TURBIN POMPA DAN KOMPRESOR

Turbin pompa dan kompressor
6 7 1 0 2 3 2 1
321

Fritz Dietzel
Dakso Sriyono

Dipindai dengan CamScanner

TURBIN, POMPA DAN KOMPRESOR

DIPLOMA III FAK. TEKNIK
UNIVERSITAS DIPONEGORO
PERPUSTAKAAN

PERPUSTAKAAN D.III - FT. UNDIP
No. Inv. : 143/P/C3
No. Klasifikasi :
Tgl. : 3-12-2013
Sumber : T. Mesin

Dipindai dengan CamScanner

Seri Paket Buku Pelajaran Teknik-Kamprath

TURBIN, POMPA DAN KOMPRESOR

Prof. Dipl. Ing.
Fritz Dietzel

Alih Bahasa:
Ir. Dakso Sriyono

Teori Dasar Mesin Hidraulik dan Termis
Pengetahuan Dasar Tentang Bagian, Dayaguna
Perhitungan Pengukuran dari Peralatan yang lengkap,
aturan-aturan dan cara kerja mesin

PENERBIT ERLANGGA
Jl. H. Baping Raya No. 100
Ciracas, Jakarta 13740
e-mail: mahameru@rad.net.id
(Anggota IKAPI)

Dipindai dengan CamScanner

Judul Asli: *TURBINEN, PUMPEN UND VERDICHTER*

Hak Cipta dalam Bahasa Jerman © 1980 pada Vogel-Verlag,Würzburg
Hak Terjemahan dalam Bahasa Indonesia pada ***Penerbit Erlangga.***

Alih Bahasa : **Ir. Dakso Sriyono**
Institut Teknologi Indonesia, Jakarta

Rancangan sampul : **Zulkifli H.**

Dicetak oleh : **PT. Gelora Aksara Pratama**

10 09 08 07 06 10 9 8 7

Dilarang keras mengutip, menjiplak, atau memfotokopi sebagian atau seluruh isi buku ini serta memperjual-belikannya tanpa izin tertulis dari Penerbit Erlangga.

© HAK CIPTA DILINDUNGI OLEH UNDANG-UNDANG

Dipindai dengan CamScanner

Kata Pengantar

Buku pelajaran yang kompak ini dibuat dalam bentuk yang ringkas dan jelas serta diharapkan dalam waktu yang singkat dapat memberikan pengertian masalah mesin-mesin aliran fluida yang hidraulis dan yang thermis. Bagi pembaca dari kalangan peminat teknik tenaga listrik dan insinyur serta teknisi yang pekerjaannya mengadakan pemilihan instalasi/proyeksi instalasi dan menyelidiki serta mengawasi beroperasinya mesin, buku ini akan membantu menilai dan memberi pertimbangan serta membandingkan penggunaan jenis-jenis konstruksi mesin.

Bagi pembaca dari kalangan *pelajar sekolah teknik menengah atas* untuk satu dan lain hal maka dasar-dasar pengetahuan harus diberikan lebih dahulu, terutama bila pelajar tersebut ingin dapat mengerti dan mengadakan sendiri perhitungan ukuran-ukuran utama, karena pada dasarnya konstruksi mesin, cara kerja, perbandingan operasi serta daerah pemakaiannya harus dipahami.

Untuk pembaca dari kalangan *mahasiswa akademi teknik* buku ini akan memberikan suatu pandangan yang luas mengenai masalah mesin-mesin aliran fluida. Selain itu mahasiswa akan mampu mengadakan suatu perencanaan sendiri dengan dibimbing oleh Dosen untuk pelaksanaan selanjutnya.

Untuk pembaca dari kalangan mahasiswa *institut teknologi* dan *universitas*, buku ini sebagai jalan permulaan untuk membaca dan memahami buku-buku ilmiah yang lebih menjurus lagi dan dapat digunakan untuk persiapan menghadapi ujian-ujian.

Maksud buku ini disesuaikan dengan perkembangan konstruksi mesin. Dan pembahasan untuk tiap-tiap konstruksi mesin kurang lebih sama bobotnya. Lagipula pada tiap-tiap permulaan bab dimulai dengan teori dasar, atau pada seluruh pembahasan mesin-mesin aliran fluida dibuatkan teori dasarnya sedemikian rupa, agar pembaca dapat cepat mengerti masalah dasar dari tiap-tiap konstruksi dan juga agar dapat mencapai persesuaian dengan literatur-literatur yang lebih khusus lagi.

Untuk mencapai maksud tersebut di atas pembaca dianggap mempunyai pengetahuan matematika sederhana dan menguasai pengetahuan dasar hidraulik dan thermodinamika serta mengetahui masalah perpindahan energi di dalam aliran fluida,-bila pembaca ingin masuk dan menguasai masalah turbin uap diharapkan juga sudah mengetahui masalah kejadian pada waktu kompresi dan ekspansi gas serta dapat menggunakan diagram $h-s$ dari uap air.

Dipindai dengan CamScanner

Lebih dari 50 buah perhitungan dengan contoh soalnya melengkapi bahan pelajaran buku ini. Pembahasan daerah penggunaan *turbin gas* relatif lebih banyak bila dibandingkan dengan pembahasan *turbin uap* dan *turbin air*, karena turbin gas mempunyai perkembangan yang sangat pesat, daya yang dihasilkan turbin gas penggerak pesawat terbang makin tinggi dan penggunaan turbin gas di dalam bidang industri makin banyak serta akhir-akhir ini mempunyai daerah penggunaan yang baru.

Pompa dibahas secara terperinci, termasuk pula masalah perhitungan perencanaan pompa radial 2 tingkat dan masalah harga NPSH (kemampuan menghisap). Pada bagian ini dibahas masalah pompa-pompa yang dilaksanakan, di mana banyak sekali insinyur yang berusaha untuk menyelesaikan masalah tersebut.

Blower, ventilator dan kompresor dibahas dengan cenderung kepada perbandingan terhadap pompa. Perhitungan kompresor yang bertele-tele dan panjang, dengan menggunakan sistem yang ada pada buku ini menjadi lebih singkat. Perbandingan cara kerja dari beberapa konstruksi kompresor, termasuk di dalamnya masalah batas pemompaan, karakteristik dan pengaturannya, terdapat di dalam buku ini.

Kepada perusahaan yang telah membantu kami dengan gambar-gambar yang dicantumkan di dalam buku ini, kami mengucapkan terima kasih. Kepada penerbit Vogel, penerbit buku kejuruan, kami mengucapkan terima kasih atas usahanya untuk menerbitkan dan menyebarluaskan buku ini. Dan kepada istriku yang tercinta yang telah menulis naskah ini, pada kesempatan ini juga saya mengucapkan terima kasih sebesar-besarnya.

Saya mengharapkan buku ini diterima dengan baik dan penuh persahabatan; untuk petunjuk dan dorongan semangat sewaktu-waktu saya bersedia dihubungi.

Darmstadt — Fritz Dietzel.

Dipindai dengan CamScanner

Daftar Isi

1. Turbin air

1.1. Teori dasar aliran (HIDRODINAMIK). 1
1.2 Perubahan bentuk energi. 7
1.3 Besar gaya, daya yang dihasilkan Turbin, Rumus Euler, bentuk sudu 9
1.4 Kincir air, turbin tekanan, lebih dan turbin tekanan sama 14
1.5 Pemilihan tipe turbin, kecepatan spesifik 19
1.6 Turbin Pelton 25
1.6.1 Turbin aliran Ossberger. 36
1.7 Tekanan sama (aksi), tekanan lebih (reaksi), kavitasi, tinggi isap yang diijinkan. 38
1.8 Turbin Francis 43
1.9 Turbin Kaplan 50
1.9.1 Turbin tabung Kaplan 60
1.10 Keadaan beban sebagian (tidak maksimum) dan pengaturan turbin air 63
1.11 Instalasi turbin pompa reservoar 69

2 Turbin uap

2.1 Teori Dasar 74
2.1.1 Bagan proses tenaga uap 74
2.1.2 Air dan uap air dalam diagram T–s dan h–s. 75
2.1.3 Penggunaan diagram h–s 79
2.1.4 Perbaikan proses tenaga uap dengan teknologi panas. 83
2.1.5 Turbin tekanan lawan dan turbin yang hanya sebagian uapnya yang melewati kondensator 87
2.1.6 Daya yang dihasilkan, randemen, kapasitas uap. 89
2.1.7 Persamaan kontinuitas, penampang saluran 90
2.1.8 Aliran uap ketika melewati sudu pengarah dan sudu jalan . . . 92
2.19 Cara kerja dan bagian-bagian turbin uap bertingkat 97
2.2 Perpindahan energi dalam turbin uap 99
2.2.1 Skema kecepatan, gaya tangensial, daya yang dihasilkan turbin, panas jatuh. 100
2.2.2 Turbin tekanan sama $r = 0$. . . . 105
2.2.3 Turbin tekanan lebih $r = 0{,}5$ . . 111
2.2.4 Dua rangkaian sudu turbin tekanan sama, roda Curtis 117
2.2.5 Turbin radial yang berputar berlawanan arah 120
2.3 Kerugian di dalam tingkat turbin dan randemennya. 122
2.3.1 Kerugian di sudu-sudu turbin. . 122
2.3.2 Tingkat dari turbin tekanan sama: kerugian gesekan roda, ventilasi, celah 124

Dipindai dengan CamScanner

2.3.3 Tingkat dari turbin tekanan lebih : kerugian celah 125
2.3.4 Randemen dalam turbin η_h . . . 127
2.3.5 Randemen mekanik η_m 128
2.3.6 Kesimpulan 128
2.4 Diameter tingkat pertama dan tingkat terakhir dari turbin uap 129
2.4.1 Diameter tingkat pertama 129
2.4.2 Diameter tingkat terakhir dari turbin dengan kondensasi 132
2.4.3 Persoalan-persoalan khusus pada tingkat terakhir dari turbin dengan kondensasi 139
2.5 Beberapa pelaksanaan konstruksi turbin uap 141
2.5.1 Turbin kecil dengan sebuah roda jalan 141
2.5.2 Konstruksi turbin tekanan sama yang bertingkat-banyak . . . 142
2.5.3 Konstruksi turbin tekanan lebih yang bertingkat-banyak . . 144

3 Turbin Gas dan Instalasi turbin gas

3.1 Teori dasar teknologi panas . . 152
3.1.1 Cara kerja proses sederhana sistem terbuka 152
3.1.2 Jalannya proses di dalam diagram $p-v$ dan diagram $T-s$ . . . 154
3.1.3 Randemen thermis dan daya yang berguna (efektif) 156
3.1.4 Proses sederhana sistem terbuka dengan kerugian 159
3.1.5 Proses sistem terbuka dengan pemanas udara 162
3.1.6 Proses turbin gas dengan sistem tertutup 163
3.2 Material, bahan bakar, ruang bakar, pendinginan sudu-sudu 166
3.2.1 Material (logam) untuk instalasi turbin gas 166
3.2.2 Bahan bakar untuk turbin gas 168
3.2.3 Temperatur pembakaran, diagram $h-s$ 170
3.2.4 Konstruksi ruang bakar 17
3.2.5 Persoalan pendinginan sudu . . 17
3.3 Konstruksi dan cara kerja kompresor dan turbin 17
3.3.1 Konstruksi keseluruhan dari turbin gas untuk industri besar 178
3.3.2 Kompresor untuk turbin gas 181
3.3.3 Turbin gas 189
3.4 Instalasi turbin gas yang tetap tidak dipindahkan 194
3.4.1 Turbin gas untuk industri yang digunakan menerima beban puncak 195
3.4.2 Instalasi turbin gas yang dikombinasikan dengan turbin uap 207
3.4.3 Turbin gas untuk pusat tenaga panas 209
3.4.4 Pusat listrik yang menggunakan turbin gas dengan reservoar udara 212
3.4.5 Turbin gas yang dipakai untuk menggerakan kompresor, kapal, kereta api dan auto mobil 215
3.4.6 Instalasi turbin gas untuk proses tertutup 222
3.5 Turbin gas untuk menggerakan pesawat terbang 226
3.5.1 Beberapa ketentuan pada daerah penggerak pesawat terbang 227
3.5.2 Pergerakan dengan menggunakan propeller; Pusat listrik tenaga PTPu (Propeller, Turbin dan Pancaran udara) 228
3.5.3 Dua buah pelaksanaan mesin PTPu (Propeller, Turbin, Pancaran udara) 229
3.5.4 Pergerakan dengan menggunakan mesin pancar dan mesin dengan 2 arus pancar 231

Dipindai dengan CamScanner

3.5.5 Pelaksanaan mesin dengan dua arus pancar dan mesin pancar saja 234

4 Pompa sentrifugal

4.1 Teori dasar yang berlaku secara umum 239
4.1.1 Cara kerja, pemasangan pompa, kerja kenaikan spesisik Y 239
4.1.2 Tinggi kenaikan H, tekanan p daya yang dibutuhkan P, harga η_e 241
4.1.3 Gambar penampang pompa radial satu tingkat dan bertingkat banyak 243
4.1.4 Kecepatan spesifik dan bentuk roda jalan 247
4 1.5 Pompa sentrifugal yang bertingkat banyak, jumlah tingkat, pengaruh kecepatan putar . . . 250
4.2 Ukuran-ukuran utama pompa radial 255
4 2.1 Tinggi kenaikan yang sesungguhnya H 256
4.2.2 Pemilihan sudut sudu jalan bagian keluar β_2 258
4.2.3 Perencanaan ukuran-ukuran utama 260
4.2.4 Contoh. Pompa radial untuk $V = 300$ m^3/gram, $n = 1450$ menit^{-1}. Contoh 2 264
4.2.5 Sudu pengarah, sudu penghantar Balik, rumah spiral 268
4.2.6 Kerugian arus balik, Gaya geser aksial, mengkompensir/ membuat seimbang gaya geser . 275
4.3 Dua aliran arus masuk dan pompa radial bertingkat banyak, setengah aksial dan pompa aksial 281
4.3.1 Pompa radial yang dilaksanakan dengan menggunakan sistim 2 aliran arus masuk 282
4.3.2 Pompa radial yang bertingkat banyak 285
4 3.3 Pompa Sentrifugal setengah aksial (pompa diagonal) 291
4.3.4 Pompa aksial 295
4.4 Karakteristik untuk menilai suatu kondisi kerja 301
4 4.1 Karakteristik Instalasi 301
4.4.2 Tinggi tekanan pada titik penumpu harga NPSH (dahulu keadaan bagian pengisapan) . . 303
4.4.3 Keadaan dari pompa sentrifugal pada perubahan kecepatan putar 309
4.4.4 Karakteristik dari pompa sentrifugal 310
4.5 Keadaan kerja dan pengaturan dari pompa sentrifugal 315
4.5.1 Titik kerja, keadaan kerja, karakteristik stabil dan yang labil 316
4.5.2 Pengaturan pompa sentrifugal . 321

5 Kompresor Sentrifugal

5.1 Pemakaian dan penggolongan kompresor sentrifugal 331
5.2 Kerja spesifik (Y) : tinggi tekan spesifik (H) dan kenaikan tekanan Δp 333
5.3 Ventilator dan blower radial . . 335
5.3.1 Bilangan pengenal untuk merancang mesin (kompresor, ventilator, blower) radial 336
5.3.2 Perhitungan kasar untuk suatu ventilator radial 340
5.3.3 Blower dan ventilator radial yang dipergunakan secara luas . 343
5.4 Blower dan ventilator aksial . . 347
5.4.1 Kerja sama antara sudu pengarah dan sudu jalan 348
5.4.2 Karakteristik kerja dan ventilator aksial yang diproduksi . . . 351
5.5 Kompresor radial 358
5.5.1 Masalah-masalah dasar Thermodinamika 358
5.5.2 Kompresor banyak tingkat . . . 364
5.5.3 Penjelasan-penjelasan untuk menentukan ukuran utama . . . 367

Dipindai dengan CamScanner

5.5.4 Kompresor radial yang umum dipakai serta bentuk konstruksinya 373
5.5.5 Karakteristik pengisapan, diagram karakteristik batas pemompaan 380
5.5.6 Pengaturan kompresor radial . . 388
5.6 Kompresor aksial 391
5.6.1 Bentuk konstruksi 391
5.6.2 Problema-problema dasar mengenai masalah energi 393
5.6.3 Contoh perhitungan yang diberikan secara singkat 398
5.6.4 Penjelasan tenntang problema-problema perencanaan teori sayap pesawat udara 402
5.6.5 Kompresor aksial dan radial yang dipergunakan secara umum 409
5.6.6 Pengaturan garis karakteristik dan karakteristik kerja 415

Simbol dan satuan 419
Daftar Literatur 421
Daftar sumber gambar 423
Indeks 425

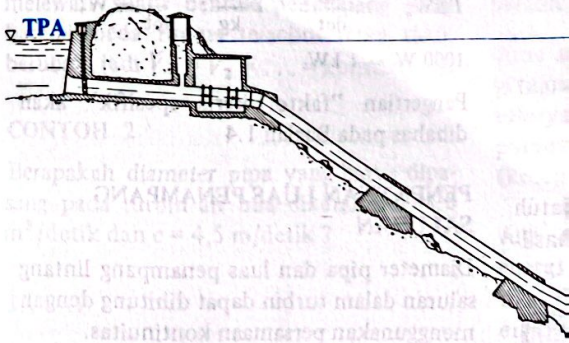
1 Turbin Air

1.1. TEORI DASAR ALIRAN (HIDRODINAMIK)

Air yang mengalir mempunyai energi yang dapat digunakan untuk memutar roda turbin, karena itu pusat-pusat tenaga air dibangun di sungai-sungai dan di pegunungan-pegunungan. Pusat tenaga air tersebut dapat dibedakan dalam 2 golongan, yaitu pusat tenaga air tekanan tinggi dan pusat tenaga air tekanan rendah.

Gambar 1.1.1 menunjukkan bagan pusat tenaga air tekanan tinggi, dari sini dapat

diketah
dungan
patlah
besar.
sebut
yang d
an, dar
pasang
nosel i
dan m
air ter
sih ting
mukaa



Gambar 1.1.1. Pusat tenaga air tekanan tinggi di peg

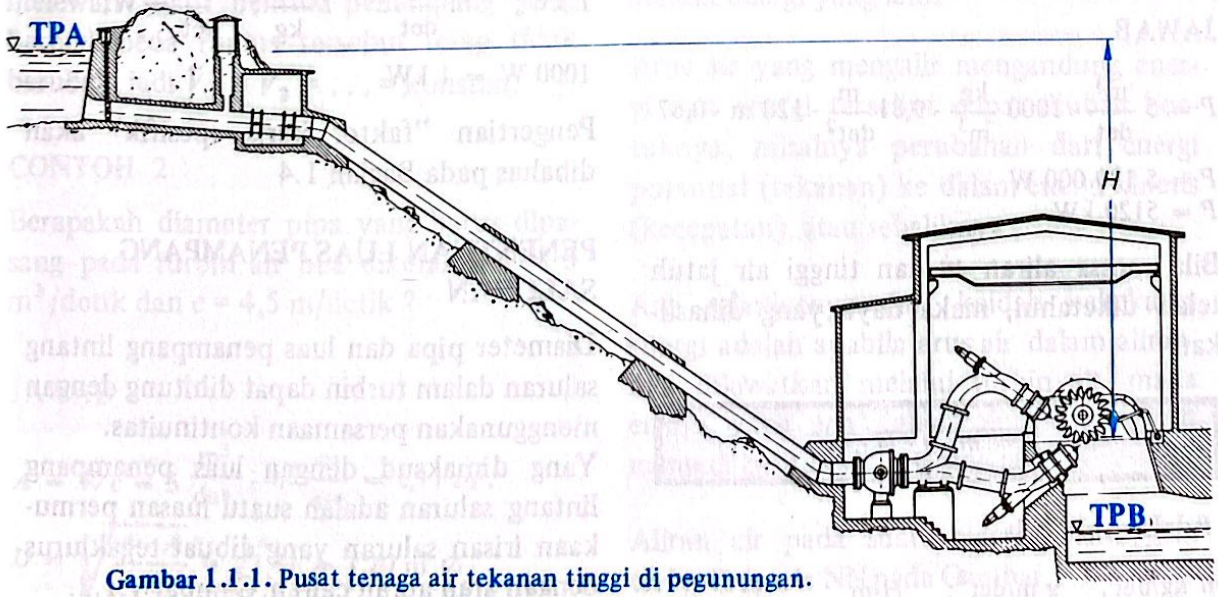
Dipindai dengan CamScanner

1 Turbin Air

1.1. TEORI DASAR ALIRAN (HIDRODINAMIK)

Air yang mengalir mempunyai energi yang dapat digunakan untuk memutar roda turbin, karena itu pusat-pusat tenaga air dibangun di sungai-sungai dan di pegunungan-pegunungan. Pusat tenaga air tersebut dapat dibedakan dalam 2 golongan, yaitu pusat tenaga air tekanan tinggi dan pusat tenaga air tekanan rendah.

Gambar 1.1.1 menunjukkan bagan pusat tenaga air tekanan tinggi, dari sini dapat diketahui bahwa dengan didirikannya bendungan di daerah yang tinggi akan terdapatlah sebuah reservoar air yang cukup besar. Dengan menggunakan pipa, air tersebut dialirkan ke rumah pusat tenaga, yang dibangun di bagian bawah bendungan, dan di dalam rumah tersebut telah dipasang dua buah nosel turbin Pelton, lewat nosel itulah air akan menyemprot ke luar dan memutar roda turbin, kemudian baru air tersebut dibuang ke sungai. Dari selisih tinggi permukaan air atas TPA dan permukaan air bawah TPB terdapat tinggi air



Gambar 1.1.1. Pusat tenaga air tekanan tinggi di pegunungan.

Dipindai dengan CamScanner

jatuh H.
Dengan menggunakan rumus-rumus mekanika fluida, daya turbin, luas penampang lintang saluran dan dimensi bagian-bagian turbin lainnya serta bentuk energi dari aliran air dapat ditentukan.

DAYA YANG DIHASILKAN TURBIN P

Dari kapasitas air V dan tinggi air jatuh H dapat diperoleh daya yang dihasilkan turbin

$$P = \dot{V} \cdot \varrho \cdot g \cdot H \cdot \eta_T$$

P dalam kW, bila

$\dot{V}$ m^3/detik ϱ kg/m^3; g m/detik^2 H m;

sebab $\frac{m^3}{s} \cdot \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{m}{det^2} \cdot m = \frac{kg\,m}{det^2} \cdot \frac{m}{det}$

$= \frac{Nm}{det} = \frac{J}{det}$

$=$ Watt dan 1000 W = 1 kW.

CONTOH 1

Berapakah daya yang dihasilkan dari sebuah turbin air, apabila kapasitas air $\dot{V} = 5$ m^3/detik, dan tinggi air jatuh H = 120 m, serta randemen turbin $\eta_T = 0{,}87$.

JAWAB

$$P = 5\,\frac{m^3}{det} \cdot 1000\,\frac{kg}{m^3} \cdot 9{,}81\,\frac{m}{det^2} \cdot 120\ m \cdot 0{,}87$$

$P = 5\,120\,000$ W
$P = 5120$ kW

Bila massa aliran $\dot{m}$ dan tinggi air jatuh telah diketahui, maka daya yang dihasilkan

$$P = \dot{m} \cdot g \cdot H \cdot \eta_T$$

P dalam kW bila

$\dot{m}$ kg/det, g m/det^2; H m

$$P = \frac{kg}{det} \cdot \frac{m}{det^2} \cdot m = \frac{kg\,m}{det^2} \cdot \frac{m}{det} = \frac{Nm}{det}$$

$$= \frac{J}{det} = W;$$

1000 W = 1 kW

Petunjuk: Pada turbin air biasanya diketahui kapasitas air $\dot{V}$, tetapi pada turbin uap dan gas diketahui jumlah massa fluida (uap atau gas) m yang dialirkan, di antara kedua satuan tersebut terdapat hubungan :

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\varrho} \qquad \dot{V} = \dot{m} \cdot \upsilon$$

$\varrho\ \frac{kg}{m^3}$ Kerapatan; $\upsilon\ \frac{m^3}{kg}$ Volume spesifik

Besarnya harga Kerapatan dan volume spesifik cairan praktis tidak berubah, sedangkan untuk gas dan uap sangat tergantung kepada tekanan dan temperatur.
Perhitungan daya yang dihasilkan turbin dari faktor kerja spesifik Y dan massa aliran m adalah

$$P = \dot{m} \cdot Y \cdot \eta_T$$

P kW; $\dot{m}\ \frac{kg}{det}$; $Y\ \frac{J}{kg}$; $\frac{J}{det} = W;$

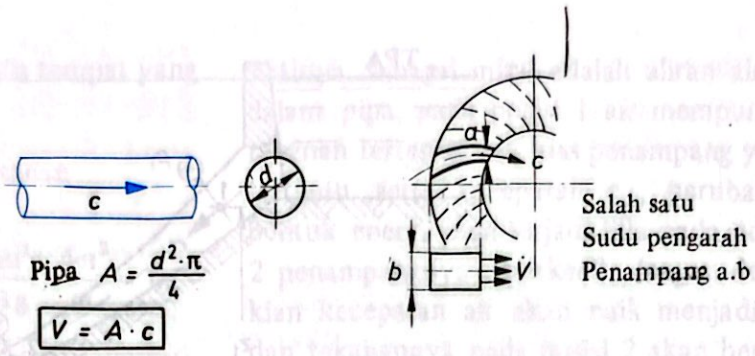
1000 W = 1 kW

Pengertian "faktor kerja spesifik" akan dibahas pada Bagian 1.4

PENENTUAN LUAS PENAMPANG SALURAN

Diameter pipa dan luas penampang lintang saluran dalam turbin dapat dihitung dengan menggunakan persamaan kontinuitas.
Yang dimaksud dengan luas penampang lintang saluran adalah suatu luasan permukaan irisan saluran yang dibuat tegaklurus dengan arah aliran cairan, Gambar 1.1.2.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.1.2. Pengertian "penampang lintang saluran"

Dengan diketahuinya luas penampang lintang saluran A dan kecepatan c, maka kapasitas air yang mengalir $\dot{V}$

$$\dot{V} = A \cdot c \quad \text{dari sini didapat} \quad A = \dot{V}/c$$

Bila m adalah massa air yang mengalir, maka $\dot{V} = \dot{m} \cdot v = \dot{m}/\varrho$.
Jadi dengan demikian persamaan air yang mengalir menjadi

$$V = \dot{m} \cdot v = \dot{m}/\varrho = A \cdot c$$

Persamaan air yang mengalir tersebut di atas adalah konstan, meskipun alirannya melewati suatu bentuk penampang yang berbeda-beda rumus tersebut tetap tidak berubah, jadi $\dot{V}_1 = \dot{V}_2 = \ldots =$ konstan.

CONTOH 2

Berapakah diameter pipa yang harus dipasang pada turbin air bila diketahui $V = 5$ m^3/detik dan $c = 4{,}5$ m/detik ?

JAWAB

$$A = \dot{V}/c = 5 \frac{\text{m}^3}{\text{det}} : 4{,}5 \frac{\text{m}}{\text{det}} = 1{,}11 \text{ m}^2.$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{1{,}41} = 1{,}20 \text{ m } \varnothing$$

Petunjuk :

Semakin tinggi c, berarti makin kecil D, jadi makin kecil pula semua pipa-pipa saluran dan peralatannya; Tetapi kerugian gesekan air di dalam pipa akan naik sebesar c^2, karena itu kecepatan aliran air di dalam pipa harus dibatasi, batasannya tergantung kepada panjangnya pipa saluran, sekitar 3 m/detik sampai 5 m/detik (sampai dengan 8 m/detik).

ALIRAN ZAT CAIR DAN BENTUK ENERGINYA

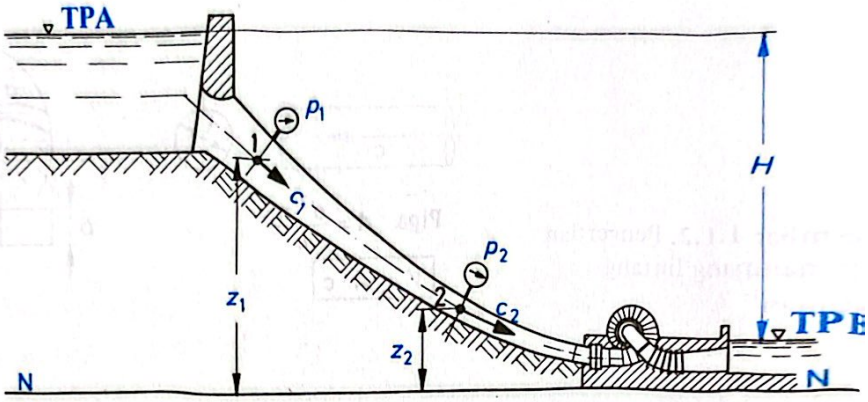
Kaidah energi menyatakan bahwa suatu bentuk energi akan dapat diubah menjadi bentuk energi yang lain.

Arus air yang mengalir mengandung energi dan energi tersebut dapat diubah bentuknya, misalnya perubahan dari energi potensial (tekanan) ke dalam energi kinetis (kecepatan), atau sebaliknya.

Arti selanjutnya dari kaidah kekekalan energi adalah apabila arus air dalam alirannya dilewatkan melalui turbin air, maka energi yang ada dalam air akan diubah menjadi bentuk energi yang lain.

Aliran air pada suatu standar ketinggian tertentu, garis NN pada Gambar 1.1.3 mem-

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.1.3. Bentuk energi pada aliran air

punyai bentuk-bentuk energi sebagai berikut :

Energi tempat

$$m \cdot g \cdot z \quad \text{dalam} \quad \text{kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{det}^2} \cdot \text{m} = \frac{\text{kg m}}{\text{det}^2} \cdot \text{m} = \text{Nm}$$

Energi tekanan

$$m \cdot \frac{p}{\varrho} \quad \text{dalam} \quad \text{kg} \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} = \cdots = \text{Nm}$$

Energi kecepatan

$$m \cdot \frac{c^2}{2} \quad \text{dalam} \quad \text{kg} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{det}^2} = \frac{\text{kg m}}{\text{det}^2} \cdot \text{m} = \text{Nm}$$

Petunjuk untuk energi tekanan : Tekanan p dalam N/m^2 dalam hal ini dibuat dalam bentuk

$$\frac{\text{kg m}}{\text{detik}^2} \cdot \frac{1}{\text{m}^2}$$

Energi adalah daya-usaha; Usaha adalah gaya kali jarak.

BEBERAPA BENTUK PERSAMAAN BERNOULLI

Pada suatu aliran air di dalam pipa, diambil suatu selisih ketinggian z antara tinggi air atas dan tinggi air bawah, maka menurut Bernoulli besar energi aliran tersebut adalah :

$$W = m \cdot g \cdot z + m \cdot \frac{p}{\varrho} + m \cdot \frac{c^2}{2} \text{ Nm}$$

Persamaan energi

Bila pada aliran tersebut di atas diambil suatu jumlah air tiap 1 Kg untuk diperhitungkan, hal ini dinamakan "Spesifik energi" satuannya dalam Nm/Kg.
Karena dibagi m akan didapat:

$$w = g \cdot z + \frac{p}{\varrho} + \frac{c^2}{2} = \text{konst. Nm/kg}$$

Persamaan spesifik energi

Kemudian dibagi lagi dengan percepatan grafitasi g, akan didapat salah satu ruas dari persamaan Bernoulli, yang mempunyai arti Ketinggian :

$$H = z + \frac{p}{\varrho \cdot g} + \frac{c^2}{2g} = \text{konst. m}$$

Persamaan ketinggian

Petunjuk : Nm/kg dibagi dengan

$$\text{m/detik}^2 = \frac{\text{kg m} \cdot \text{m} \cdot \text{detik}^2}{\text{detik}^2 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}} = \text{m}$$

Dipindai dengan CamScanner

z adalah Ketinggian dari suatu tempat yang dipakai sebagai standar

$\frac{p}{\varrho \cdot g}$ dinamakan Tinggi Tekanan

$$\frac{N}{m^2} \cdot \frac{m^3}{kg} \cdot \frac{det^2}{m} = \frac{kg\ m}{det^2 \cdot m^2} \cdot \frac{m^3}{kg} \cdot \frac{det^2}{m} = m$$

$\frac{c^2}{2g}$ dinamakan Tinggi Kecepatan

$$\frac{m^2}{detik^2} \cdot \frac{detik^2}{m} = m.$$

Ketinggian adalah jarak ke suatu tempat di mana suatu benda yang jatuh dari tempat tersebut mempunyai kecepatan c.
Jadi persamaan Bernoulli dapat dikatakan sebagai berikut :

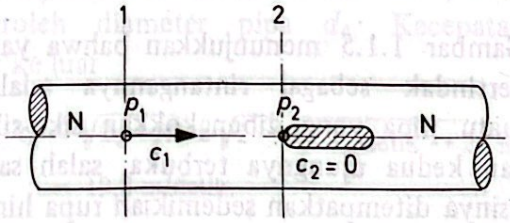
> Pada tiap saat dan tiap posisi yang ditinjau dari suatu aliran di dalam pipa tanpa gesekan yang tidak bergerak, akan mempunyai jumlah energi ketinggian tempat, tekanan, dan kecepatan yang sama besarnya.

Petunjuk :
Posisi yang ditinjau berarti bahwa kecepatan aliran pada penampang tersebut dilakukan pengukuran (akan dibahas pada contoh 5 dan Gambar 1.2.1) dan keadaannya tidak berubah, jumlah energinya tetap sama. Kejadian permulaan aliran, perubahan banyaknya air yang mengalir karena pengaturan daya, adalah tidak termasuk dalam hal ini; lalu untuk menghitungnya pada persamaan Bernoulli harus ditambahkan percepatan dan lain-lain penyebabnya.

Persamaan Bernoulli umumnya ditulis dalam bentuk :

$$z_1 + \frac{p_1}{\varrho \cdot g} + \frac{c_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\varrho \cdot g} + \frac{c_2^2}{2g}$$

Artinya, sebagai misal adalah aliran air di dalam pipa, pada posisi 1 air mempunyai tekanan tertentu dan luas penampang yang tertentu serta kecepatan c_1, perubahan bentuk energi akan terjadi bila pada posisi 2 penampangnya diperkecil, dengan demikian kecepatan air akan naik menjadi c_2 dan tekanannya pada posisi 2 akan berkurang; hal ini akan terlihat dengan jelas apabila letak pipa tersebut mendatar, jadi $z_1 = z_2$.
Perubahan bentuk energi akan diketahui dengan seksama bila diamati memakai alat ukur. Penjelasan secara singkat prinsip alat ukur tekanan statis, tekanan dinamis atau rintangan, piezometer dan tabung pitot sebagai berikut :
Di dalam pipa yang diletakkan mendatar, Gambar 1.1.4 dialiri cairan dengan tekanan P_1 (dipompa), kerapatan cairan ϱ dan kecepatannya c_1.



Gambar 1.1.4. Penghalang (rintangan) di dalam aliran.

Ketika cairan sampai di penampang 2 akan bentrok dengan rintangan di titik 2. Di sini aliran cairan akan berhenti $c_2 = 0$, melewati titik bentrok di rintangan 2 dibuat garis referensi $N \ldots N$, maka $z_1 = z_2$ dan persamaan spesifik energi Bernoulli menjadi :

$$0 + \frac{p_1}{\varrho} + \frac{c_1^2}{2} = 0 + \frac{p_2}{\varrho} + 0,$$

Kemudian setelah diselesaikan

$$p_2 = p_1 + \frac{\varrho}{2} \cdot c_1^2 \quad \text{(Tekanan total)}$$

Dipindai dengan CamScanner

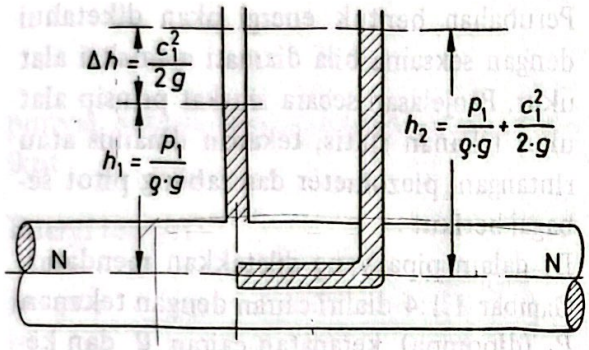
Istilahnya :

p_2 = Tekanan total; p_1 = Tekanan statis;

$p_2 - p_1$ = Tekanan rintangan

Tekanan dinamis = $\varrho \cdot \frac{c_1^2}{2}$

Di titik bentrok cairan dan rintangan 2 tekanannya lebih tinggi dari pada tekanan cairan di sekitarnya, sebab energi kecepatan di titik tersebut diubah menjadi energi tekanan.



Gambar 1.1.5. Piezometer (kiri) dan Tabung Pitot.

Gambar 1.1.5 menunjukkan bahwa yang bertindak sebagai rintangannya adalah suatu pipa yang dibengkokkan siku-siku dan kedua ujungnya terbuka, salah satu sisinya ditempatkan sedemikian rupa hingga kedudukannya melawan arah aliran zat cair. Yang lainnya adalah suatu pipa yang terbuka ujung-ujungnya dan dipasang sedemikian rupa pada dinding saluran supaya kecepatan aliran zat cair tidak mempengaruhinya.

Yang terlihat pada gambar adalah hasil pengukuran dan penjelasannya, dari sini didapat selisih kedua ketinggian h_2 dan h_1 yang besarnya sama dengan kecepatan aliran zat cair di dalam saluran, keterangannya sebagai berikut :

$$h_1 = \frac{p_1}{\varrho \cdot g} \quad \text{dan} \quad h_2 = \frac{p_1}{\varrho \cdot g} + \frac{c_1^2}{2g}$$

$$h_2 - h_1 = \frac{p_1}{\varrho \cdot g} + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{p_1}{\varrho \cdot g} = \frac{c_1^2}{2g} = \Delta h$$

Dari sini didapat persamaan umum kecepatan aliran

$$c = \sqrt{2g \cdot \Delta h}$$

CONTOH 3

Peralatan ukur Gambar 1.1.5 dialiri air yang bertekanan, setelah diukur terdapat selisih tinggi Δh = 0,3 m. Berapakah kecepatan air di tempat yang ditinjau tersebut?

JAWAB :

$$c = \sqrt{2g \cdot \Delta h} = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \text{ m/detik}^2 \cdot 0{,}3 \text{ m}}$$

$$= \sqrt{5{,}9 \text{ m}^2/\text{detik}^2} = 2{,}43 \text{ m/detik}$$

Petunjuk :

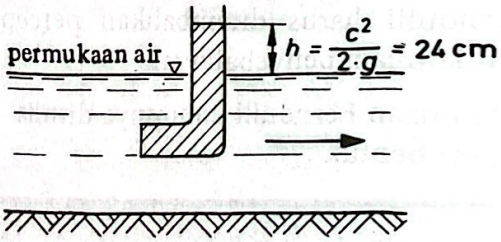
Kerapatan zat cair ϱ belum masuk dalam hasil pengukuran kecepatan aliran. Pada kondisi kecepatan aliran yang sama meskipun yang mengalir itu zat cair yang kental atau encer atau pula gas atau uap tinggi Δh akan sama saja.

Catatan :

Pada saluran air yang bertekanan dan katup keluarnya ditutup, meskipun pompa airnya tetap bekerja tetapi alirannya berhenti penunjukan alat ukur Gambar 1.1.5 tinggi nya h di kedua pipa adalah sama, $h_1 = h_2$

CONTOH 4

Di saluran air yang terbuka tabung pitot dicelupkan seperti dalam Gambar 1.1.6 dan menunjukkan tinggi h = 24 Cm. Berapakah kecepatan aliran air?



Gambar 1.1.6. Kecepatan aliran di dalam saluran yang terbuka.

Dipindai dengan CamScanner

JAWAB :

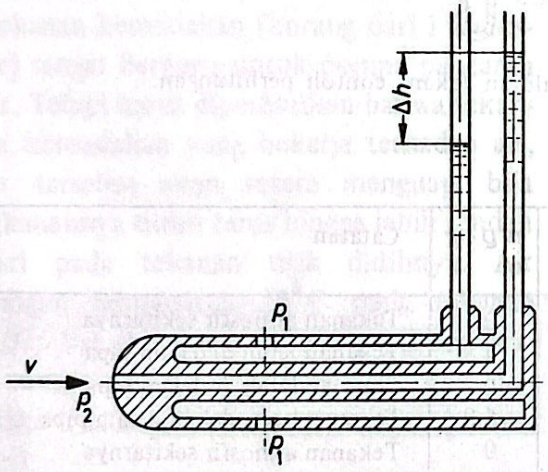
Pada saluran yang terbuka tidak ada tinggi tekanan $p/\varrho \cdot g$. Tekanan Atmosfir di permukaan air dan di ujung pipa pitot yang terbuka adaiah sama, jadi tidak ada selisih tekanan.

Penunjukan tinggi h pada pipa pitot asalnya dari energi kecepatan aliran.

$$c = \sqrt{2g \cdot h} = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \text{ m/detik}^2 \cdot 0{,}24 \text{ m}}$$
$$= 2{,}17 \text{ m/detik}$$

Petunjuk :

Bagian terbuka dari pipa pitot harus tegaklurus dengan arah aliran air yang tenang, bila di aliran yang penuh olakan atau pusaran akan timbul gangguan dan hasil pengukurannya salah.



Gambar 1.1.7. Peralatan Prandtl

Peralatan Prandtl.

Pada peralatan Prandtl ini prinsipnya adalah Piezometer dan Pipa Pitot yang dijadikan satu unit, Gambar 1.1.7. Alat ini terutama digunakan untuk mengukur kecepatan aliran gas.

1.2 PERUBAHAN BENTUK ENERGI

Contoh 5 menunjukkan bentuk-bentuk energi yang terdapat pada aliran air. Energi dari aliran air di dalam pipa akan dipindahkan ke turbin air, jadi yang terutama ada hubungannya adalah peralihan dari energi tekanan ke energi kecepatan dan sebaliknya; Energi dari tempat yang tinggi digunakan untuk memutar roda turbin.

Perubahan energi di dalam pipa.

Kolam air pada Gambar 1.2.1 dilengkapi dengan pipa buang ke udara luar, yang diameternya tidak sama.

CONTOH 5

Diketahui tinggi air jatuh H = 20 m, kapasitas aliran air = 10 m^3/detik dan tinggi tempat z_1 sampai z_4 serta diameter pipa d_1, d_2 dan d_3.

Ditanyakan:

Diameter pipa di bagian ujung ke luar d_4 dan tinggi tekanan serta tinggi kecepatan di daerah 1 sampai dengan daerah 4.

JAWAB

Dari persamaan kontinuitas $A = V / c$ diperoleh diameter pipa d_4. Kecepatan air ke luar

$$c_4 = \sqrt{2g \cdot H} = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \text{ m/detik}^2 \cdot 20 \text{ m}}$$
$$= 19{,}8 \text{ m/detik.}$$

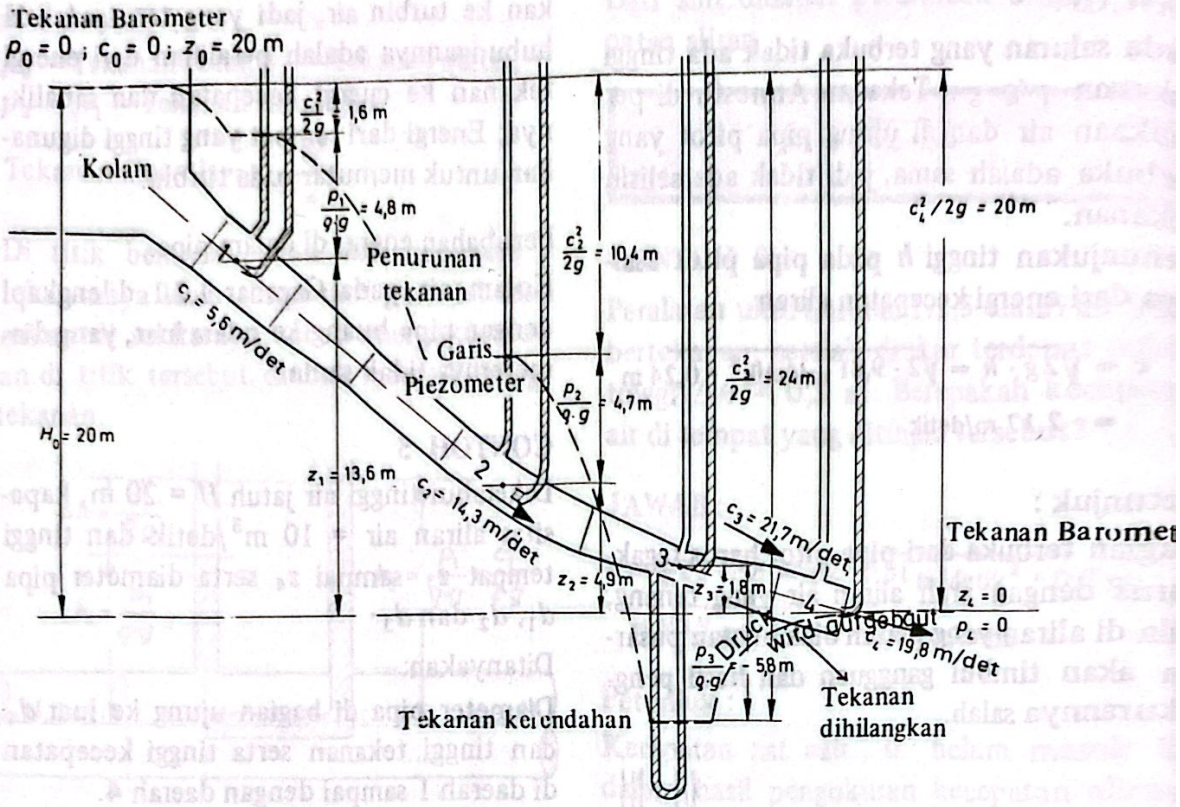
Kecepatan di daerah 4 ini adalah tetap saja sama besarnya, seberapa pun besarnya aliran (aliran dianggap tanpa gesekan). Di daerah yang lain besar pipa tergantung kepada kecepatan aliran, luas penampang pipa dan kapasitas air yang lewat.

Luas penampang daerah 4, $A_4 = V / c = 10$ m^3 : 19,8 m/detik; A_4 = 0,505 m^2.

Bila pipanya bulat, maka diameter pipa d_4 = 0,804 m.

Tinggi tekanan di bagian ke luar pipa = 0 = tekanan atmosfir sekelilingnya, yang harganya sama dengan tekanan di permukaan air kolam. Garis untuk standar dibuat melewati titik tengah pipa ke luar, jadi z_4 = 0. Pipa pitot di daerah 4 menunjukkan tinggi

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.2.1. Perubahan energi di dalam pipa saluran tekan, contoh perhitungan.

Tabel 1.2.1

Kedudukan	z m	d m	A m^2	c m/det	$c^2/2g$ m	$p/\varrho \cdot g$ m	Catatan
0	20	–	∞	0	0	0	Tekanan atmosfir sekitarnya
1	13,6	1,51	1,79	5,6	1,6	4,8	Tekanan lebih di dalam pipa
2	4,9	0,94	0,70	14,3	10,4	4,7	Tekanan lebih di dalam pipa
3	1,8	0,76	0,46	21,7	24,0	– 5,8	Tekanan kerendahan dalam pipa
4	0	0,80	0,50	19,8	20	0	Tekanan atmosfir sekitarnya

kecepatan $H = 20$ m, Gambar 1.2.1.

Tinggi daerah 1 sampai 3 dan Diameter pipa daerah 1 sampai 3 telah diketahui, dengan demikian luas penampang pipa A dan kecepatan aliran dari persamaan $c = V / A$ dapat dihitung, serta tinggi kecepatan dari $c^2/2g$ dapat dihitung juga.

Dari persamaan Bernoulli dapat dihitung tinggi tekanan $p/\varrho \cdot g = H - z - c^2/2g$, dan hal ini bisa dilihat di Piezometer. Semua data yang telah diketahui dan hasil perhitungannya ditabelkan pada Tabel 1.2.1.

Di daerah 3 penampang pipanya lebih sem pit, karena itu kecepatan aliran di daerah in naik sedemikian rupa tingginya c_3, tetap tekanannya turun hingga mencapai tekan an kerendahan (kurang dari 1 atmosfir).

Tinggi kecepatan di daerah 3 adalah yang paling tinggi di antara yang ada di daerah daerah lainnya.

Kekurangan tekanan di daerah 3 ini akan mempengaruhi keadaan di daerah seki tarnya, dan tekanan atmosfir di atas per mukaan air sangat besar pula pengaruhnya Untuk tekanan atmosfir 1 bar = 10^5 N/m^2

Dipindai dengan CamScanner

dan kerapatan air $\varrho = 1000$ Kg/m^3 di dapat :

$$\frac{p}{\varrho \cdot g} = 10\,000 \frac{\text{kg m}}{\text{detik}^2/\text{m}^2} \cdot \frac{\text{m}^3}{1000 \text{ kg}} \cdot \frac{\text{detik}^2}{9{,}81 \text{ m}}$$
$$= 10{,}2 \text{ m (tinggi kolom air)}$$

Dengan anggapan bahwa aliran dalam pipa tanpa gesekan, maka kecepatan air di daerah 3 akan naik hingga

$$\frac{c^2}{2g} = H - z - \frac{p}{\varrho \cdot g} = 20 - 1{,}8 - (-10{,}2)$$
$$= 28{,}4 \text{ m},$$

jadi $c = \sqrt{2 \,.\, 9{,}81 \text{ m/det}^2 \,.\, 28{,}4 \text{ m}} = \text{m/det}$

Dengan demikian pengurangan luas penampang A_3 cukup diperlukan.

Keterangan:

Tekanan kerendahan (kurang dari 1 atmosfir) sangat berguna untuk pompa pancaran air. Tetapi harus diperhatikan bahwa tekanan kerendahan yang bekerja terhadap air, air tersebut akan segera menguap, bila tekanannya turun terus hingga lebih rendah dari pada tekanan titik didihnya. Air dengan temperatur 20° C pada tekanan 0,025 bar akan segera mulai menguap. Karena adanya pembentukan uap tersebut, maka bentuk aliran menjadi rusak (turbulen).

Jalannya aliran antara daerah 3 dan 4.

Dengan adanya pembesaran diameter pipa setelah daerah 3, maka kecepatan air akan berkurang dan tekanannya pun akan naik. Pada daerah 4 tekanannya menjadi 1 atmosfir, yang sama dengan tekanan di atas permukaan air kolam.

Garis Piezometer.

Dari hasil perhitungan dan Gambar 1.2.1 menunjukkan bahwa Tinggi Kecepatan $c^2/2\,g$ dapat diukur mulai dari Ketinggian H ke bawah sampai garis putus-putus yang menghubungkan satu dengan yang lainnya.

Besarnya Tinggi Tekanan $p/\varrho \cdot g$ ditunjukkan oleh jarak antara garis putus-putus sampai ke tengah-tengah pipa. Garis putus-putus tersebut dinamakan "Garis tekanan Piezometer" karena garis itu didapatkan dari penunjukan Piezometer. Bila lintasan garis tersebut berada di bawah lintasan garis sumbu pipa, artinya ini adalah tekanan di dalam pipa di bawah 1 atmosfir, begitu juga bila lintasan garis tekanan Piezometer berada di luar, pada permukaan air berarti tekanannya adalah tekanan atmosfir udara luar.

Keterangan.

Bila sisi bagian ke luar pipa diperkecil (memakai katup), maka aliran airnya makin sedikit. Kecepatan air ke luar di belakang katup adalah tetap tidak terganggu, tetapi kecepatan air di dalam pipa makin lambat dan Tinggi Kecepatan akan makin kecil, tetapi Tinggi Tekanan akan membesar.

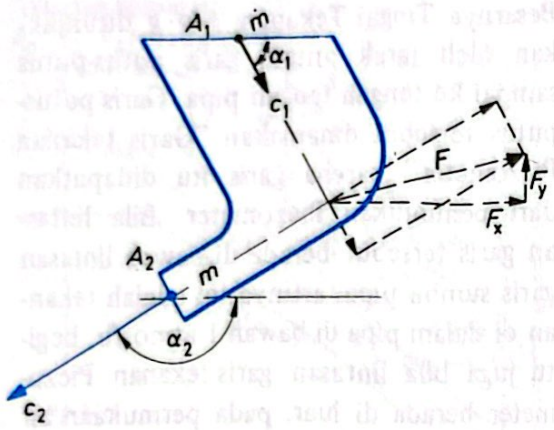
Kesimpulan.

Perubahan dari tinggi tekanan ke tinggi kecepatan dan sebaliknya, berlaku secara umum pada aliran di dalam saluran tertutup. Hal seperti ini terjadi juga pada aliran air di dalam Turbin, yaitu dengan jalan pengecilan luas penampang saluran-saluran, misalnya di sudu gerak, kecepatan aliran dipertinggi, tekanannya menjadi turun. Dengan demikian tekanan kerendahan (kurang dari 1 atmosfir) terbentuk, tetapi dengan adanya pipa isap maka air dari air bawah dapat dikeluarkan. Hal ini adalah sebanding dengan contoh pada Gambar 1.2.1 antara daerah 3 dan 4.

1.3. BESAR GAYA, DAYA YANG DIHASILKAN TURBIN, RUMUS EULER, BENTUK SUDU

Suatu benda yang berlubang dan diperkuat dengan bagan seperti gambar 1.3.1, secara teratur dialiri air dengan kecepatan c_1 dan

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.3.1. Terjadinya gaya pada pembelokan aliran air.

membentuk sudut α_1, sejajar dengan dinding batas benda tersebut. Aliran air m akan belok dan ke luar dengan membentuk sudut α_2.

Penampang di bagian ke luar A_2 lebih kecil dari pada A_1, berarti kecepatan ke luar c_2 lebih besar daripada c_1.

Dari gambar dan bentuk peralatan serta arah aliran dapat diperkirakan bagaimana asalnya gaya F. Besarnya gaya ini menurut kaidah pergerakan atau Impuls.

$$F \cdot t = m \cdot c_1 - m \cdot c_2 \quad \text{dan untuk t = 1 detik}$$

$$F = \dot{m} \cdot c_1 - \dot{m} \cdot c_2$$

Gaya F dalam N, bila massa air yang lewat m dalam kg/detik, dan kecepatannya c dalam m/detik.

Bila dihitung berdasarkan kapasitas air yang lewat, maka

$$F = \dot{V} \cdot \varrho \cdot c_1 - \dot{V} \cdot \varrho \cdot c_2$$

Supaya diperhatikan, bahwa menurut kaidah impuls untuk perbedaan geometri dari bagian-bagian yang bergerak didapat dari $m \cdot c_1$ dan $-m \cdot c_2$.

Dengan memperhatikan sudut aliran masuk dan ke luar, maka gaya yang terjadi dapat diuraikan dalam arah x dan y, Gambar 1.3.1, didapat

$$F_x = \dot{V} \cdot \varrho \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2)$$
$$F_y = \dot{V} \cdot \varrho \cdot (c_1 \cdot \sin \alpha_1 - c_2 \cdot \sin \alpha_2)$$

CONTOH 6

Berapakah resultan gaya dalam arah x dan y, bila kapasitas air $V = 10\ m^3/detik$ dengan kecepatan $c_1 = 20$ m/detik dan sudut masuk $\alpha_1 = 20°$, sedangkan arah aliran ke luar dibelokkan membentuk sudut $\alpha_2 = 130°$ dan kecepatannya $c_2 = 5$ m/detik ?

JAWAB

$$F_x = 10 \frac{m^3}{det} \cdot 1000 \frac{kg}{m^3} \cdot \left(20 \frac{m}{det} \cdot 0{,}94 - \left(-5 \frac{m}{det} \cdot 0{,}71\right)\right)$$
$$= 223\,000 \frac{kg\ m}{det^2} = 223\ kN$$

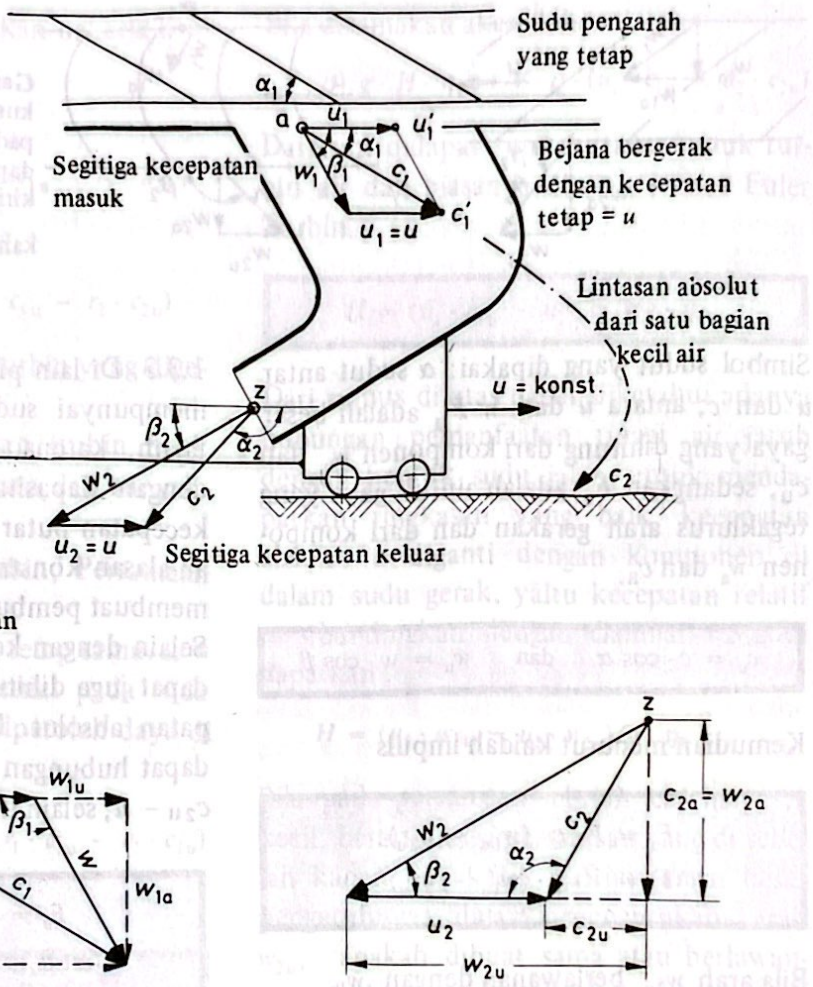
$$F_y = 10 \frac{m^3}{det} \cdot 1000 \frac{kg}{m^3} \cdot \left(20 \frac{m}{det} \cdot 0{,}34 - 5 \frac{m}{det} \cdot 0{,}77\right)$$
$$= 30\,000\ N = 30\ kN$$

PEMINDAHAN GAYA KE TURBIN

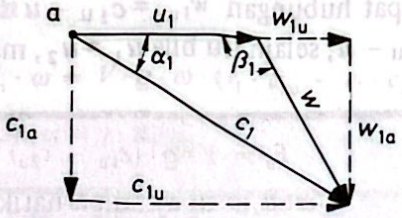
Bejana pada Gambar 1.3.1 diletakkan di atas kereta yang bisa bergerak tanpa gesekan, Gambar 1.3.2, ke dalam bejana tersebut dialirkan air, maka kereta akan meluncur dengan kecepatan u sambil menarik tali penggantung beban.

Melalui sudu pengarah yang tetap, air dialirkan ke dalam bejana dengan membentuk sudut α_1 dan kecepatan c_1. Satu bagian kecil air a bergerak pindah ke dalam bejana dengan sudut α_1 dan kecepatan c_1 ke arah titik c_1' tetapi pada waktu yang

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.3.2. Gaya yang timbul akibat dari aliran zat cair di dalam bejana yang bergerak dengan kecepatan konstan u; Penjelasan segitiga kecepatan masuk dan segitiga kecepatan ke luar.



bersamaan air *a* tersebut juga bergerak dengan kecepatan u ke arah u_1. Dengan digambarnya c_1 dan u bersama-sama didapat arah dan besarnya kecepatan w_1, bagian kecil air *a* bergerak di dalam bejana dengan arah dan kecepatan w_1. Dengan demikian segi tiga kecepatan air masuk bisa dilukis.

Untuk gambar segitiga kecepatan bagian air ke luar didapat sebagai berikut; bila satu bagian kecil air z dalam mengalirnya sampai di bagian ujung ke luar bejana kecepatannya berubah dari w_1 ke w_2 dan arahnya juga berubah dari α_1 ke α_2 disebabkan karena pengecilan penampang A_2/A_1 dan kelengkungan bejana.

Di titik z digambar harga u_2 (di sini u_1 u) dan digambar pula w_2 yang sesuai besar dan arahnya, dengan digambarnya c_2 didapat segitiga kecepatan ke luar.

Karena kebutuhan istilah untuk membedakan harga-harga tersebut di atas maka :

c = disebut kecepatan mutlak, karena daerah sekelilingnya adalah tetap diam tak bergerak, kecuali bejana yang dilewati aliran bergerak dengan kecepatan u.

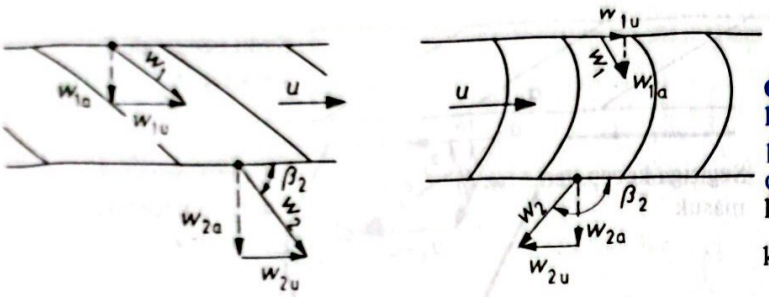
w = disebut kecepatan relatif, karena berhubungan dengan bagian sebelah dalam bejana yang bergerak.

u = disebut kecepatan tangensial roda turbin.

Secara umum, Vektor

$$w = c - u \quad \text{dan} \quad c = u + w$$

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.3.3. Dengan kelengkungan sudut yang lebih tajam pada kapasitas air yang sama dapatkan daya yang lebih besar
kiri $F_u = \dot{V} \cdot \varrho \cdot (w_{1u} - w_{2u})$
kanan $F_u = \dot{V} \cdot \varrho \cdot (w_{1u} + w_{2u})$

Simbol sudut yang dipakai: α sudut antar u dan c; antara u dan w F_u adalah besar gaya yang dihitung dari komponen w_u dan c_u, sedangkan F_a adalah untuk gaya yang tegaklurus arah gerakan dan dari komponen w_a dan c_a.

$$c_u = c \cdot \cos \alpha \quad \text{dan} \quad w_u = w \cdot \cos \beta$$

Kemudian menurut kaidah impuls

$$F_u = \dot{V} \cdot \varrho \cdot (w_{1u} - w_{2u})$$
$$F_a = \dot{V} \cdot \varrho \cdot (w_{1a} - w_{2a})$$

Bila arah w_{2u} berlawanan dengan w_{1u}, maka

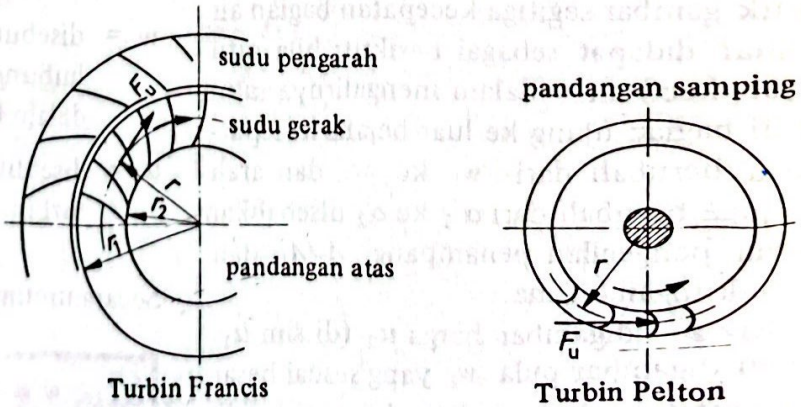
$$F_u = \dot{V} \cdot \varrho \cdot [w_{1u} - (-w_{2u})]$$
$$= \dot{V} \cdot \varrho \cdot (w_{1u} + w_{2u})$$

Untuk kapasitas aliran air yang sama, pada lengkungan yang lebih tajam akan diperoleh gaya yang lebih besar, lihat Gambar 1.3.3. Di lain pihak tidak semua turbin a mempunyai sudu-sudu yang belakangny tajam, karena hal ini ada hubungannya dengan Kapasitas air, tinggi air jatuh da kecepatan putar roda turbin, jadi dari ala an-alasan konstruksi dan ekonomilah yan membuat pembuatan turbin harus tertentu Selain dengan kecepatan relatif, besar gay dapat juga dihitung dengan memakai kec patan absolut. Menurut Gambar 1.3.2, d dapat hubungan $w_{1u} = c_{1u} - u$ dan $w_{2u} = c_{2u} - u$, selain itu bila $u_1 = u_2$, maka:

$$F_u = \dot{V} \cdot \varrho \cdot (c_{1u} - c_{2u})$$
Arah c_{2u} supaya diperhatikan

Momen Puntir.

Aliran air di dalam bejana bisa dianggap s bagai aliran air di dalam saluran sudu-suc yang terdapat pada roda turbin, Gamb 1.3.4. Bila r adalah jarak dari titik pusa ke tempat bekerjanya gaya tangensial F_u



Gambar 1.3.4.
Momen puntir yang bekerja di roda jalan turbin yang berbeda.

Dipindai dengan CamScanner

maka pada poros turbin akan bekerja momen.

$$M_t = F_u \cdot r.$$

$$M_t = F_u \cdot r = \dot{V} \cdot \varrho \cdot (r_1 \cdot w_{1u} - r_2 \cdot w_{2u})$$

atau juga pada gambar 1.3.2.

$$M_t = F_u \cdot r = \dot{V} \cdot \varrho \cdot (r_1 \cdot c_{1u} - r_2 \cdot c_{2u})$$

Ini adalah daya pada roda turbin yang digerakkan oleh aliran air.

Jari-jari r_1 dan r_2 tiap-tiap turbin tidak sama, tergantung kepada cara dan banyaknya air yang dialirkan.

Daya yang dihasilkan turbin, Persamaan Euler turbin.

Pada kecepatan sudut yang tetap sama. $\omega = r.\ u$ dan kecepatan tangensial pada roda jalan $u = D \cdot \pi \cdot n$ bisa diperoleh daya di roda turbin.

$$P = M_t \cdot \omega = V \cdot \varrho \cdot \omega \cdot (r_1 \cdot c_{1u} - r_2 \cdot c_{2u})$$

atau dengan $\omega = r \cdot u$

$$P = \dot{V} \cdot \varrho \cdot (u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u})$$

Di lain pihak untuk kapasitas dan tinggi air jatuh yang telah diketahui. Daya yang dihasilkan turbin :

$$P = \dot{V} \cdot \varrho \cdot g \cdot H \cdot \eta_T$$

Bila disamakan akan didapat

$$\dot{V} \cdot \varrho \cdot g \cdot H \cdot \eta_T = \dot{V} \cdot \varrho \cdot (u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u})$$

Dari sini didapat rumus utama untuk turbin air dan biasanya disebut rumus Euler Turbin.

$$H = (u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u})/g \cdot \eta_T$$

Dari rumus di atas dapat diketahui adanya hubungan pemanfaatan tinggi air jatuh dengan bentuk sudu jalan, untuk mendapatkan ringkasan yang baik, kecepatan absolut c diganti dengan komponen di dalam sudu gerak, yaitu kecepatan relatif w , bandingkan dengan Gambar 1.3.2 di dapatkan :

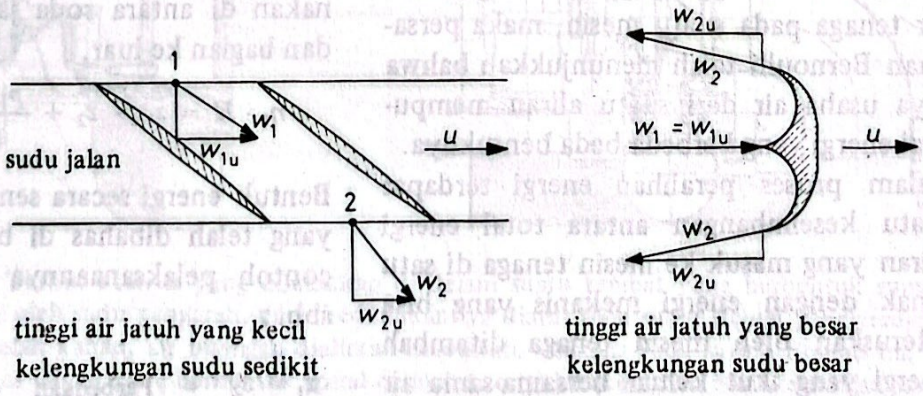
$$H = (u_1 \cdot w_{1u} - u_2 \cdot w_{2u})/g \cdot \eta_T$$

Bila pada persamaan sebelah kiri harga H kecil, berarti harga persamaan yang di sebelah kanan pun kecil. Hal ini sangat besar pengaruhnya dalam menentukan arah w_{2u}, apakah dibuat sama atau berlawanan arah dengan w_{1u}

Tingi jatuh dan profil sudu gerak pada Gambar 1.3.5.

Tinggi air jatuh yang rendah :

Pusat tenaga sungai, Pusat tenaga bendungan. Untuk kelengkungan sudu yang kecil,



tinggi air jatuh yang kecil
kelengkungan sudu sedikit

tinggi air jatuh yang besar
kelengkungan sudu besar

Gambar 1.3.5. Gambar hubungan antara tinggi air jatuh H dan bentuk sudu turbin.

Dipindai dengan CamScanner

arah w_{1u} dan w_{2u} sama, harga H-nya kecil.

$$H = (u_1 \cdot w_{1u} - u_2 \cdot w_{2u})/g \cdot \eta_T$$

Bentuk pelaksanaannya: Turbin Kaplan.

Tinggi air jatuh yang besar:
Pusat tenaga tekanan tinggi di pegunungan. Karena kelengkungan sudu yang tajam maka arah w_{2u} berlawanan dengan arah w_{1u}., harga H-nya besar.

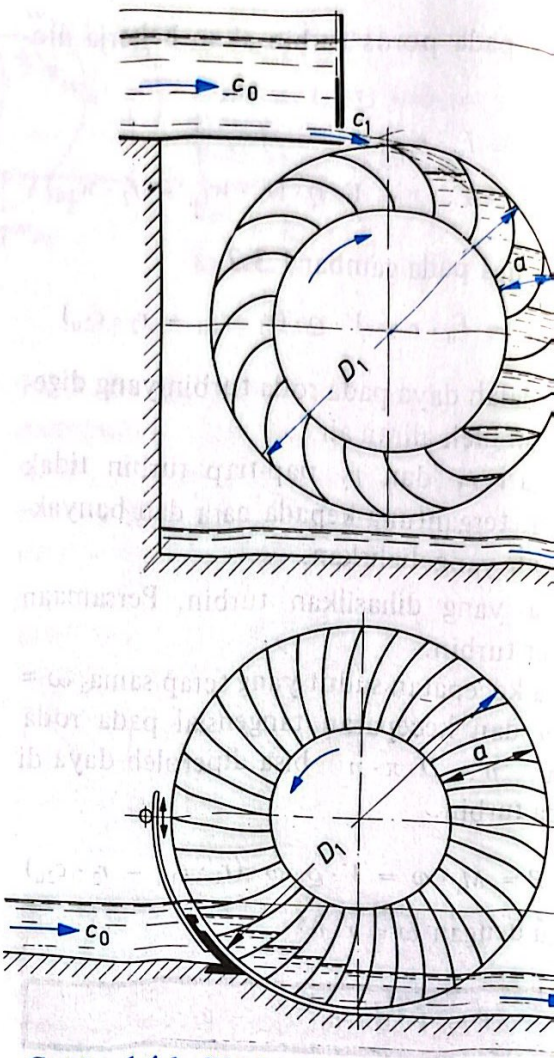
$$H = (u_1 \cdot w_{1u} + u_2 \cdot w_{2u})/g \cdot \eta_T$$

Bentuk pelaksanaannya: Turbin Pelton.

Selain itu kecepatan tangensial roda jalan u mempunyai pengaruh dan juga tergantung pada kecepatan putaran dan diameter roda turbin.
Diameter roda turbin didapat dari persamaan kontinuitas yang disesuaikan dengan kapasitas dan kecepatan aliran air di celah-celah sudu. Dari sini dapat dihasilkan suatu bentuk sudu yang maksimum yang merupakan penyempurnaan ke 2 sudu di Gambar 1.3.5.

1.4 KINCIR AIR, TURBIN TEKANAN LEBIH DAN TURBIN TEKANAN SAMA

Bila ada pertanyaan, ada berapa kemungkinan untuk menggunakan air sebagai sumber tenaga pada suatu mesin, maka persamaan Bernoulli telah menunjukkan bahwa daya usaha air dari suatu aliran mempunyai energi yang berbeda-beda bentuknya.
Dalam proses peralihan energi terdapat suatu keseimbangan antara total energi aliran yang masuk ke mesin tenaga di satu pihak dengan energi mekanis yang bisa diteruskan oleh mesin tenaga ditambah energi yang ikut keluar bersama-sama air buangan di lain pihak.



Gambar 1.4.1. Kincir air langkah atas dan la kah bawah.

Dengan notasi yang seperti dahulu, jadi :

$$z_1 + \frac{p_1}{\varrho \cdot g} + \frac{c_1^2}{2g} = \eta_T \cdot H + z_2 + \frac{p_2}{\varrho \cdot g} +$$

Dari sini didapat energi yang bisa di nakan di antara roda jalan bagian mas dan bagian ke luar.

$$\eta_T \cdot H = z_1 - z_2 + \frac{p_1 - p_2}{\varrho \cdot g} + \frac{c_1^2 -}{2g}$$

Bentuk energi secara sendiri-sendiri sepe yang telah dibahas di bab yang lalu d contoh pelaksanaannya di mesin tena sbb. :

$z_1 - z_2$ = Perbedaan ketinggian temp kincir air.

Dipindai dengan CamScanner

$\frac{p_1 - p_2}{\varrho \cdot g}$ = Tinggi tekanan lebih; turbin Francis dan Kaplan.

$\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$ = Tinggi kecepatan; turbin pancaran bebas Pelton.

Petunjuk konstruksi dan operasi mesin tenaga air.

KINCIR AIR

Kincir air adalah yang pembuatannya paling banyak ditiru, yang bekerjanya memanfaatkan tinggi air jatuh H dan kapasitas air V. Faktor yang harus diperhatikan pada kincir air selain energi tempat adalah pengaruh berat air yang mengalir masuk ke dalam sel-selnya, Gambar 1.4.1.

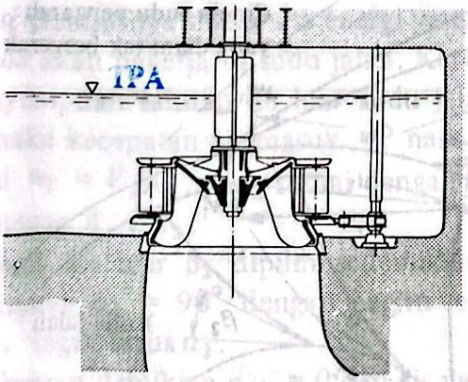
Air yang mengalir ke dalam dan ke luar dari kincir tidak mempunyai tekanan lebih, hanya tekanan atmosfir saja. Kecepatan air yang mengalir ke dalam kincir harus kecil, sebab bila kecepatannya besar ketika melalui sel air akan melimpah ke luar atau energi yang ada hilang percuma tak bisa dimanfaatkan airnya berolak.

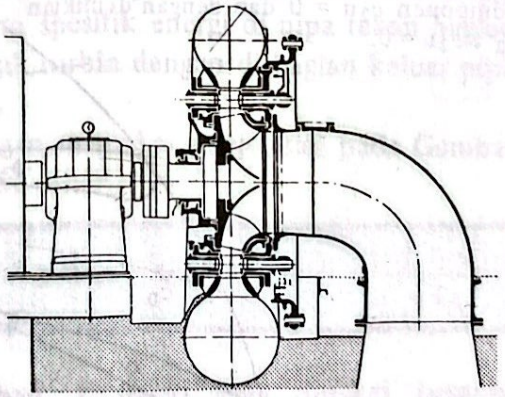
Meskipun kincir air sudah usang, tapi pada kondisi yang tertentu di mana kemungkinan-kemungkinan lainnya tidak ada, kincir air tetap merupakan salah satu pilihan untuk digunakan. Tetapi di lain pihak kadang-kadang maksud utamanya adalah untuk mendapatkan energi yang sebesar-besarnya karena itu banyak kincir air yang diganti dengan turbin air.

Tinggi air jatuh yang bisa digunakan kincir air antara 0,1 m sampai 12 m (roda kincir yang besar), dan kapasitas airnya 0,05 m^3/detik sampai 5 m^3/detik. Pemakaian kincir adalah di daerah yang aliran airnya tidak tentu, berubah-ubah dan tinggi air jatuhnya kecil, bila perubahan kecepatan putar tidak mengganggu dan kecepatan putarannya kecil 2 putaran/menit sampai dengan 12 putaran/menit, serta daya pada poros transmisi masih bisa digunakan, misalnya di unit-unit kecil penggilingan tepung, minyak dan lain-lain. Randemen kincir antara 20% sampai 80%. Untuk roda kincir yang kecepatan putarannya pelan bahannya dibuat dari kayu, tetapi apabila untuk tinggi air jatuh yang besar roda kincir dibuat dari besi.

Turbin tekanan lebih, Turbin Francis dan Kaplan

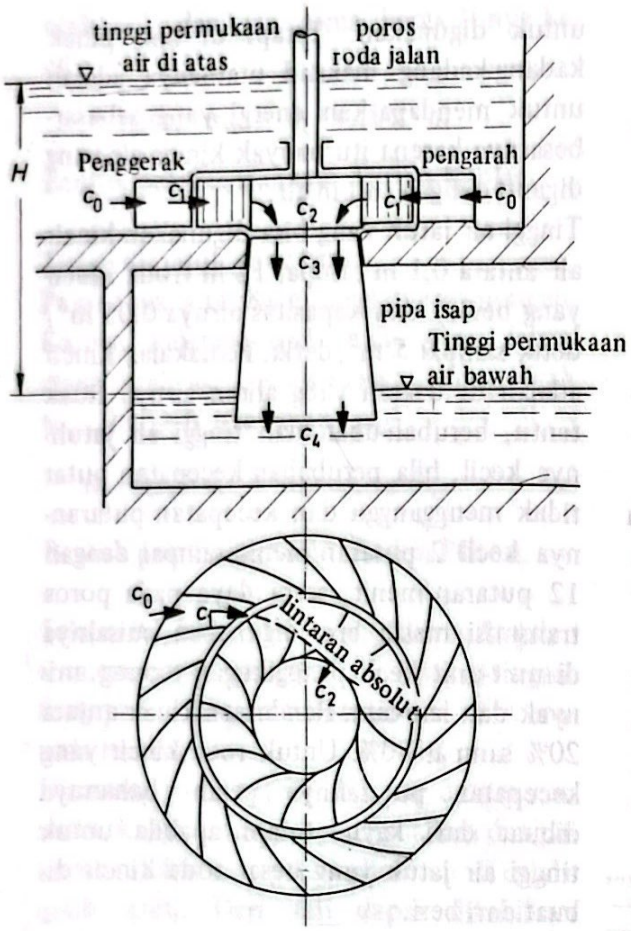
Turbin ini terdiri dari sudu pengarah dan sudu jalan, dan kedua sudu tersebut semua-



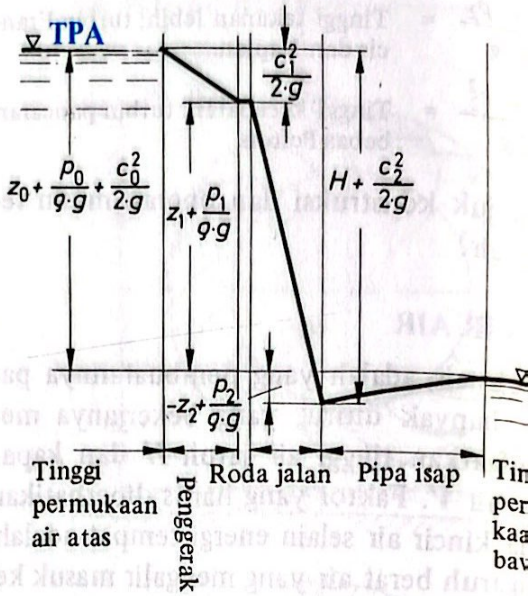


Gambar 1.4.2. Kiri: Turbin Francis yang diletakkan di dalam suatu tempat yang berbentuk sumur. Sudu jalan dikelilingi oleh sudu pengarah, yang kedudukannya diatur oleh suatu sistem yang terdapat di rumah, turbin sebelah kanan, air buangan dialirkan ke bawah. Kanan: Pada turbin Francis ini, air akan berputar di dalam cincin yang berbentuk spiral (rumah keong) lebih dahulu, baru kemudian lewat sudu pengarah yang bisa diatur menuju ke sudu jalan. Kemudian air akan meninggalkan roda turbin dengan arah horisontal.

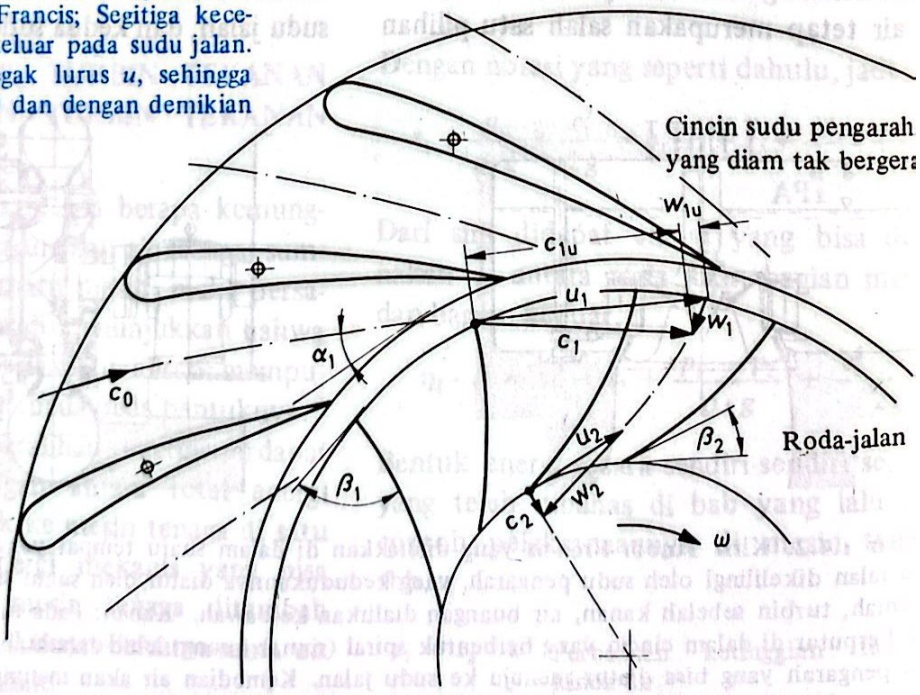
Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.4.4. Bagan sudu pengarah dan sudu jalan turbin Francis; Segitiga kecepatan masuk dan keluar pada sudu jalan. Arah c_2 adalah tegak lurus u, sehingga komponen $c_2u = 0$ dan dengan demikian $u_2 \cdot c_2u = 0$.



Gambar 1.4.3. Sistem kerja dari tinggi air jatuh, mulai dari sudu pengarah, sudu jalan dan ke pipa isap. Pembagian energi tinggi air jatuh ke sudu pengarah; di sudu jalan timbul tekanan kerendahan dan di dalam pipa isap tekanan tersebut kembali terbentuk.



nya terendam di dalam aliran air. Air dialirkan ke dalam sebuah terusan atau dilewatkan ke dalam sebuah cincin yang berbentuk spiral (rumah keong) Gambar 1.4.2. Perubahan energi seluruhnya terjadi di dalam sudu pengarah dan sudu gerak (Gambar 1.4.3).

Aliran air masuk ke sudu pengarah dengan kecepatan c_0 dan energinya adalah

$$z_0 + p_0/\varrho \cdot g + c_0^2/2g.$$

Air yang keluar dari sudu pengarah dengan kecepatan c_1 dan energinya

$$z_1 + p_1/\varrho \cdot g + c_1^2/2g$$

dalam mencapai kondisi seperti ini sebagian dari energi ketinggian H sudah dipakai. Karena sudu pengarah harus membentuk sudu tertentu dan penampang bagian air keluar lebih sempit daripada penampang masuknya. Maka menurut persamaan kontinuitas kecepatan air yang lewat sudu pengarah naik dari c_0 menjadi c_1.

Dari u_1, c_1 dan α_1 seperti yang ditunjukkan Gambar 1.3.2. Segitiga kecepatan masuk bisa digambar, sehingga didapat w_1 dan sudut masuk sudu jalan β_1, Gambar 1.4.4. Selain itu juga bisa diperoleh harga c_{1u} dan w_{1u}. Dengan penurunan tekanan selanjutnya maka sisa energi yang masih ada akan bekerja di sudu jalan. Karena penyempitan saluran ke luar sudu jalan A_2, maka kecepatan air masuk w_1 naik menjadi $w_2 = \dot{V}/A_2$, yang sesuai dengan perbandingan $A_1 : A_2$.

Sudu ke luar β_2 dipilih sedemikian rupa supaya $\alpha_2 = 90°$ dengan begitu letaknya c_2 tegak lurus u_2.

Dengan demikian $c_{2u} = 0$ dan air yang meninggalkan sudu jalan sudah tidak komponen besaran lagi, jadi energi air tersebut sudah habis digunakan.

Kecepatan keluar c_2 sedapat mungkin dinaikkan, hal ini bisa terjadi dengan menurunkan tekanan di dalam sudu-sudu jalan. Sebagai perbandingan kejadian ini adalah mirip seperti masalah aliran air di dalam pipa pada Gambar 1.2.1. di daerah 3.

Jadi dengan adanya tekanan kerendahan (kurang dari 1 atmosfir) pada sudu-sudu jalan, maka di belakang roda jalan harus dipasang pipa isap.

Di dalam pipa isap kecepatan air c_3 turun menjadi c_4 dan tekanannyapun kembali naik, sampai tekanan air tersebut sama dengan tekanan udara luar dan terus dibuang ke saluran air bawah.

Gambar 1.4.3 bawah kiri, adalah gambar penampang sudu-sudu yang dilihat dari atas, sedangkan garis putus-putus pada gambar tersebut adalah garis lintasan absolut dari satu bagian kecil air dalam perjalanannya dari sudu pengarah sampai melewati sudu jalan.

Faktor kerja spesifik Y

Seperti yang telah dibahas secara singkat daya yang dihasilkan turbin, dihitung dari

$$P = \dot{m} \cdot Y \cdot \eta_T$$

Faktor kerja spesifik Y adalah selisih energi antara spesifik energi di pipa tekan bagian masuk turbin dengan di bagian keluar pipa isap.

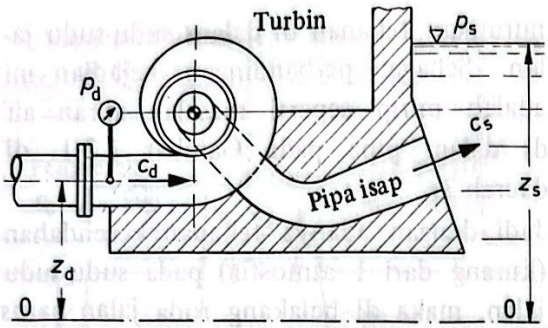
Dengan memakai penjelasan pada Gambar 1.4.5.

$$Y = g \cdot (z_d - z_s) + \frac{p_d - p_s}{\varrho} + \frac{c_d^2 - c_s^2}{2}$$

Tempat Y dapat juga dipakai besaran tinggi jatuh $H = Y/g$.

Persamaan ini digunakan untuk mengukur daya yang dihasilkan turbin. Tekanan bisa diukur dengan mudah memakai manometer (piezometer) dan barometer. Dari kapa-

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.4.5. Faktor kerja spesifik Turbi

sitas aliran air $\dot{V}$, luas penampang A_d dan A_s, serta menurut persamaan $c = \dot{V}/A$ bisa ditentukan besarnya kecepatan aliran air.

Turbin Kaplan

Turbin Kaplan adalah turbin tekanan lebih yang spesial. Sudu jalan turbin ini kemurniannya sangat kecil dan pada saluran sudu jalan belokannya hanya sedikit. Pada waktu bekerja sudu jalan turbin ini bisa diatur posisinya, disesuaikan dengan perubahan tinggi air jatuh, jadi turbin ini cocok untuk pusat tenaga air yang dibangun di sungai.

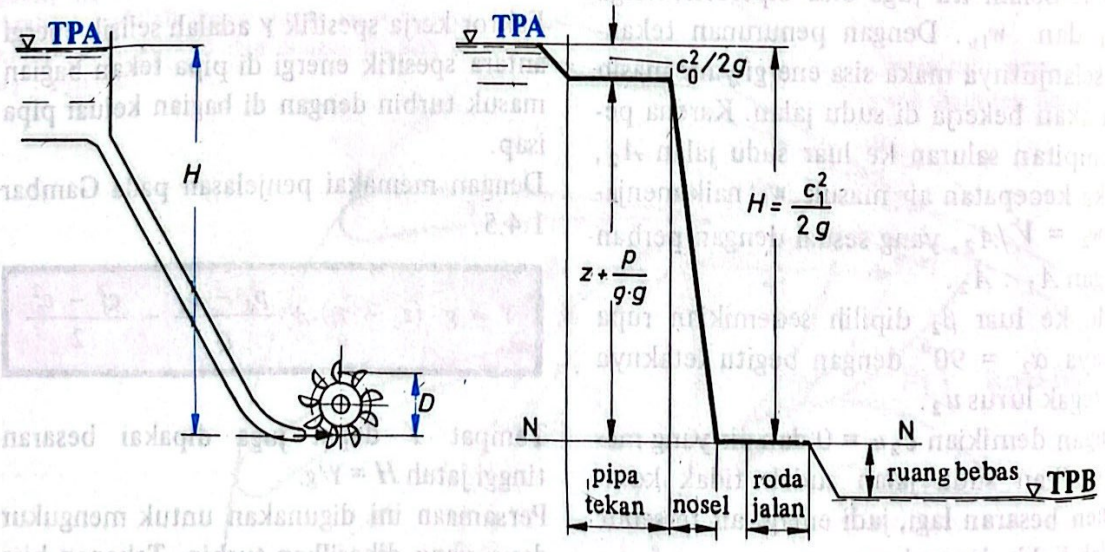
Turbin tekanan sama, Turbin Pelton

Turbin tekanan sama disebut juga sebag turbin pancaran bebas atau turbin impu karena aliran air yang ke luar dari nos tekanannya adalah sama dengan tekan atmosfir sekitarnya. Semua energi ting tempat dan tekanan ketika masuk ke su jalan turbin dirubah menjadi energi kec patan, Gambar 1.4.6.

Pancaran air tersebut akan menghasilk gaya tangensial F_u di roda jalan.

$$c_1 = \sqrt{2g\,H}$$

Turbin Pelton dipakai untuk tinggi a jatuh yang besar. Aliran air di dalam pi akan ke luar dengan kecepatan Tinggi a jatuh H dihitung dari permukaan air atas sampai ke tengah-tengah pancaran a dan tidak sama dengan turbin tekana lebih di mana H dihitung sampai ting permukaan air bawah. Di bagian bawa roda turbin terdapat suatu tempat ya dinamakan sebagai ruang bebas. Ruan bebas tersebut harus sekecil mungki



Gambar 1.4.6. Skema Turbin pancar (turbin Pelton); jalannya tekanan di dalam pipa dan di dala roda jalan.

Dipindai dengan CamScanner

sedemikian rupa hingga dalam batas-batas yang diizinkan.

Bentuk sudu turbin yang seperti terdiri dari 2 bagian yang simetris, maksudnya adalah supaya bisa membalikkan pancaran air dengan baik dan membebaskan sudu dari gaya-gaya samping.

Tidak semua sudu menerima pancaran air hanya sebagian-sebagian saja secara bergantian tergantung posisi sudu tersebut, jumlah noselnya tergantung kepada besarnya kapasitas air, tiap roda turbin bisa dilengkapi dengan 1 sampai 6 nosel.

1.5. PEMILIHAN TIPE TURBIN; KECEPATAN SPESIFIK

Bentuk selengkapnya persamaan Euler untuk turbin adalah :

$$H = (u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u})/g \cdot \eta_T$$

bila $c_{u2} = 0$, untuk pengeluaran air yang tegaklurus, bentuknya dipermudah menjadi :

$$H = u_1 \cdot c_{u1}/g \cdot \eta_T$$

Seperti yang telah ditunjukkan gambar 1.3.3 dan pembahasannya, bahwa untuk sudu yang punya kelengkungan tajam cocok untuk digunakan di tempat yang punya tinggi air jatuh yang besar, dan makin rendah tinggi air jatuhnya makin memerlukan sudu dengan kelengkungan yang sedikit.

Kenyataannya hal tersebut di atas tidak berubah, dan sebagai akibatnya timbul pertanyaan, mulai dari mana suatu tinggi air jatuh disebut sebagai tinggi air jatuh yang besar dan apa pengaruh selanjutnya, serta bagaimana pengaruh kapasitas aliran V dan kecepatan putaran n terhadap perencanaan turbin air.

Dalam membedakan dengan mesin-mesin fluida lainnya seperti Turbin uap, turbin gas, Kompressor dan pompa sentrifugal mereka ini semuanya kebanyakan bekerja dengan tekanan tinggi, karena itu mereka kebanyakan harus dibuat bertingkat, tetapi pada turbin air harus dibuat dengan 1 tingkat. Untuk suatu kapasitas air yang sangat banyak seperti di pusat tenaga air sungai, bila perlu dibuat beberapa turbin air 1 tingkat yang ukurannya sama dihubungkan paralel secara hati-hati.

Di lain pihak pusat tenaga air ditentukan oleh data-data setempat, perbedaan kombinasi antara tinggi air jatuh dan kapasitas aliran air yang tersedia, dan berapa kecepatan putar yang diinginkan, karena ada perbedaan kemungkinan dalam penentuan bentuk roda turbin. Faktor-faktor yang bentuk roda turbin. Faktor-faktor yang mempengaruhi bentuk roda jalan adalah.

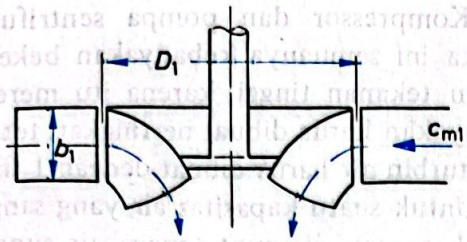
H, Tinggi air jatuh

Dari suatu tinggi air jatuh $H = u_1 \cdot c_{u1}/g \cdot \eta T$ bisa diperoleh daya spesifik yang dihasilkan turbin, bisa dengan harga u_1 yang kecil dan c_{u1} yang besar atau sebaliknya. Tetapi $u_1 = D_1 \cdot \pi \cdot n$ tergantung pada diameter D_1 dan kecepatan putar roda turbin n. Untuk c_{v1} yang besar akan berpengaruh kepada beberapa bagian dari energi total yang digunakan untuk menghasilkan energi kecepatan c_1 dan berapakah sudut sudu c_1 yang dipilih atau dipakai.

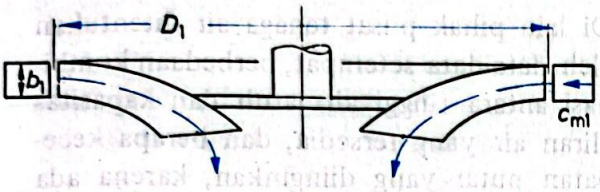
V, Kapasitas aliran

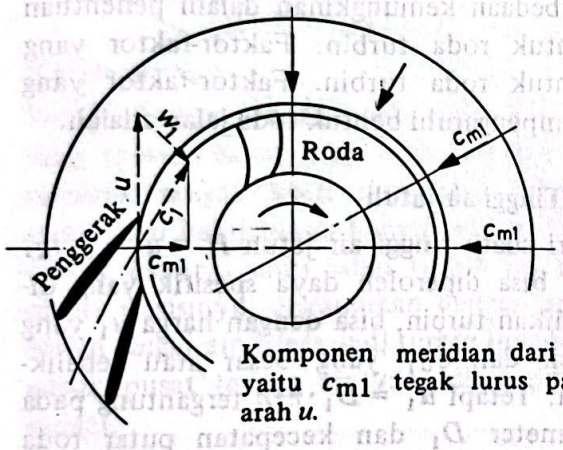
Luas penampang saluran A_1 tergantung kepada kapasitas aliran air. Dari persamaan kontinuitas $A_1 = V/c_1$, dimana pada roda turbin $A_1 = D_1 . \pi . b_1$. Gambar 1.5.1. Jadi di sini ada juga hubungannya dengan diameter roda turbin, yang berarti ada juga pengaruhnya terhadap besarnya u_1. Dengan pemilihan lebar b berarti diameter roda D tertentu dan dengan demikian bentuk roda turbin juga tertentu.

Dipindai dengan CamScanner



Kapasitas aliran sama V dalam m^3/detik
Kecepatan sama c_{m1} dalam m/detik





Komponen meridian dari c_1 yaitu c_{m1} tegak lurus pada arah u.

$$A_1 = D_1 \cdot \pi \cdot b_1 = \dot{V}/c_{m1}$$

Gambar 1.5.1. Hubungan antara D_1 dan b_1 pada perencanaan luas penampang saluran didapat dari $A_1 = \dot{V}/c_1$, di mana $A_1 = D_1 \cdot \pi \cdot b_1$ dan letak c_{m1} sebagai komponen dari c_1.

n, Kecepatan putar turbin

Dalam pemilihan kecepatan putaran sedapatnya ditentukan setinggi mungkin, karena dengan kecepatan putar yang tinggi akan didapat momen puntir (kopel) yang kecil, poros yang kecil, dan diameter roda turbin yang kecil serta ukuran-ukuran bagian-bagian mesin lainnya kecil.
kecil, yaitu umumnya generator.
Kecepatan keliling $u_1 = D_1 \cdot \pi \cdot n$ meningkat dengan membesarnya n.

Kecepatan spesifik

Kecepatan spesifik n_q dipakai sebagai tanda batasan untuk membedakan tipe roda turbin dan dipakai sebagai suatu besaran yang penting dalam merencanakan (desain) turbin air.
Persamaan untuk n_q yang didapat dari perimbangan, perbandingan dan penyesuaian perhitungan yang ada pada bab 1.1 secara panjang lebar yang seharusnya ada penurunannya, diganti dengan penggunaannya di dalam contoh perhitungan dengan angka-angka :

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{V}}{\sqrt[4]{H^3}} = n \cdot \frac{\sqrt{V}}{H^{3/4}} \ \text{min}^{-1}$$

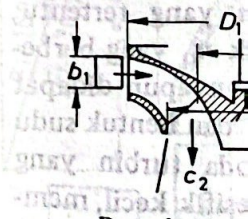
n dalam 1/menit. kecepatan putar (jumlah putaran/menit) turbin yang ditentukan.
$\dot{V}$ dalam m^3/detik Kapasitas air.
H dalam m tinggi air jatuh.

Bila disebutkan, berarti n_q adalah jumlah Putaran roda turbin yang bekerja pada tinggi air jatuh H = 1 m dan kapasitas air $\dot{V}$ = 1 m^3/detik (dengan jumlah putaran yang tertentu n/menit).
Suatu roda turbin yang bekerja pada tinggi air jatuh yang berbeda dan kapasitas air yang berbeda, serta bekerja pada putaran yang telah ditentukan n/menit dan mempunyai harga n_q yang sama, maka turbin tersebut secara geometri (bentuk) adalah mirip/serupa. Besar ukuran-ukuran pokoknya adalah berbeda, Diameter roda turbin berbeda dan lebar rodanyapun berbeda, tetapi bentuk sudu, sudut sudu pengarah dan sudut-sudut sudu jalan, perbandingan diameter roda/lebarnya adalah sama.

Di lain pihak suatu turbin bisa direncanakan untuk kecepatan putar n yang tertentu, tinggi air jatuh y
sama, tetapi bekerja
berbeda. Dari pe
meskipun untuk be
silkan turbin sam
bentuk roda dan
yang berbeda pula.
Contohnya adalah s

Contoh 7

Suatu turbin pada
m^3/det dan tinggi
harus bekerja deng
500 menit^{-1}, 100
nit^{-1}.
Tentukanlah bentu
spesifik n_q.
Bila diketahui rand
dan besaran-besar
pengalaman untuk
pokok turbin Fran
Gambar 1.5.2.



Daerah $n_q \approx$

Gambar 1.5.2. Harg
alaman untuk pene
an-ukuran pokok tu
tif).

Dipindai dengan CamScanner

tu, tinggi air jatuh yang sama, kapasitas air sama, tetapi bekerja dengan tipe sudu yang berbeda. Dari perbedaan roda turbin, meskipun untuk besarnya daya yang dihasilkan turbin sama, akan memberikan bentuk roda dan kecepatan spesifik n_q yang berbeda pula.
Contohnya adalah sbb. :

Contoh 7

Suatu turbin pada kapasitas air $\dot{V}$ = 4,4 m^3/det dan tinggi air jatuh H = 156 m, harus bekerja dengan jumlah putaran n = 500 menit^{-1}, 1000 menit^{-1}, 1500 menit^{-1}.
Tentukanlah bentuk roda dan kecepatan spesifik n_q.
Bila diketahui randemen turbin η_T = 0,85 dan besaran-besaran yang berdasarkan pengalaman untuk menentukan ukuran pokok turbin Francis yang terdapat pada Gambar 1.5.2.

Jawab:

Kecepatan spesifik

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}}}{H^{0,75}} = n \cdot \frac{\sqrt{4,4}}{156^{0,75}}$$

$$= n \cdot 0,0475 \text{ 1/menit},$$

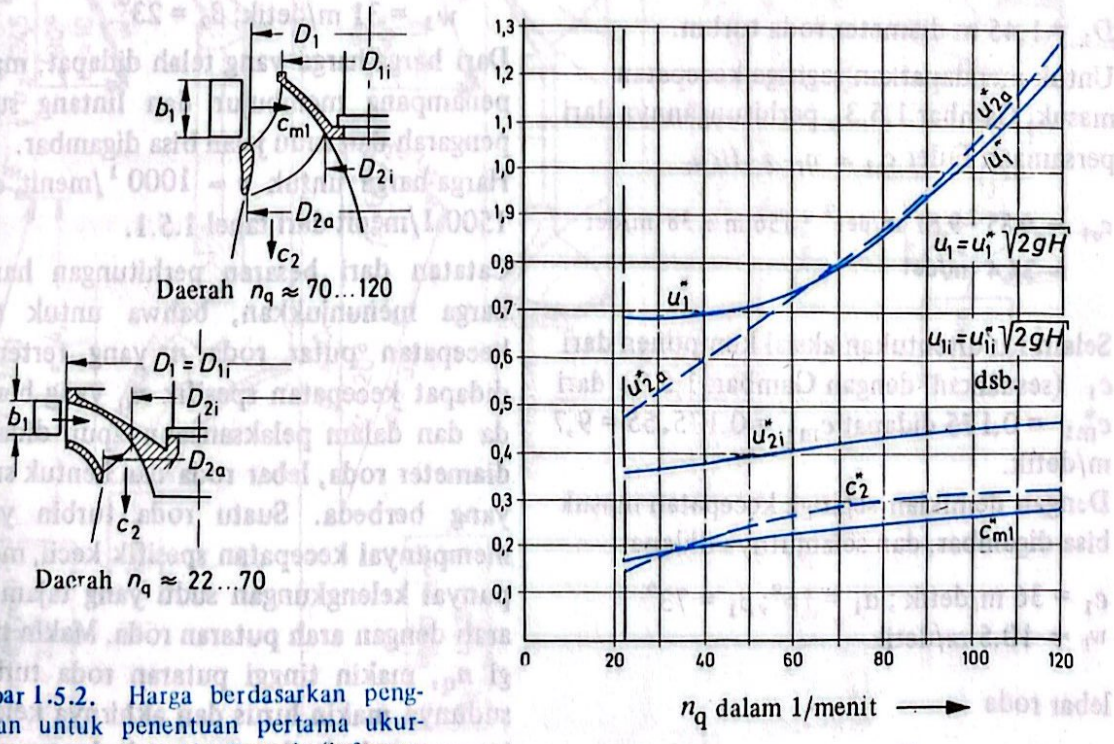
harga dasar

$$\sqrt{2gH}$$

dalam hal ini

$$\sqrt{2 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2 \cdot 156 \text{ m}} = 55 \text{ m/det}.$$

Harga ini dikalikan dengan harga spesifik yang didapat dari Gambar 1.5.2.
Penjelasan jalannya perhitungan hanya untuk kecepatan putar n = 500 menit^{-1}, sedangkan untuk harga n yang lain hasilnya ditabelkan pada tabel 1.5.1. Untuk jumlah putaran n = 500 menit^{-1} didapat n_q = 0,0475, 500 = 23,7 menit^{-1}



Gambar 1.5.2. Harga berdasarkan pengalaman untuk penentuan pertama ukuran-ukuran pokok turbin Francis (informatif).

Dipindai dengan CamScanner

Tabel 1.5.1.

Notasi		Kecepatan putar roda turbin dalam 1/menit		
		500	1000	1500
Kecepatan spesifik				
n_q	1/menit	23,7	47,5	71,5
u_1	m/det	38	40	45
c_{u1}	m/det	34,4	32,6	29
c_{m1}	m/det	9,7	11,6	13,2
α_1	derajat	16	20	23
β_1	derajat	73	60	40
D_1	mm	1450	770	570
b_1	mm	110	175	210
u_{2i}	m/det	21,4	22,0	23,4
u_{2a}	m/det	27,5	34,6	44,5
D_2 rata-rata	mm	920	490	435
α_2	derajat	90	90	90
β_2	derajat	23	24	26
c_2	m/det	10	12	14,8

Sisi masuk roda turbin

$$u_1^* = 0{,}69;$$

$$u_1 = 0{,}69 \cdot 55 = 38 \text{ m/detik}$$

$$D_1 = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n} = \frac{60 \text{ det/menit} \cdot 38 \text{ m/detik}}{\pi \cdot 500 \text{ menit}^{-1}}$$

$D_1 = 1{,}45$ m diameter roda turbin.

Untuk mendapatkan segitiga kecepatan masuk, Gambar 1.5.3., perhitungannya dari persamaan Euler $c_{u1} = \eta_T \cdot g \cdot H/u_1$

$$c_{u1} = 0{,}85 \cdot 9{,}81 \text{ m/det}^2 \cdot 156 \text{ m} : 38 \text{ m/det}$$
$$= 34{,}4 \text{ m/det}$$

Selain itu ditentukan aksial komponen dari c_1 (sesuaikan dengan Gambar 1.5.2) dari $c_{m1}^* = 0{,}175$ didapat $c_{m1} = 0{,}175 \cdot 55 = 9{,}7$ m/detik.

Dengan demikian segitiga kecepatan masuk bisa digambar, dan selanjutnya didapat:

$c_1 = 36$ m/detik ; $a_1 = 16°$; $\beta_1 = 73°$

$w_1 = 10{,}5$ m/detik.

lebar roda

$$b_1 = \frac{V}{D_1 \cdot \pi \cdot c_{m1} \cdot \tau}$$

$$= \frac{4{,}4 \text{ m}^3/\text{det}}{1{,}45 \text{ m} \cdot 3{,}14 \cdot 9{,}7 \text{ m/det} \cdot 0{,}9}$$

$$= 0{,}11 \text{ m}$$

$\tau = 0{,}9$ penyempitan luas penampang bag an masuk, karena adanya tebal dindi sudu jalan. Diambil 15 buah sudu (didap dari harta tabel untuk turbin Francis ya kecil).

Sisi keluar roda turbin:

$u_{2i}^* = 0{,}39$ didapat $u_{2i} = 0{,}39 \cdot 55 = 21{,}4$ m/det

$D_{2i} = 60 \cdot u_{2i}/\pi \cdot n = 0{,}82$ m

$u_{2a}^* = 0{,}50$ didapat $u_{2a} = 0{,}50 \cdot 55 = 27{,}5$ m/det;

$D_{2a} = 1{,}05$ m,

$c_2^* = 0{,}18$ didapat $c_2 = 0{,}18 \cdot 55 = 10$ m/det

u_2 rata-rata $= 24{,}5$ m/det.

Dari u_2 rata-rata = 24,5 m/detik dan c_2 10 m/detik yang tegak lurus ke u_2, dap digambar segitiga kecepatan ke luar Gamb 1.5.3 dan selanjutnya didapat :

$w_1 = 31$ m/detik; $\beta_2 = 23°$.

Dari harga-harga yang telah didapat, ma penampang membujur dan lintang su pengarah dan sudu jalan bisa digambar.

Harga-harga untuk $n = 1000$ 1/menit d 1500 1/menit dari tabel 1.5.1.

Catatan dari besaran perhitungan harg harga menunjukkan, bahwa untuk ti kecepatan putar roda n yang tertent didapat kecepatan spesifik n_q yang berb da dan dalam pelaksanaannyapun didap diameter roda, lebar roda dan bentuk su yang berbeda. Suatu roda turbin ya mempunyai kecepatan spesifik kecil, me punyai kelengkungan sudu yang tajam s arah dengan arah putaran roda. Makin tin gi n_q, makin tinggi putaran roda turbi sudunya makin lurus dan akhirnya kelen kungan sudu berlawanan arah dengan ar putaran roda turbin.

Dipindai dengan CamScanner

Gambar 1.5.3. Hasil dari contoh perhitungan; penampang sudu dan segitiga kecepatan suatu turbin Francis dengan $\dot{V} = 4{,}4$ m³/detik; $H = 156$ m; jumlah putaran n = 500/1000/1500 menit⁻¹

Petunjuk

Untuk tiap roda turbin yang lain-lainnya, yang telah diketahui harga $\dot{V}$ dan H nya serta dari n yang tertentu, menghasilkan kecepatan spesifik $n_q = 47{,}5$, maka geometri rodanya adalah mirip. Diameter roda dan lebar roda yang menurut daya total turbin $P = H \cdot \dot{V} \cdot \varrho \cdot g \cdot \eta_T$ hasilnya lebih besar atau lebih kecil, bentuk sudu dan sudut-sudut sudunya adalah sama.

Arti dari Kecepatan spesifik.

Kecepatan spesifik adalah dasar untuk menentukan besaran-besaran selanjutnya, seperti pada Gambar 1.5.2, jadi untuk mendapatkan tinggi air jatuh yang maksimum, jumlah sudu roda turbin, perbandingan b/D, Randemen yang diharapkan, kondisi kerja turbin dan lain-lainnya. Kecepatan spesifik sangat penting untuk konstruktor, seperti untuk yang mengerjakan perencanaan dan insinyur-insinyur yang menge jakannya, sebab dengan diketahuinya harg n_q, maka secara garis besar dapat diket hui pula konstruksi turbin keseluruhanny dan kondisi kerjanya.

Pabrik-pabrik turbin air memakai stand pelaksanaannya menurut n_q dan daya ya dihasilkan turbin.

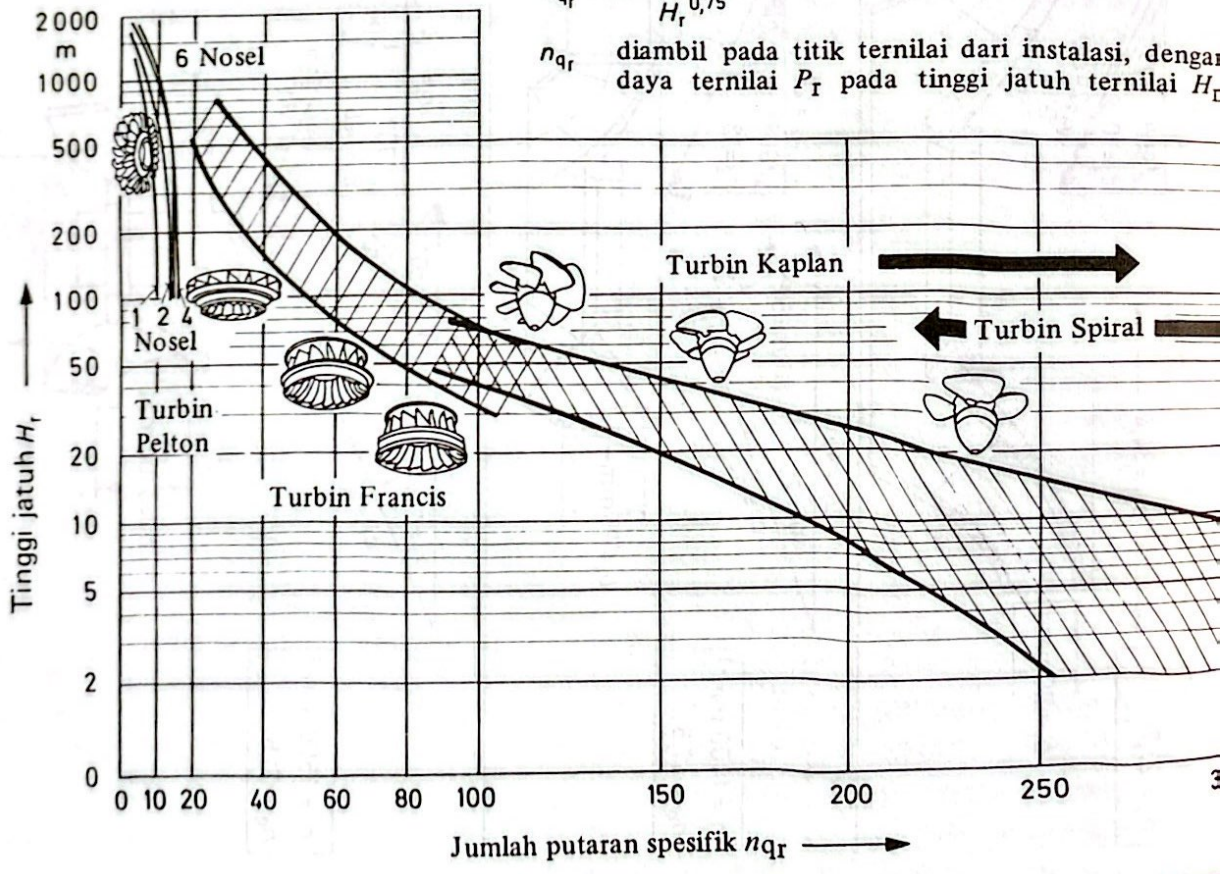
Dalam pembuatan roda turbin, kebanyak pertama sekali membuat modelnya, setel model tersebut diselidiki, diuji dan diuba ubah sehingga menghasilkan daya dan ra demen turbin yang baik, kemudian ba dibuat roda turbin yang besar/sesungg nya dengan menurut bentuk modelnya.

Daerah penggunaan jenis-jenis konstru Turbin, Gambar 1.5.4.

Pokok utama pada gambar adalah adan daerah penggunaan tipe turbin, dan unt masing-masing tipe akan dibahas pada ba

$$n_{q_r} = n \cdot \frac{Q_r^{0,5}}{H_r^{0,75}}$$

n_{q_r} diambil pada titik ternilai dari instalasi, dengan daya ternilai P_T pada tinggi jatuh ternilai H_r



Gambar 1.5.4. Daerah penggunaan dari beberapa jenis konstruksi turbin yang berbeda; VOIT

PERPUSTAKAAN D III F. TEKNIK

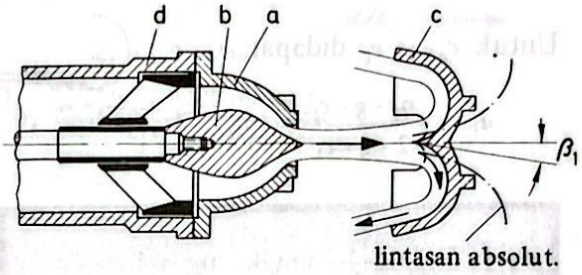
bab selanjutnya. Tetapi supaya diketahui bahwa pada Gambar 1.5.4. di dalam daerah yang dibatasi dengan garis terdapat banyak jenis turbin yang dibuat, jadi sebetulnya garis tersebut sudah bukan merupakan garis batas lagi. Karena ada turbin yang titik muatan beban penuhnya (titik pada kondisi beban maksimum turbin) terletak di bawah atau di atas daerah yang diberi tanda. Titik beban penuh turbin dapat juga memang terletak di bawah daerah tersebut, bila dari kondisi tempat membutuhkan pemasangan turbin dengan tinggi khusus dan berdasarkan alasan untuk menghindari kavitasi (Kavitasi akan dibahas pada bab selanjutnya), sehingga dengan demikian harus dipilih kecepatan spesifik n_q yang kecil.

Turbin Francis yang kecil sering terletak di bawah daerah tersebut, karena harus menggerakkan generator yang mempunyai kecepatan putar n yang tinggi dan dihubungkan langsung tanpa roda gigi transmisi. Di dalam daerah batas antara turbin Francis dan Kaplan, Turbin Kaplan lebih menguntungkan yaitu pada keadaan beban tidak penuh (tidak maksimum) randemennya lebih tinggi, karena sudu-sudu turbin Kaplan bisa diatur sesuai dengan beban yang ada.

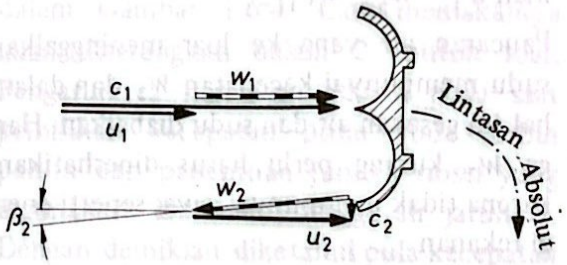
1.6. TURBIN PELTON

Turbin Pelton termasuk dalam pilihan, bila dari data kecepatan spesifik n_q = 1 . . . 15 menit^{-1}. Di daerah antara n_q = 15 . . . 22 menit^{-1} tidak ada turbin.

Penampang konstruksi nosel dan sudu jalan umumnya adalah seperti Gambar 1.6.1. Pancaran air akan mengenai sudu di tengah-tengahnya dan sesuai dengan perimbangan tempatnya air pancar tersebut akan belok ke kedua arah supaya ada kemungkinan membaliknya air bisa diarahkan tegaklurus, untuk itu penampang ember sudu sebelah luar harus ditinjau, Gambar 1.6.2. Supaya bisa dicapai pemindahan gaya yang sebaik-baiknya, maka perbandingan antara diameter lingkaran pancar D_1 (diameter rata-rata roda) dan diameter pancaran air d harus mempunyai harga tertentu.



Gambar 1.6.1. Penampang nosel dan sudu jalan turbin Pelton, bagan kecepatan :
a = nosel c = sudu
b = jarum nosel d = pipa saluran



Gambar 1.6.2. Bagan kecepatan turbin Pelton; Kerugian aliran.

Pada turbin tekanan sama (impuls) atau turbin pancar supaya mendapatkan randemen yang baik harus mempunyai hubungan antara kecepatan tangensial u dan kecepatan pancaran air c sebagai berikut .

Persamaan Euler untuk turbin selengkapnya:

$$H = (u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2})/g \cdot \eta_T$$

Letak c_2 tegak lurus u, dengan demikian : $c_{2u} = 0$ dan jadi

$$H = u_1 \cdot c_{u1}/g \cdot \eta_T; \text{ dan didapat}$$

$$u_1 = \frac{\eta_T \cdot g \cdot H}{c_{u1}}$$

Dipindai dengan CamScanner

Untuk turbin Pelton c_1 dan c_{1u} arahnya adalah sama, lihat Gambar 1.6.1, jadi $c_{u_1} = c_1$. Dengan adanya tinggi air jatuh H yang telah tertentu maka kecepatan pancaran air c_1 adalah

$$c_1 = \sqrt{2gH}.$$

Untuk $c_{u1} = c_1$ didapat

$$u_1 = \frac{\eta_T \cdot g \cdot c_1^2}{2 \cdot g \cdot c_1} = \eta_T \cdot \frac{c_1}{2}, \text{ jadi}$$

$$u = \frac{c_1}{2} \quad \text{untuk} \quad \eta_T = 1$$

Dari bagan kecepatan turbin Gambar 1.6.2 diperoleh c_1 dan $u = c_1$ yang arahnya sama, selain itu W_1 adalah tetap. Dengan demikian $W_1 = W_{luar} = c_1/2$.

Pancaran air yang ke luar meninggalkan sudu mempunyai kecepatan W_2 dan dalam hal ini gesekan air dan sudu diabaikan. Harga W_2 kurang perlu harus diperhatikan, karena tidak mempunyai gaya, seperti energi tekanan.

Bila tanpa gesekan $W_2 = W_1$ hanya arahnya saja yang berlawanan.

Dalam prakteknya $\beta_1 = 4°$ sampai $10°$. Dengan adanya W_2 dan u_2 maka didapat kecepatan ke luar c_2 yang sangat kecil dan arahnya tegak lurus u_2. Jalannya lintasan absolut satu tetes air seperti yang terdapat dalam gambar.

Kesimpulan.

Dengan adanya tinggi air jatuh yang telah tertentu, mengakibatkan adanya pancaran air yang menggerakkan roda turbin pelton dengan kecepatan u. *dan* $u = c_1\,1/2$ untuk $\eta_T = 1$. Karena tinggi air jatuh yang sudah pasti tidak bisa dirubah lagi, maka untuk penyelesaian turbin selanjutnya ada 2 alternatif pilihan yaitu kecepatan putar roda n dan jumlah nosel.

Keterangan untuk randemen turbin harga kecepatan tangensial u tidak sama dengan $c_1/2$ karena terjadi penyimpangan yang disebabkan buruknya perpindahan energi hal ini terjadi karena tidak dimanfaatkan nya kecepatan air ke luar c_2 yang cukup besar.

Contoh 8. Gambar 1.6.3.

Diketahui tinggi air jatuh $H = 1000$ m, dari sini didapat $c_1 = \sqrt{2\,g \cdot H} = 140$ m/detik.

Peristiwa a : $u = c_1\ /2 = 70$ m/detik. Bagan kecepatan diperoleh dengan $\beta_2 = 5°$, $w_1 = w_2 = 70$ m/detik dan $c_2 = 10$ m/detik. Energi yang tidak dimanfaatkan $c_2^2/2\,g = 5{,}1$ m, randemen turbin tanpa gesekan dan lain-lainnya, misalnya tanpa gesekan roda dan kerugian bantalan.

$$\eta_T = \frac{(1000 - 5{,}1)}{1000} = 0{,}99$$

Peristiwa b : $u = 120$ m/detik.

$c_1 = 140$ m/detik, bila $u = 120$ m/detik akibatnya $w_1 = 20$ m/detik, selanjutnya $w_2 = w_1 = 20$ m/detik. Sedangkan $\beta_2 = 5°$ dan dipakai $u = 120$ m/detik didapat $c_2 = 100$ m/detik. Dengan demikian $c_2^2/2g = 520$ m dan $\eta_T = 480/1000 = 0{,}48$.

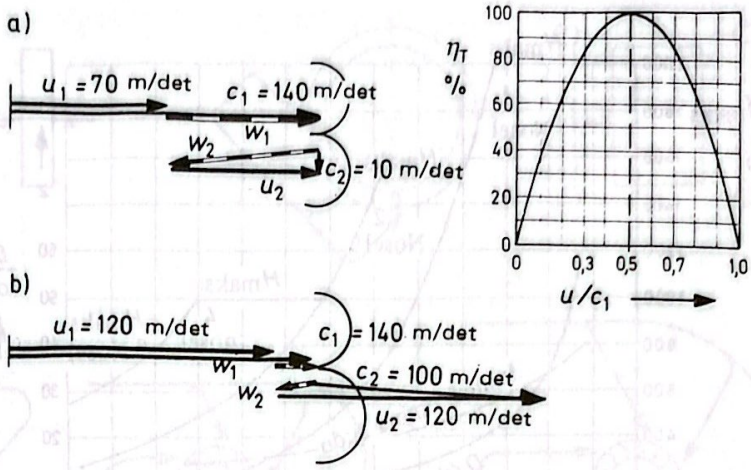
Untuk harga u yang sangat kecil akan diperoleh suatu perbandingan yang mirip dengan peristiwa b, hanya arah c_2 nya yang berlawanan. Grafik jalannya η_T dengan u/c_1 yang dibuat berdasarkan kerugian aliran, bentuknya seperti parabol yang simetris, lihat Gambar 1.6.3.

Kecepatan liar turbin Pelton.

Kesimpulan dari contoh 8 peristiwa b memperlihatkan turbin pelton dalam kondisi kecepatan liar. Kecepatan liar terjadi bila beban turbin tiba-tiba hilang (misalnya ada gangguan di kabel transmisi listrik dan jarum nosel tidak segera menutup).

Kecepatan putar roda turbin dengan tiba-tiba naik, u bertambah besar, tetapi komponen w_{1u} dan w_{2u} berkurang dan c_1

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.6.3. Bagan kecepatan untuk mendapatkan kecepatan ke luar mutlak c_2 pada kondisi u/c_1 yang berbeda; grafik dari η_T dengan u/c_1 yang didapat dari teori kerugian aliran.

yang tidak bisa dimanfaatkan makin naik. Oleh karena itu kecepatan putar roda turbin naik sampai kira-kira $n = 1{,}8$ kalinya kecepatan pada waktu bekerja pada kondisi normal. Semua bagian turbin yang bergerak dan juga generatornya, ukurannya dibuat sedemikian rupa hingga sanggup untuk menahan gaya sentrifugal yang timbul.

Catatan.
Pada turbin uap peristiwa kecepatan liar tidak boleh dibiarkan, bila sampai terjadi juga, aliran uap harus segera dihentikan.

UKURAN-UKURAN UTAMA TURBIN PELTON

Ukuran-ukuran utama turbin Pelton adalah:

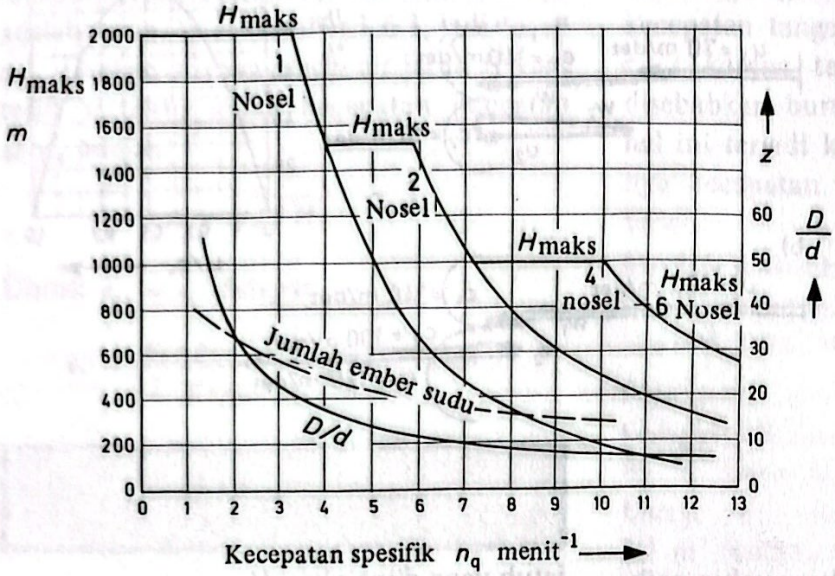
D = Diameter lingkaran sudu yang kena pancaran air, disingkat sebagai Diameter lingkaran pancar (diameter roda rata-rata).
d = Diameter pancaran air.
n = Kecepatan putar roda turbin.

Dua masalah pokok yang ada kaitannya dalam penentuan ukuran utama, sehingga harus diperhatikan yaitu:
Kecepatan spesifik n_q dan batas tinggi jatuh yang diinginkan H_{maks}
Perbandingan D/d, tidak boleh lebih kecil daripada harga standar. Harga standar tersebut tergantung kepada n_q yang terdapat dalam Gambar 1.6.4. Cara memakainya akan diterangkan dalam 2 contoh soal. Pengaruhnya harga ini adalah pada saat pemilihan kecepatan putar roda turbin pelton dan penentuan jumlah nosel yang digunakan. Diketahui tinggi air jatuh H. Dengan demikian diketahui pula kecepatan air ke luar

$$c_1 = \sqrt{2gH}$$

selain itu didapat juga kecepatan tangensial roda $u = c_1/2$.
Diameter roda $D = 60 \cdot u/\pi \cdot n$ ditentukan menurut hasil pemilihan kecepatan putar roda turbin n. Sedangkan dalam pemilihan n harus diperiksa terhadap besarnya harga kecepatan spesifik n_q dan apakah harga kecepatan spesifik n_q tersebut memenuhi untuk harga tinggi air jatuh H yang diijinkan. Selain itu untuk n yang tinggi, apakah diameter roda tidak terlalu kecil, karena dikhawatirkan nanti akan menyulitkan pembuatan ember sudu dan penampung lintang kaki sudu yang menerima beban terlalu kecil.
Diameter pancaran air d diperoleh dari persamaan kontinuitas:

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.6.4. Ha
standar untuk peren
naan Turbin Pelton,
formatif.

$$\dot{V} = A \cdot c_1 \quad \text{dengan} \quad A = d^2 \cdot \pi/4.$$

dengan meletakkan

$$c_1 = \sqrt{2g\,H}$$

dan ringkasnya diperoleh :

$$d = 0{,}54 \cdot \sqrt{\dot{V}/\sqrt{H}} \text{ dalam m,}$$

$\dot{V}$ dalam m^3/detik, H dalam m.

Untuk turbin dengan daya yang besar sistem penyemprotan airnya dibagi lewat beberapa nosel. Dengan demikian diameter pancaran air bisa diperkecil, ember sudu lebih kecil dan sistim penyangga sudu yang menerima beban bengkok lebih kecil. Bila memakai lebih dari satu nosel harus dihitung kecepatan spesifik turbin seperti biasanya, yaitu pada keadaan kapasitas air yang maksimum. Dalam perhitungan n_q akan muncul harga $\sqrt{\dot{V}}$, maka persamaannya harus dibagi dengan $\sqrt{z}$ dan hasilnya.

n_{qT} = kecepatan spesifik turbin dengan jumlah nosel z

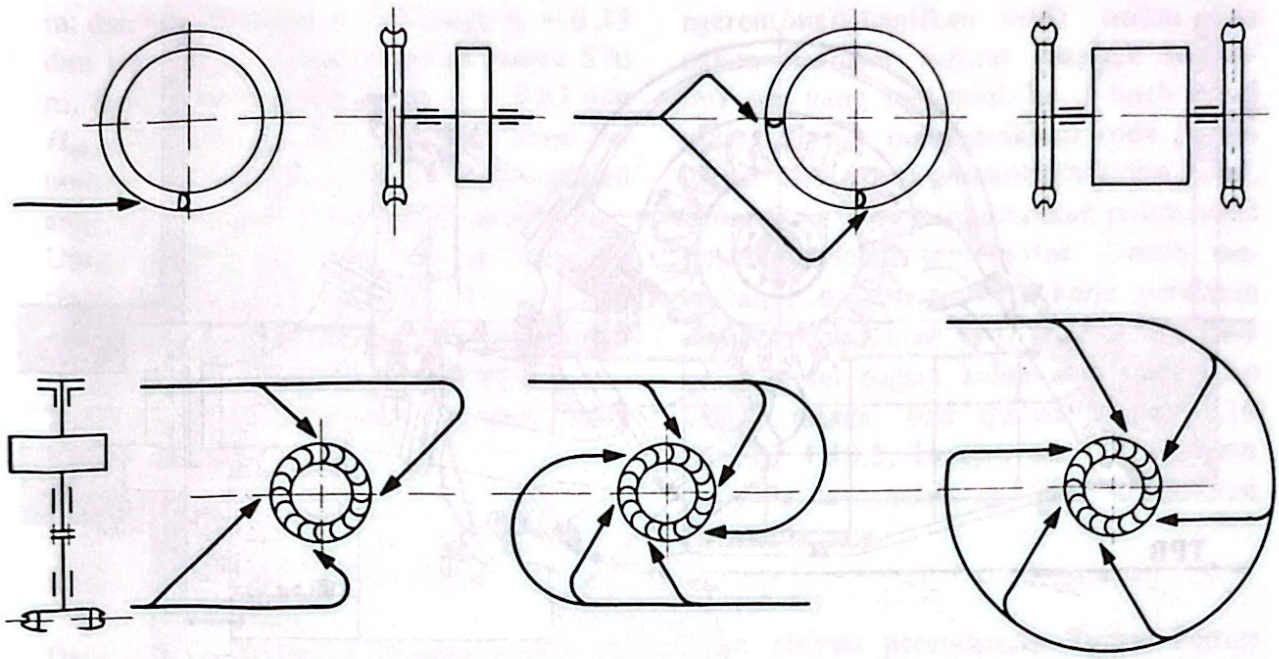
$n_q = \dfrac{n_{qT}}{\sqrt{z}}$ turbin dengan 1 nosel

Untuk $z = 1$ harga $n_qT = n_q$.
Pembagian aliran air ke dalam bebera
nosel dapat dilakukan menurut perenca
an sebagai berikut, Gambar 1.6.5.

Poros horisontal: untuk turbin den
daya kecil sampai menengah. Ma
banyak aliran air yang dibagi dalam
makin banyak nosel yang digunakan,
kin bisa dipertinggi pula pemilihan ke
patan putar turbin. Sedangkan makin ce
putaran turbin makin murah harga ge
ratornya. Untuk dapat menghasilkan da
yang sama 1 group turbin dengan 2 ro
akan lebih murah daripada 2 buah turl
yang masing-masing dengan satu roda.

Poros Vertikal: Dengan bertambahnya
ya yang harus dihasilkan turbin; ma

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.6.5. Perencanaan sistim pemberian air ke dalam turbin Pelton dengan poros Horisontal dan Vertikal.

untuk turbin Pelton dilengkapi dengan 4 sampai 6 buah nosel. Sedangkan penggunaan 1 atau 2 buah pipa saluran air utama tergantung kepada keadaan tempat dan biaya pengadaannya.

Kecepatan putar generator.

Makin tinggi kecepatan putar generator makin kecil ukurannya, umumnya

$$n = 60 \cdot f/p \text{ dalam 1/menit}$$

f = Frequensi

f = 50 Hz di Eropa dan beberapa negara lainnya

f = 60 Hz di Amerika

p = Jumlah pasang kutup.

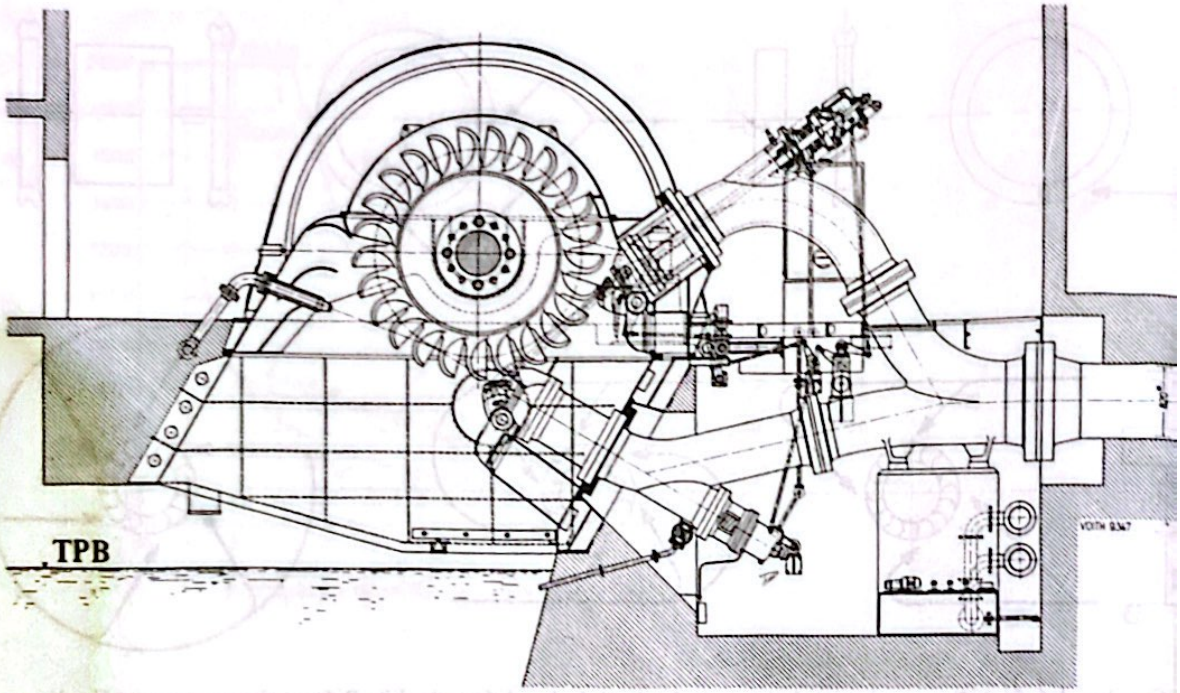
Untuk f = 50 Hz, jumlah pasang kutup p dan kecepatan putar n adalah seperti :

p	2	3	4	6	10	20	40	Pasang Kutup
n	1500	1000	750	500	300	150	75	1/menit

Kesimpulan secara singkat.

Dalam perencanaan diharapkan kecepatan putar turbin yang setinggi mungkin. Sedangkan dengan pemilihan menggunakan lebih dari satu nosel, kecepatan turbin tersebut bisa ditinggikan, dan tentu saja bagian-bagian peralatan konstruksi hidrolis menjadi lebih besar. Serta pertimbangan dari segi ekonomi harus pula dipikirkan kembali. Harga n_q dihitung untuk beberapa kecepatan putar yang berbeda dan jumlah nosel yang berbeda juga, kemudian diadakan pemeriksaan batasan-batasan n_q untuk tinggi jatuh yang sudah diketahui :

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.6.6. Gambar penampang turbin Pelton yang menggunakan 2 kali nosel $H = 940\ m$; $\dot{V} = 4{,}42\ m^3$/detik $n = 500$ menit^{-1} $P = 37\,000\ kW$; $n_q = 4{,}75$ menit^{-1} Pusat tenaga Fortune, Norwegia; VOITH

Setelah kecepatan putaran roda ditentukan, dihitung perbandingan D/d dan disesuaikan dengan harga-harga yang diijinkan.

Contoh 9, menghitung kembali turbin pada Gambar 1.6.6.

Untuk dimanfaatkan adanya tinggi air jatuh $H = 940$ m dan kapasitas $\dot{V} = 4{,}42$ m^3/detik.

Penyelesaian.

Turbinnya harus bekerja dengan kecepatan putar yang setinggi mungkin. Daya yang dihasilkan pada randemen $\eta_T = 0{,}90$ kurang lebih $P = 37\,000$ kW. Berhubung tinggi air jatuh sudah mencukupi dan supaya mendapatkan jumlah putaran yang tinggi, turbin dilengkapi dengan 2 buah nosel.

Kecepatan spesifik dengan 1 atau 2 buah nosel, secara umum adalah sbb.:

Untuk 1 nosel:

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{4{,}42}}{940^{0{,}75}} = n \cdot \frac{2{,}1}{166}$$

$$= n \cdot 0{,}0127 \text{ menit}^{-1}$$

Untuk 2 nosel

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{2{,}21}}{940^{0{,}75}} = n \cdot \frac{1{,}49}{166}$$

$$= n \cdot 0{,}0090 \text{ menit}^{-1}$$

Dalam hal ini terdapat 2 pilihan kecepatan putar roda turbin yang berbeda.

Kecepatan putar n	300	500	750	1/men
1 nosel n_q	3,81	6,35	9,55	1/men
2 nosel n_q	2,70	4,50	6,75	1/men

Dari Gambar 1.6.4. bisa didapat untuk 1 nosel bila dengan $n = 750$ harga $n_q = 9{,}5$ dan harga H_{maks} yang diijinkan hanya 200

Dipindai dengan CamScanner

m; dan bila dengan $n = 500$ harga $n_q = 6{,}35$ dan harga H_{maks} yang diijinkan hanya 570 m. Baru pada $n = 300$ harga $n_q = 3{,}81$ dan $H_{maks} = 1600$ m, jadi untuk 1 nosel kemungkinan kecepatan putar roda adalah antara 300 sampai dengan 400 menit^{-1}.
Untuk 2 nosel bila $n = 750$ adalah selalu tinggi, tetapi untuk $n = 500$ menit^{-1} bisa memenuhi, karena $n_q = 4{,}5$ ($= n_q T$) dan H_{max} sampai 1200 m masih diijinkan.
Turbin dibuat dengan kecepatan putar roda $n = 500$ menit^{-1}

Dari $H = 940$ m didapat

$$c_1 = \sqrt{2gH} = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \text{ m/det}^2 \cdot 940 \text{ m}}$$

$$c_1 = 135 \text{ m/detik}$$

Dengan demikian selanjutnya $u = C_1/2 = 67{,}5$ m/detik. Untuk $n = 500$ menit-1 diperoleh diameter roda rata-rata $D = 60.\ u/\pi \cdot n = 60$ detik/menit.67,5 m/detik : 3,14.500 menit^{-1} = 2,58 m.
Diameter pancaran air d, didapat dari

$$d = 0{,}54 \cdot \sqrt{\dot{V}/\sqrt{H}},$$

Karena ada 2 buah nosel, maka $\dot{V} = 2{,}21$ m^3/detik. Dengan dimasukkannya ke persamaan di atas didapat $d = 0{,}145$ m. Dengan demikian $D/d = 2{,}58$ m/0,145 m = 17,8, harga ini untuk $n_q = 4{,}5$ adalah lebih besar daripada harga standar yang terdapat dalam Gambar 1.6.4. Tetapi perbandingan tersebut adalah lebih baik daripada kepentingannya yang mendesak dalam arti turbin harus dibuat sedangkan alternatif yang lain yang lebih mendekati tidak ada, diambil kondisi perbandingan D/d tersebut di atas:
Petunjuk untuk pelaksanaan Gambar 1.6.6.
Diameter roda turbin $D = 2540$ mm. Poros rodanya dihubungkan dengan kopling ke poros generator, dan mesin ini dilengkapi dengan 3 bantalan luncur. Di dalam rumah turbin yang sebelah kiri, terdapat sebuah nosel kecil yang gunanya adalah untuk mengerem/menghentikan roda turbin bila dalam keadaan darurat. Banyak sedikitnya air yang melewati ke 2 buah nosel utama untuk menggerakkan roda turbin diatur oleh posisi pembukaan jarum nosel. Sedangkan yang menggerakkan jarum nosel tersebut adalah servomotor. Untuk mengetahui bagaimana cara kerja peralatan pembelok pancaran yang terletak di antara ujung nosel bagian keluar dan sudu jalan bagian masuk, bisa dilihat di bab 1.10 Gambar 1.10.5. Dengan alat ini sebagian daripada pancaran air bisa dibelokkan untuk dibuang.

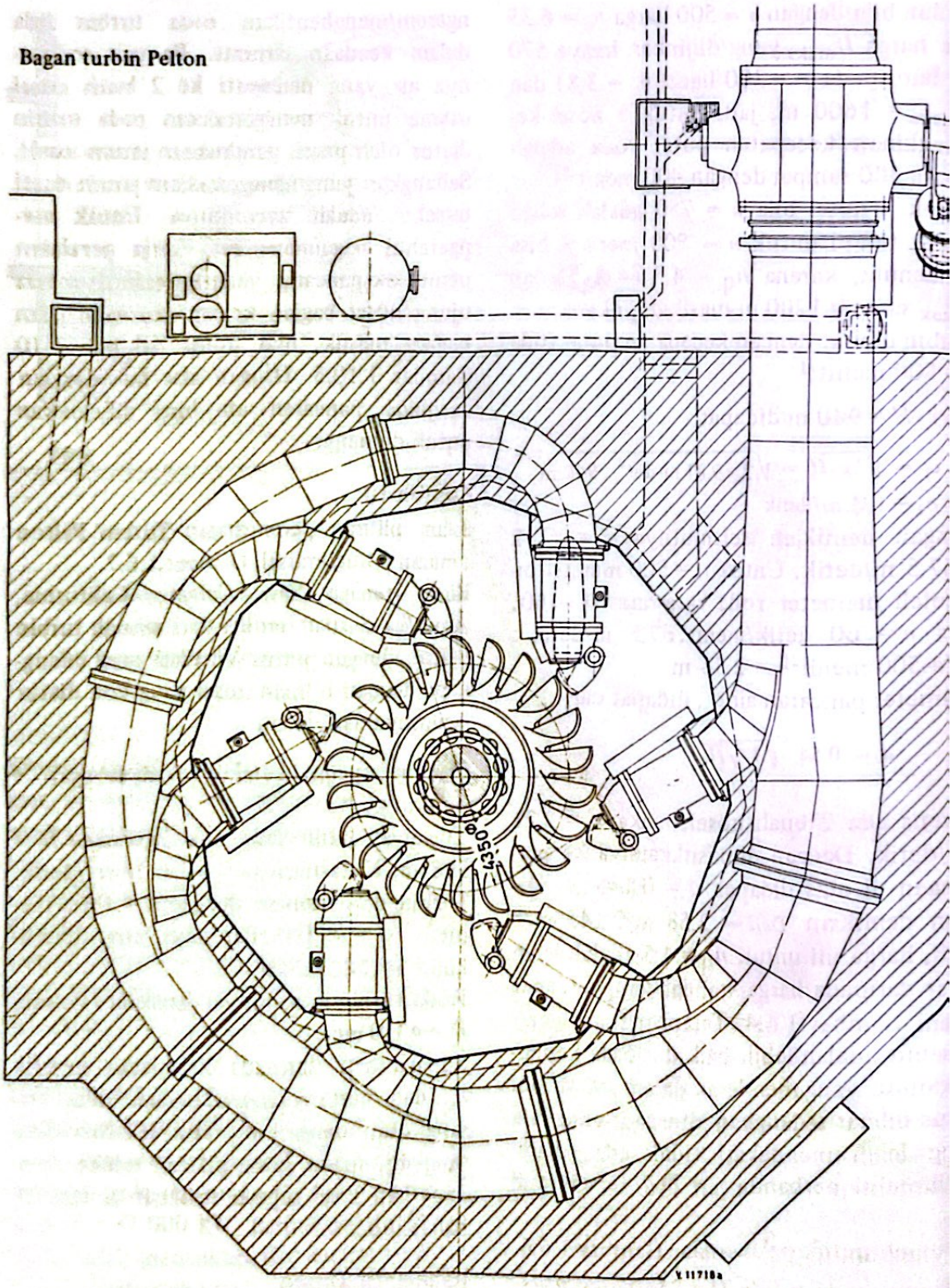
Contoh 10
Jalan pikiran perencanaan Turbin Pelton dengan 6 buah nosel, Gambar 1.6.7.
Pusat tenaga New. Colgate, California, Amerika Serikat terdiri dari sebuah turbin Pelton dengan poros Vertikal yang dilengkapi dengan 6 buah nosel yang bisa diatur jarumnya dari dalam.

Data-data yang diketahui adalah sebagai berikut :
Tinggi air jatuh yang bisa digunakan $H = 398$ m; Kapasitasnya $\dot{V} = 45{,}27$ m^3/detik. Turbin dioperasikan dengan $n = 1800$ menit^{-1} ($f = 60$ Hz) dan daya yang dihasilkan $P = 158.240$ kW.
Roda turbin mempunyai diameter rata-rata $D = 4350$ mm.
Supaya arti daripada kecepatan spesifik n_q dan pertanyaan-pertanyaan yang bersangkutan dengan n_q bisa sekalian diterangkan, maka jalan pikiran untuk mendapatkan hasil seperti tersebut di atas dibahas sbb. :

Randemen Turbin.
Dari data yang telah diketahui $P = \dot{V}.H.\varrho.g = 45{,}27$ m^3/detik. 398 m. 100 Kg/m^3 9,81 m/detik^2 = 178.000.000 Nm/detik = W dan $P =$ 178.000 kW Sedangkan daya yang dihasilkan turbin hanya $P_T = 158.240$

Dipindai dengan CamScanner

Bagan turbin Pelton



Gambar 1.6.7. Turbin Pelton poros Vertikal dengan 6 buah nosel yang bisa diatur dari dalam : H = 398 m Q = 45,27m^3/detik; n = 180 menit^{-1}, P = 158.240 kW, VOITH.

Dipindai dengan CamScanner

Gambar 1.6.8. Sebuah roda Pelton 165 Mw di pusat tenaga listrik New Colgate untuk diinstal di Turbin, VOITH.

Dipindai dengan CamScanner

kW. Jadi dengan demikian η_T = 158.240/178.000 = 0,89. Harga ini adalah cukup tinggi, karena untuk suatu mesin kalor (seperti turbin uap, gas dsb-nya) tidak bisa mencapai randemen yang begitu tinggi.

Untuk pemilihan dari n = 180 menit^{-1} dan jumlah nosel Z = 6.

Untuk 1 nosel

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{V}}{H^{0,75}} = 180 \cdot \frac{\sqrt{45,27}}{398^{0,75}}$$

$$= 13,6 \text{ menit}^{-1} = n_{qT}.$$

tidak memenuhi, karena jauh melampaui harga H_{maks} yang diizinkan, dalam Gambar 1.6.4.

Dengan memperbanyak jumlah nosel, maka n_q menjadi :

Untuk 1 nosel :

$$n_q = \frac{n_{qT}}{\sqrt{z}} = 13,6$$

Untuk 1 nosel adalah seperti harga di atas dan selanjutnya untuk :

z	1	2	4	6	Jumlah nosel
n_q	13,6	9,6	6,8	5,5	Dengan dasar 1 nosel dibagi

Dari harga-harga di atas, terdapat suatu kemungkinan pemilihan turbin dengan 4 nosel, tanpa harga H_{maks} dilampaui. Tetapi dengan makin banyak jumlah nosel, kecepatan putar turbin makin tinggi dan diameter rodanya makin kecil.

Sebagai suatu contoh untuk bahan pertimbangan yang lain adalah sebagai berikut; Menurut harga standar dari tinggi air jatuh yang diketahui H = 398 m untuk 1 nosel n_q = 7,5 menit^{-1} adalah memenuhi. Kemudian kecepatan putarnya harus :

$$n = n_q \cdot \frac{H^{0,75}}{\sqrt{V}} = 7,5 \cdot \frac{89}{6,73} = 7,5 \cdot 13,2$$

$$= 95 \text{ menit}^{-1}$$

Pada hakekatnya kondisi seperti ini sudah tidak memenuhi lagi, karena diameter roda turbin yang terlalu besar, yaitu $D = 60.u/\pi \cdot n$. Dalam hal ini $u = c_1/2$ dan $c_1 = \sqrt{2gH} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 398} = 88$ m/detik. Dengan demikian u = 44 m/detik, dan selanjutnya $D = 60 \cdot 44 \cdot \pi \cdot 95 = 8,85$ m. Sedangkan untuk n = 180 1/menit diameter rodanya D = 4,35 m.

Diameter pancaran air dihitung dari

$$d = 0,54 \cdot \sqrt{V/\sqrt{H}}$$

dari sini didapat

z	1	2	4	6	Nosel
d	815	507	405	332	mm
D	4350				mm
D/d	5,32	8,6	10,7	13,1	

Harga D/d terletak di dalam daerah yang diijinkan.

Dalam hal ini ada hal yang menarik yaitu untuk jumlah nosel z = 1 dengan diameter pancaran air d = 815 mm, maka lebar ember sudu harus $2,5.d$ = 2000 mm. Sedangkan untuk z = 6 lebarnya ember sudu kurang lebih 2,5.332 = 800 mm, lihat Gambar 1.6.8.

Keterangan

Perhitungan daya yang dihasilkan turbin berdasarkan bagan kecepatan. Bagan kecepatan, Gambar 1.6.9, digambar mulai dari c_1 dan u. Dari sini didapat $w_1 = c_1/2$ dan $w_2 = w_1$: w_2 membentuk sudut 5°, dari situ $u_2 = u_1$ dan c_2 tegak lurus ke u_2. Dengan demikian $c_2u = 0$.

Dipindai dengan CamScanner

Jadi daya yang dihasilkan adalah :

$$P = m \cdot (c_{1u} \cdot u_1 - c_{2u} \cdot u_2)$$

dan dengan $c_{2u} = 0$ didapat

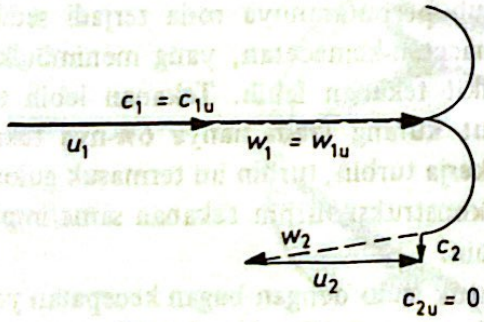
$$P = \dot{m} \cdot c_{1u} \cdot u_1 \quad \text{selanjutnya}$$

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \varrho = 45{,}27\ \text{m}^3/\text{detik} \cdot 1000\ \text{kg/m}^3 = 45\,270\ \text{kg/detik}$$

$$P = 45\,270\ \text{kg/det} \cdot 88\ \text{m/det} \cdot 44\ \text{m/det} = 178\,000\,000\ \text{Nm/detik} = W;$$

$$P = 178\,000\ \text{kW}.$$

Dalam hal ini semua kerugian diabaikan. Dalam kenyataannya terdapat kerugian di nosel dan pada kelengkungan di dalam ember sudu dan selanjutnya kerugian geseran roda dan kerugian bantalan. Randemen turbin Pelton bisa mencapai 80% hingga 85%, malah kadang-kadang bisa lebih sampai 89%.



Gambar 1.6.9. Segitiga kecepatan turbin Pelton.

Beban yang bekerja di ember sudu adalah beban yang diakibatkan adanya gaya sentrifugal dan beban bengkok.
Pada prinsipnya kaki sudu harus kuat menahan gaya sentrifugal F_C dan gaya pancaran air F_S yang bekerja disudu.
Untuk tinggi air jatuh dan kapasitas air yang besar, berarti gaya-gaya tersebut di atas makin besar pula.
Untuk roda jalan dihitung berdasarkan kecepatan tangensial yang diijinkan pada saat turbin beroperasi.
Untuk u sampai dengan 35 m/detik dibuat dari besi tuang kelabu.
Untuk u sampai dengan 70 m/detik dibuat dari baja tuang.
Gaya sentrifugal $F_C = m \cdot r \cdot W_2$ dalam N, bila masa ember sudu m dalam Kg., bila diameter lingkaran pancar D dalam m, $r = D/2$, dan $W = \pi \cdot n/30$ dalam 1/detik.
Gaya pancaran air $F_S = V \cdot \varrho \cdot (c_{1u} - c_{2u})$ dalam N, bila V dalam m^3/detik; dalam Kg/m^3 dan untuk air = 1000 Kg/m^3; Komponen kecepatan absolut c_u dalam m/detik.
Gaya pancaran air mencapai harga yang tinggi bila turbin dalam keadaan berhenti, di mana :

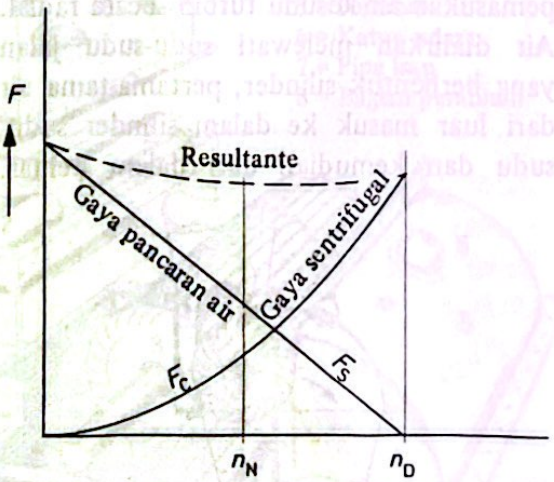
$$c_{2u} = -c_{1u} \quad \text{dan} \quad F_{S\,maks} = 2 \cdot \dot{V} \cdot \varrho \cdot c_{1u}.$$

Gambar 1.6.10 adalah gambar hubungan antara F_C dan F_S dengan kecepatan putar roda. Beban resultan

$$R = \sqrt{F_C^2 + F_S^2}$$

membebani sudu sebagai beban tarik dan pukulan-pukulan yang mendadak yang bekerja sebagai beban bengkok.

Daerah kerja turbin Pelton.



n_N = Kecepatan putar roda sudu nominal
n_D = Kecepatan liar

Gambar 1.6.10. Jalan gaya F_C dan F_S yang bekerja di ember sudu; Informatif.

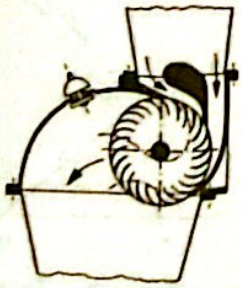
Dipindai dengan CamScanner

Turbin pancaran bebas pelton bisa digunakan untuk setiap ketinggian air jatuh. Daya yang dihasilkan mulai dari 0,5 kW sampai dengan 260 000 kW dan tinggi air jatuh mulai dari 2,2 m sampai dengan 1260 m.

Nanti pada saat pembahasan turbin Francis diterangkan, bahwa sekarang untuk turbin dengan daya yang besar dan tinggi air jatuh sampai sekitar 700 m, bisa menggunakan turbin Francis. Tetapi untuk pusat tenaga tekanan tinggi tetap menggunakan turbin Pelton. Faktor-faktor yang merupakan patokan pemilihan antara Turbin Francis atau turbin Pelton adalah Pertimbangan dari segi ekonomi, bagaimana tempat yang dibutuhkan, kecepatan putar roda turbin, keadaan aliran air pada waktu masuk dan keluar dari turbin, randemen turbin pada saat beban tidak penuh, biaya total untuk pembangunannya, kebersihan dan banyaknya kandungan pasir di dalam air, kemungkinan pelaksanaan perbaikan serta biaya untuk pemeliharaannya.

1.6.1. Turbin Aliran Ossberger

Turbin aliran Ossberger, Gambar 1.6.11 pemasukan air kesudu turbin secara radial. Air dialirkan melewati sudu-sudu jalan yang berbentuk silinder, pertama-tama air dari luar masuk ke dalam silinder sudu-sudu dan kemudian dari dalam keluar.



Gambar 1.6.11. Penampang turbin aliran Ossberger

Jadi kerjanya roda jalan turbin ini adalah seperti turbin pelton yaitu hanya sebagian sudu-sudu saja yang bekerja membalikkan aliran air.

Turbin ini mempunyai 22 "tingkat kecepatan" mirip dengan "roda Curtis" di turbin uap.

Aliran air yang lewat kedua (tingkat kedua) menghasilkan daya kurang lebih 20%-nya daya yang dihasilkan tingkat pertama, jadi faedahnyapun tetap ada dan air tanpa ada kesulitan bisa meninggalkan roda jalan.

Perkembangan selanjutnya yang diketemukan oleh Michell (Australia) dan Banki (Hogggaria), yaitu turbin ini dilengkapi dengan pipa isap, dan sebagai akibatnya daya yang dihasilkan turbin, proses kerja dan randemen turbin menjadi lebih baik.

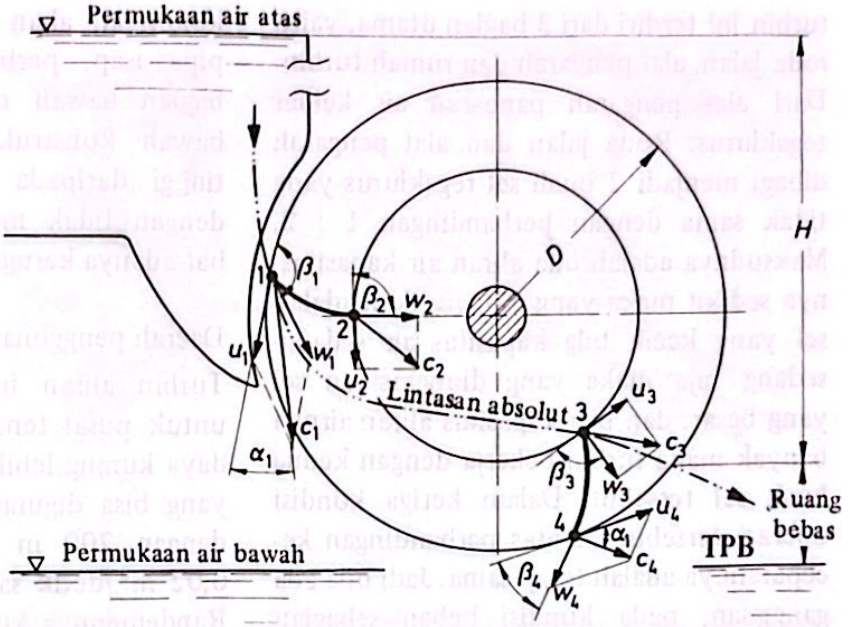
Turbin ini mempunyai alat pengarah sehingga dengan demikian celah bebas dengan sudu-sudu di sekeliling roda hanya sedikit. Karena itu pada keadaan beban penuh perputarannya roda terjadi sedikit kemacetan-kemacetan, yang menimbulkan sedikit tekanan lebih. Tekanan lebih tersebut kurang lebih hanya 6%-nya tekanan kerja turbin, turbin ini termasuk golongan konstruksi turbin tekanan sama/impuls turbin.

Bentuk sudu dengan bagan kecepatan yang terdapat pada Gambar 1.6.12 menunjukkan perbandingan kecepatan $u/c_1 = 0{,}5$ di sisi bagian masuk sudu, harga kecepatan air masuk c_1 didapat dari tinggi air jatuh H yang telah diketahui, sedangkan harga kecepatan tangensial didapat dari hubungan yang saling bergantung satu sama lain antara D dan kecepatan putar roda turbin n yaitu $u = D \cdot \pi \cdot n/60$;

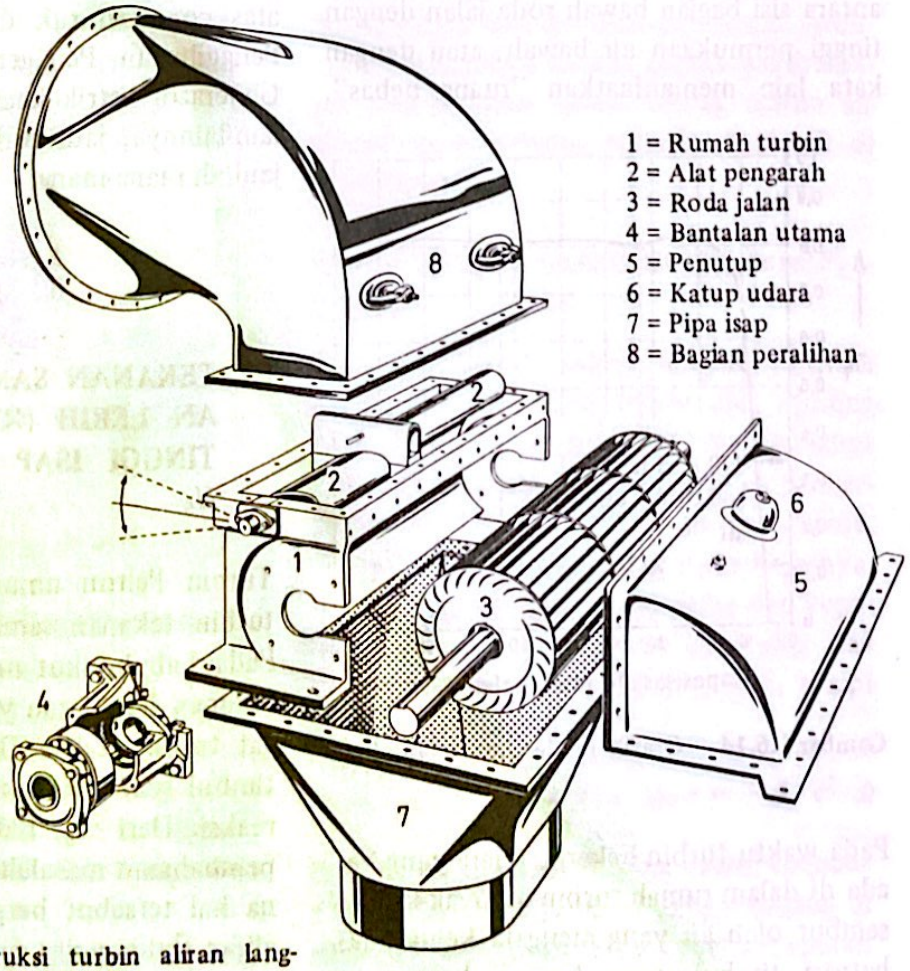
Kecepatan spesifik terletak antara n_q = 11 menit^{-1} sampai dengan 50 menit^{-1}, tergantung kepada perbandingan lebar B/D dan besarnya kelengkungan sudu. Dalam hal ini B/D bisa sampai 3,5 dan kelengkungan sudu sampai 120° besarnya.

Konstruksi secara lengkap bisa dilihat pada Gambar 1.6.13. Di mana pada hakekatnya

Dipindai dengan CamScanner

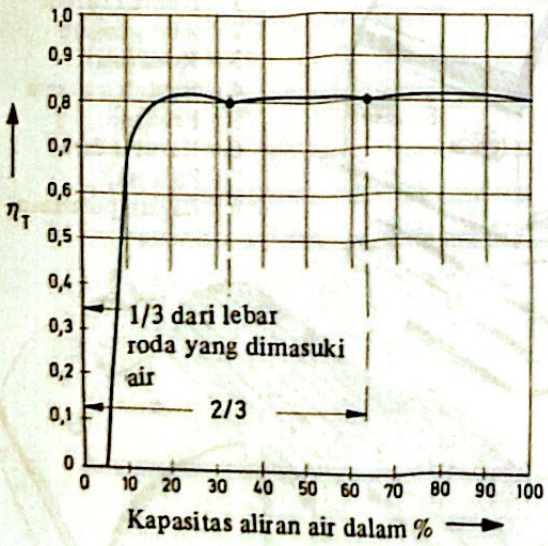


Gambar 1.6.12. Skema konstruksi dan bagan kecepatan Turbin aliran.



Gambar 1.6.13. Konstruksi turbin aliran langsung OSSBERGER

turbin ini terdiri dari 3 bagian utama, yaitu roda jalan, alat pengarah dan rumah turbin. Dari alat pengarah pancaran air keluar tegaklurus. Roda jalan dan alat pengarah dibagi menjadi 2 buah sel tegaklurus yang tidak sama dengan perbandingan 1 : 2. Maksudnya adalah bila aliran air kapasitasnya sedikit maka yang dioperasikan adalah sel yang kecil, bila kapasitas air sedang-sedang saja maka yang dioperasikan sel yang besar, dan bila kapasitas aliran airnya banyak maka turbin bekerja dengan kedua buah sel tersebut. Dalam ketiga kondisi operasi tersebut di atas perbandingan kecepatannya adalah tetap sama. Jadi bila ada gangguan, pada kondisi beban sebagian (tidak maksimum) pun Randemen turbin masih baik, Gambar 1.6.14. Spesial pada tinggi air jatuh yang kecil pipa isap mempunyai tugas memanfaatkan selisih tinggi antara sisi bagian bawah roda jalan dengan tinggi permukaan air bawah, atau dengan kata lain memanfaatkan "ruang bebas".



Gambar 1.6.14. Grafik randemen turbin aliran.

Pada waktu turbin bekerja, udara yang berada di dalam rumah turbin dikoyak-koyak/sembur oleh air yang mengalir keluar, akibatnya timbul ruang hampa, karena itu kolom air akan naik. Pada turbin denga pipa isap, perbedaan tinggi antara sis bagian bawah roda jalan dan tinggi ai bawah konstruksinya bisa dibuat lebi tinggi daripada turbin tanpa pipa isap dengan tidak memperbesar kerugian aki bat adanya kerugian ruang bebas.

Daerah penggunaan

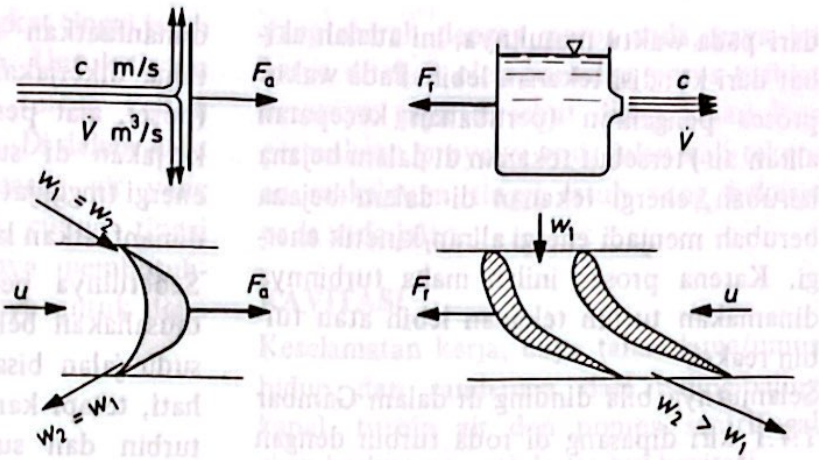
Turbin aliran ini baik sekali digunaka untuk pusat tenaga air yang kecil denga daya kurang lebih 750 kW. Tinggi air jatu yang bisa digunakan di atas 1 m sampa dengan 200 m dan kapasitasnya antar 0,02 m^3/detik sampai dengan 7 m^3/detik Randemennya kurang lebih 80%. Kecepat an putarnya antara 60 $menit^{-1}$ sampa 200 $menit^{-1}$ tergantung kepada diamete roda.

Di dalam daerah daya turbin tersebut d atas cocok untuk dipakai menggerakka Penggilingan, Penggergajian kayu, Bengkel Generator listrik kecil, Pompa-pompa dar lain-lainnya, jadi turbin ini telah tersebar jauh di mana-mana.

1.7. TEKANAN SAMA (AKSI), TEKANAN LEBIH (REAKSI), KAVITASI TINGGI ISAP YANG DIIZINKAN H_S

Turbin Pelton umumnya disebut sebaga turbin tekanan sama atau turbin impuls Pada bab berikut ini akan dibahas turbi tekanan lebih atau yang disebut juga seba gai turbin reaksi. Dengan demikian akan timbul suatu besaran yang disebut Derajat reaksi. Dari segi hidraulik akan diadakan pembahasan masalah tersebut di atas, karena hal tersebut berperan di semua mesin aliran fluida yaitu di turbin uap dan turbin gas, pompa dan kompresor.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.7.1. Gaya aksi atau Gaya dorong/tumbukan.

Aksi atau Gaya dorong/tumbukan F_a.

Gambar 1.7.1 kiri

Suatu pancaran air yang mengenai dinding akan timbul suatu aksi atau gaya dorong/tumbukan. Pancaran air ini akan menumbuk dan mendorong dinding sehingga dinding tersebut bergeser atau pergi pindah tempatnya, dan sebaliknya bila dindingnya kuat maka dinding akan melawan pancaran air. Arah dari pancaran air tersebut akan belok, dengan demikian terjadi perubahan besaran air yang bergerak.

Untuk suatu pembelokan pancaran fluida dari $\alpha_1 = 0°$ menjadi $\alpha_2 = 90°$ menimbulkan gaya aksi atau gaya dorong/tumbukan.

$$F_a = \dot{V} \cdot \varrho \cdot c = A \cdot c \cdot \varrho \cdot c = A \cdot c^2 \cdot \varrho$$

$\dot{V}$ = Kapasitas fluida dalam m^3/detik

ϱ = Kerapatan fluida dalam Kg/m^3. Misalnya untuk air $\varrho = 1000\ Kg/m^3$; untuk uap air $\varrho = 20\ Kg/m^3$ pada tekanan 60 bar dan temperatur 450°C; untuk udara $\varrho = 1{,}3\ Kg/m^3$ pada tekanan 1 bar dan temperatur 0°C.

c = Kecepatan fluida pada saat tumbukan dalam m/detik.

Dengan demikian didapat gaya F_a dalam Kg m/detik² = N.

Datangnya pancaran fluida tersebut adalah dari suatu peralatan pengarah, seperti misalnya Nosel atau Sudu pengarah, dan mempunyai kondisi menurut tinggi jatuhnya, tekanannya selama proses pembelokan adalah tetap sama. Untuk turbin air adalah sama dengan tekanan Atmosfir di sekelilingnya.

Gaya reaksi atau Gaya reaksi pancaran F_r

Gambar 1.7.1 kanan

Gaya reaksi ditimbulkan oleh adanya suatu pancaran fluida yang keluar dari dinding di sebelah belakangnya, arah gaya tersebut berlawanan dengan arah kecepatan pancaran fluida. Untuk suatu fluida yang sama, kecepatan keluarnya fluida sama besarnya, penampang pancaran yang sama dan kapasitasnya sama pula, maka gaya aksi dan gaya reaksi adalah sama besarnya, tetapi arahnya berlawanan.

$$F_r = -\dot{V} \cdot \varrho \cdot c = -A \cdot c \cdot \varrho \cdot c = -A \cdot c^2 \cdot \varrho$$

Dengan menganggap Bejana dalam Gambar 1.3.2 sebagai suatu sudu yang dipasang di roda turbin, maka terjadinya kecepatan aliran air yang keluar bejana lebih besar

Dipindai dengan CamScanner

dari pada waktu masuknya, ini adalah akibat dari kondisi tekanan lebih. Pada waktu proses pengaliran (perubahan kecepatan aliran air) tersebut tekanan di dalam bejana berubah, energi tekanan di dalam bejana berubah menjadi energi aliran/kinetik energi. Karena proses inilah maka turbinnya dinamakan turbin tekanan lebih atau turbin reaksi.

Selanjutnya bila dinding di dalam Gambar 1.7.1 kiri dipasang di roda turbin dengan dibentuk sedemikian rupa hingga seperti ember sudu turbin Pelton, dan pancaran air pada waktu menggerakkan roda tekanannya adalah sama, dengan demikian dinamakan turbin tekanan sama. Pemberian nama tekanan sama atau tekanan lebih ada hubungannya dengan tekanan pancaran pada waktu bekerja di dalam sudu jalan

Kesimpulan, Gambar 1.7.1 bawah

Arah dari pancaran adalah tidak langsung searah dengan arah geraknya sudu jalan (arahnya u). dengan demikian gaya yang dihasilkan oleh pancaran adalah lebih kecil, karena yang bekerja hanya komponen kecepatan yang searah dengan arah gerakan sudu jalan, Gambar 1.7.1. bawah adalah gambar sudu-sudu turbin uap.

Di dalam gambar sudu turbin uap kiri bawah kecuali didapat pembelokan pancaran juga didapat $w_1 = w_2$. Gambar di kanan bawah adalah kebalikannya yaitu w_2 adalah lebih besar daripada w_1, bentuk penampang saluran sudu mulai dari bagian masuk sampai ke bagian ke luar adalah mengecil. Sistem sudu jalan seperti ini bekerjanya dengan tekanan lebih atau dengan kata lain sudu jalan yang bekerja dengan proses reaksi.

Derajat reaksi

Tinggi jatuh yang tersedia dari semua mesin aliran fluida dapat diusahakan bekerja/ dimanfaatkan secara bertahap, pertam tama dikerjakan di dalam sudu pengara (nosel, alat pengarah) dan selanjutnya d kerjakan di sudu-sudu jalan sampai sis energi tinggi jatuh tersebut sudah tidak bis dimanfaatkan lagi.

Sebetulnya pembagian tinggi jatuh ya diusahakan bekerja di sudu pengarah da sudu jalan bisa ditentukan dengan sesuk hati, tetapi karena adanya batasan ukura turbin dan supaya mendapatkan rand men perpindahan energi yang sebaik mun kin, di mana semuanya ini ada hubungan nya dengan teknik aliran fluida, mak terpaksa pembagian energi tinggi jatu yang diusahakan bekerja di dalam sud pengarah dan sudu jalan harus dibua dengan pasti/tertentu. Turbin yang men gunakan proses pembagian tinggi jatuh i dinamakan turbin bertingkat. Makin ba nyak tingkat tinggi jatuh h_{St} yang bekerj di dalam sudu jalan, makin besar deraja reaksi r dari tingkat tersebut. Untuk turbi air semua tinggi jatuh bekerja di dalam sat tingkat (semua turbin air bertingkat satu Turbin uap dan turbin gas, pompa sentr fugal dan kompresor sentrifugal kebanyak an harus dibuat menjadi beberapa tingka karena tinggi jatuh yang dapat bekerja d tiap tingkat adalah terbatas.

$$\text{Derajat reaksi } r = \frac{h_{\text{sudu jalan}}}{h_{\text{tingkat}}}$$

di mana $h_{\text{tingkat}} = h_{\text{sudu jalan}} + h_{\text{sudu pengaru}}$

$$r = \frac{h_{sp}}{h_{sj} + h_{sp}} = \frac{h_{sp}}{h_{St}}$$

Tingkat-tingkat tersebut di atas dapat dij laskan sebagai berikut :

Tekanan sama.

$r = 0$ sampai 0,07 – jadi 0% sampai 7% da tingkat tinggi jatuh ada di dalam roda jala

Dipindai dengan CamScanner

100 % sampai 93% dari tingkat tinggi jatuh ada di dalam alat pengarah. Untuk turbin air dalam hal ini adalah turbin Pelton dan turbin aliran Ossberger. Di dalam sudu jalan terdapat suatu pancaran air yang belok, dan kecepatannya cukup tinggi $w_1 = w_2$. Roda jalan hanya membutuhkan sebagian dari kelilingnya untuk digerakkan/kena pancaran air.

Tekanan lebih.

r = 0,1 sampai dengan kira-kira 0,8 – jadi 10% sampai 80%-nya tingkat tinggi jatuh berada di roda jalan.

90% sampai 20% dari tingkat tinggi jatuh ada di sudu pengarah. Pemilihan derajat reaksi yang tertentu adalah di luar pembahasan buku ini. Tetapi dengan satu contoh soal akan ditunjukkan bagaimana menentukan derajat reaksi itu.

Di dalam turbin air yang menggunakan sistem/proses tekanan lebih adalah turbin Francis dan turbin Kaplan. Di dalam turbin tersebut tekanan sebelum masuk roda jalan adalah lebih besar daripada tekanan di bagian ke luarnya, oleh karena itu tekanan di dalam pipa isap juga lebih rendah daripada tekanan sebelum masuk roda jalan, untuk itu agar diperhatikan bahwa:

Pada turbin tekanan lebih semua kelilingnya roda jalan harus digerakkan/bekerja; bila tidak demikian air yang bertekanan lebih yang tidak bekerja di dalam saluran di antara sudu-sudu jalan akan keluar dengan tidak terkontrol lagi; peristiwa ini khususnya terjadi pada saat turbin dalam keadaan beban tidak penuh (kapasitas airnya hanya sedikit). Celah antara roda jalan dengan rumah turbin harus sekecil mungkin dan dilengkapi dengan paking Labirin; bila airnya membawa pasir akan terjadi bahaya, yaitu pada bagian-bagian yang rapat tersebut pada waktu turbin bekerja akan rusak.

Pada roda jalan bekerja gaya geser aksial yang searah dengan poros roda, gaya ini harus ditahan oleh bantalan poros turbin, besarnya gaya tersebut didapat dari luas permukaan proyeksi roda jalan kali tekanan maksimum tinggi jatuh yang bekerja pada roda jalan.

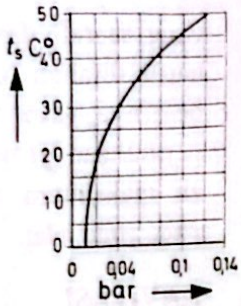
KAVITASI

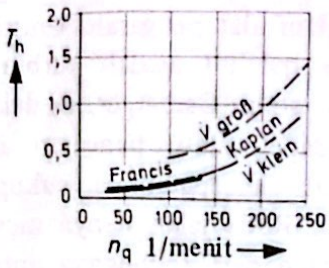
Keselamatan kerja, daya tahan lama/umur hidup dan randemen dari baling-baling kapal, turbin air dan pompa sentrifugal akan berkurang apabila timbul kavitasi.

Penelitian pada roda turbin Kaplan menunjukkan bahwa dalam kondisi kerja yang tertentu timbul suara yang gemuruh dan getaran di dalam pipa isap, randemen turbin turun dengan drastis. Dan bila roda jalan tersebut dioperasikan terus dalam kondisi seperti di atas, maka pada sisi ke luar roda jalan akan berkorosi, permukaan roda akan terlihat seperti berjamur tererosi. Hal ini disebabkan karena adanya kavitasi. Proses kavitasi adalah rumit dan kurang begitu jelas. Menurut kaidah umum yang berlaku untuk air, yaitu apabila air mendapat tekanan kerendahan (kurang dari satu atmosfir) yang lebih rendah dari tekanan uapnya akan terbentuk gelembung-gelembung uap air, sebagai contoh permulaan kavitasi adalah sebagai berikut, air yang mengandung udara atau gelembung-gelembung uap air yang disebabkan oleh adanya kondisi setempat yang tekanannya turun hingga dapat menimbulkan penguapan. Dalam alirannya nanti akan sampai di suatu tempat yang tekanannya lebih tinggi, maka gelembung-gelembung uap tersebut akan terkondensasi dan pecah dengan tiba-tiba, hal ini akan menyebabkan tekanan pada roda dengan tekanan-tekanan setempat yang sangat tinggi.

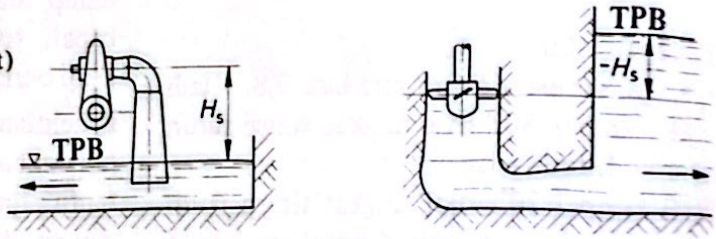
Pembentukan uap suatu cairan adalah tergantung kepada keadaan temperatur dan tekanan cairan itu sendiri. Misalnya air yang berada di dalam "pesawat belanga

Dipindai dengan CamScanner





t_S = temperatur air
T_h = bilangan Thoma
V groB = V besar (kapasitas-nya besar)
V klein = V kecil (kapasitas-nya sedikit)
u.W = Permukaan air bawah
H_S = Tinggi isap.



Gambar 1.7.2. Penentuan H_S yang diijinkan untuk menghindari Kavitasi, Harga-harga informatif.

rebus" akan menguap pada temperatur 6,98°C bila tekanannya 0,01 bar. Penurunan tekanan aliran air di dalam turbin adalah disebabkan perubahan energi tekanan menjadi energi kecepatan (Bernoulli). Makin tinggi kecepatan aliran dan makin tinggi temperatur airnya, maka makin besar pula bahaya dari pembentukan uap dan Kavitasi. Karena itu pada umumnya turbin Kaplan lebih berbahaya dari pada turbin Francis, sebab kecepatan aliran air di turbin Kaplan lebih tinggi.

Untuk menghindari Kavitasi yang besar, maka dalam perencanaan turbin dapat menggunakan perhitungan yang telah tertentu dengan memasukkan harga-harga keamanan dan harga-harga yang berdasarkan pengalaman. Pabrik-pabrik turbin dan pompa selain mengadakan pengujian terhadap model roda jalan menurut kondisi kerja yang luar biasa, juga diselidiki apakah keamanannya sudah mencukupi untuk melawan Kavitasi.

Pada pokoknya adalah harga yang diijinkan untuk Tinggi isap H_S yaitu jarak antara sisi ke luar roda jalan sampai muka air bawah tidak boleh dilampaui, Gambar 1.7.2. Sedangkan faktor-faktor yang mempengaruhi penentuan tinggi isap adalah tekanan Atmosfir udara luar P_B, temperatur air dan tekanan uapnya pada saat itu P_D serta Bilangan Thoma *Th* yang dikalikan dengan tinggi jatuh *H*. Dengan demikian :

$$H_S = H_B - H_D - Th \cdot H \text{ semuanya dalam m}$$

H_S adalah tinggi isap yang diijinkan atau dengan kata lain adalah tempat kedudukan roda jalan yang bebas Kavitasi yang dihitung dari permukaan air bawah.
Jalannya bilangan Thoma *Th* menunjukkan, bahwa harga *Th* dengan harga untuk pemilihan kecepatan putar turbin adalah naik sekali. Sedangkan kecepatan putar yang tinggi adalah menguntungkan dimensinya turbin dan generator listrik yang digerakkan karena bisa lebih kecil, tetapi dari segi pekerjaan Sipil/Bangunan akan lebih mahal sebab makin banyak tanah yang harus digali.

Dipindai dengan CamScanner

Tabel 1.7.1

Kecepatan putar n	125	150	188	250	1/menit
Kecep. spesifik n_q	83	100	126	166	1/menit
Tipe Turbin lihat gambar 1.5.4	Francis-	Francis-Kaplan-	Kaplan-	Kaplan-	Turbin Gambar 1.7.2.
Bilangan Thoma Th	0,11	0,25	0,32	0,50	
$Th \cdot H$	4,17	8,36	12,1	19,0	m
Tinggi isap H_S	5,39	1,20	- 2,54	- 9,44	m

Segera setelah perhitungan persamaan untuk H_S menunjukkan harga negatif, berarti roda jalan posisinya di sekitar H_S yaitu harus terletak di bawah permukaan air.

Persoalan inilah yang mempunyai pengaruh terhadap keputusan pemilihan kecepatan putar turbin, karena masalahnya menjadi menentukan berapa kecepatan putar yang harus dipilih untuk memberikan kemungkinan turbin bisa bekerja dengan bebas Kavitasi, pada keadaan tinggi jatuh dan kapasitas air yang telah diberikan.

Contoh 11.

Suatu turbin tekanan lebih (Francis atau Kaplan) harus bekerja pada keadaan tinggi jatuh H = 38 m, Kapasitas air $\dot{V}$ = 75 m^3 dan Randemennya η_T = 0,89. Daya yang dihasilkan di Kopling turbin adalah P = 25 000 kW. Berapakah kemungkinan tinggi isap H_S yang dibutuhkan bila turbin harus bekerja dengan kecepatan putar n = 125,150,188,250 menit^{-1} .

Tekanan Atmosfir udara sekitarnya P_B = 0,98 bar, dengan demikian H_B = 9,8 m, dianggap temperatur air bisa mencapai 20°C jadi tekanan uapnya adalah P_D = 0,024 bar dan setelah dihitung berdasarkan kerapatan air ϱ = 1000 Kg/m^3 didapat H_D = 0,24 m.

Jawab

Untuk dapat menentukan bilangan Thoma Th, harus mengetahui besarnya Kecepatan Spesifik n_q lebih dahulu.

$$n_q = n \cdot \sqrt{\dot{V}}/H^{3/4} = n \cdot \sqrt{75}/38^{0.75} = n \cdot 0{,}665.$$

Hasil perhitungan dan kesimpulannya terdapat pada tabel 1.7.1.

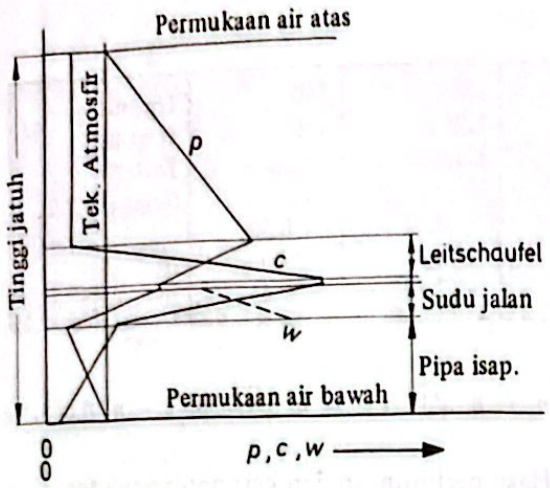
Dari tabel tersebut di atas menunjukkan bahwa pada pokoknya selain kecepatan putar, juga daerah tempat pusat tenaga air itulah yang mempengaruhi pemilihan sesuatu jenis turbin.

1.8. TURBIN FRANCIS

Turbin Francis bekerja dengan memakai proses tekanan lebih. Pada waktu air masuk ke roda jalan, sebagian dari energi tinggi jatuh telah bekerja di dalam sudu pengarah diubah sebagai kecepatan arus masuk. Sisa energi tinggi jatuh dimanfaatkan/bekerja di dalam sudu jalan, dengan adanya Pipa isap memungkinkan energi tinggi jatuh bekerja di sudu jalan dengan semaksimum mungkin. Pada sisi sebelah ke luar roda jalan terdapat tekanan kerendahan (kurang dari 1 Atmosfir) dan kecepatan aliran air yang tinggi. Di dalam pipa isap kecepatan aliran akan berkurang dan tekanannya akan kembali naik, sehingga air bisa dialirkan keluar lewat saluran air bawah dengan tekanan seperti keadaan sekitarnya. Jalannya tekanan dan kecepatan air ketika melewati dan berproses di dalam turbin secara informatif terdapat pada Gambar 1.8.1.

Pipa isap pada turbin ini mempunyai tugas yang mirip dengan sudu hantar yang terdapat pada pompa sentrifugal, yang kelak akan dibahas dalam buku ini, yaitu sama-

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.8.1. Jalannya tekanan dan kecepatan air di dalam suatu turbin tekanan lebih.

sama mengubah energi kecepatan menjadi energi tekanan.

Pada dasarnya pelaksanaan turbin' Francis sudah dibicarakan pada Gambar 1.4.2. Turbin yang dikelilingi dengan sudu pengarah semuanya terbenam di dalam air. Air yang masuk ke dalam turbin bisa dialirkan melalui pengisian air dari atas (turbin Schacht) atau melalui suatu rumah yang berbentuk spiral (rumah keong). Roda jalan semuanya selalu bekerja. Daya yang dihasilkan turbin bisa diatur dengan cara mengubah posisi pembukaan sudu pengarah, dengan demikian kapasitas air yang masuk ke dalam roda turbin bisa diperbesar atau diperkecil.

Turbin Francis dilaksanakan dengan posisi poros vertikal atau horisontal.

Daerah kerja turbin Francis.

Jenis konstruksi turbin ini pertama kali dilaksanakan sekitar tahun 1950 oleh orang Amerika yang bernama Howk dan Francis. Sekarang turbin Francis adalah yang paling banyak dipakai, karena tinggi air jatuh dan kapasitasnya yang paling sering terdapat/ sesuai dengan kebutuhannya. Dari hasil penggunaan dan penelitian yang terus-menerus untuk pengembangan selanjutnya, turbin Francis sekarang sudah bisa digunakan untuk tinggi air jatuh sampai 700 m dengan kapasitas air dan kecepatan puta yang sudah memenuhi harapan.

Daerah penggunaan turbin ini sudah dibica rakan pada Gambar 1.5.4. tentang kece patan spesifik n_q. Kesukaran bisa timbul bila air mengandung pasir dan butir-butir an/pecahan gletser (es), karena akan meng auskan roda jalan dan packingnya, bil sampai bagian tersebut aus maka haru dicari kemungkinan menggantinya tanpa turbin terlalu lama berhenti.

Turbin Francis yang dilaksanakan untuk daya yang besar seperti misalnya 500 MW ada di Krasnojarsk (Uni Soviet) dan yang 600 MW ada di Grand Coulle (Amerika serikat), sedangkan turbin Francis dengan daya 1000 MW sekarang sedang dibuat.

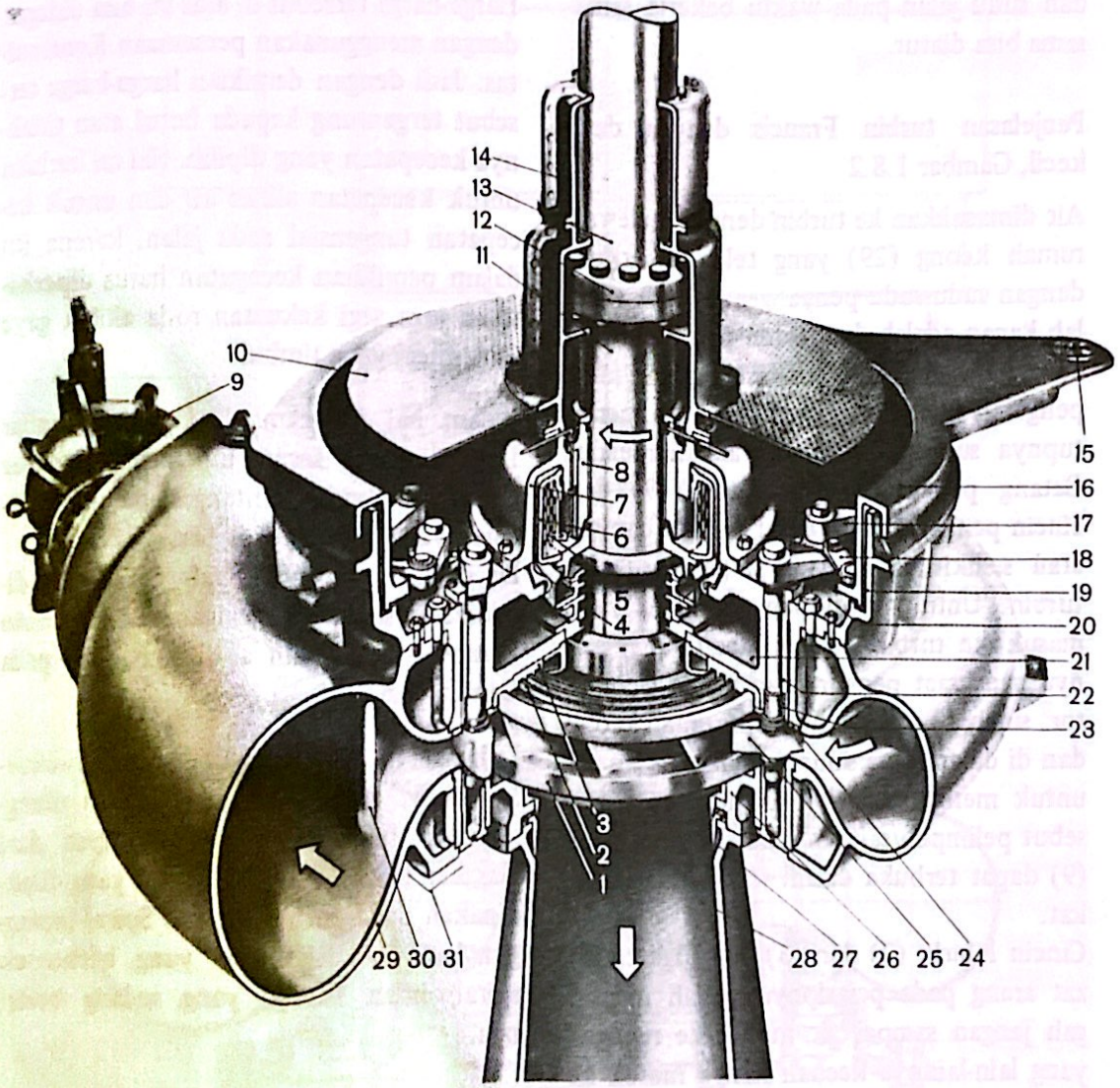
Dari Gambar 1.5.4 diketahui bahwa turbin Francis di dalam berbatasan dengan turbin Pelton dan begitu juga dengan turbin Kaplan masing-masing saling bersaingan.

Turbin Pelton dan turbin Francis : Turbin Francis dianggap sudah bisa dibuat dengan kecepatan putar yang sama tingginya, di mana kecepatan putar yang tinggi tersebut menghasilkan keuntungan terhadap berat dan harga turbin dan Generatornya. Tidak ada kerugian tinggi air jatuh akibat adanya ruang bebas.

Penempatan turbin Francis di dalam bangunan di bawah tanah adalah mungkin, yang baik dan menguntungkan untuk turbin ini adalah bila tinggi permukaan air bawah sangat berubah-ubah. Tempat yang dibutuhkan untuk turbin Francis adalah lebih kecil dan malah ada pusat tenaga listrik yang kecil memakai turbin ini. Randemen turbin ini untuk beban penuh adalah baik, tetapi akan memburuk bila bebannya tidak penuh.

Turbin Francis atau Turbin Kaplan : Jika dibandingkan kecepatan putar dan ukurannya adalah hampir tidak berbeda. Untuk beban tidak penuh Randemen turbin Kaplan adalah lebih baik, sebab sudu pengarah

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.8.2. Irisan perspektif suatu turbin Francis; Escher Wyss

1 Roda jalan
2 Cincin labirin
3 Cincin labirin kontra
4 Cincin jat arang
5 Pipa kuras
6 Pengumpul minyak yang berputar
7 Blok bantalan
8 Bantalan penghantar
9 Saluran aliran kompensator
10 Bordes pelayanan
11 Poros turbin
12 Kopling
13 Poros hantar
14 Tabung penutup poros
15 Titik tangkap servomotor
16 Cincin pengatur
17 Tuas
18 Batang penggerak
19 Cincin hantaran
20 Roda penghantar
21 Tutup turbin
22 Tabung blok bantalan atas
23 Cincin penutup roda bantalan tengah
24 Cincin penutup roda pengarah
25 Daun sudu pengarah
26 Tutup turbin bawah atau cincin roda pengarah
27 Saluran udara pipa isap
28 Pipa isap
29 Rumah keong
30 Sudu penyangga
31 Cincin sudu penyangga

Dipindai dengan CamScanner

dan sudu jalan pada waktu bekerja sama-sama bisa diatur.

Penjelasan turbin Francis dengan daya kecil, Gambar 1.8.2

Air dimasukkan ke turbin dengan melewati rumah keong (29) yang telah diperkuat dengan sudu-sudu penyangga (30). Di sebelah kanan adalah daun sudu pengarah (25) atau yang biasanya disebut sebagai sudu pengarah saja. Posisi membuka dan menutupnya sudu tersebut digerakkan melalui Batang penggerak (18), Tuas (17) dan cincin pengatur (16) sesuai dengan banyak atau sedikitnya air yang akan masuk ke turbin. Untuk penutupan aliran air yang masuk ke turbin dengan tiba-tiba, misalnya pada saat pengurangan beban Generator, supaya tekanan di dalam rumah keong dan di dalam pipa saluran tidak naik, maka untuk menghindari kenaikan tekanan tersebut pelimpah/saluran aliran kompensator (9) dapat terbuka dalam waktu yang singkat.
Cincin lebirin (2) dan (3) dan juga cincin zat arang pada prinsipnya adalah mencegah jangan sampai air masuk ke ruangan yang lain-lainnya kecuali hanya masuk ke sudu pengarah dan sudu jalan; air yang ke luar dari sudu pengarah mempunyai tekanan lebih. Roda jalan dengan poros dan dengan rotor generator ditahan/dipikul oleh bantalan tekan yang di dalam gambar tidak diperlihatkan. Bantalan (8) adalah sebagai bantalan penghantar radial.

Kecepatan Spesifik n_q dan ukuran-ukuran utama

Ukuran-ukuran utama Turbin Francis adalah :

Diameter roda jalan D_1
Lebar roda jalan b_1
Diameter pipa isap D_s

Harga-harga tersebut di atas ini bisa didapat dengan menggunakan persamaan Kontinuitas. Jadi dengan demikian harga-harga tersebut tergantung kepada betul atau tidaknya kecepatan yang dipilih. Hal ini berlaku untuk kecepatan aliran air dan untuk kecepatan tangensial roda jalan, karena itu dalam pemilihan kecepatan harus diperhatikan juga segi kekuatan roda akibat gaya sentrifugal yang timbul.

Dalam hal ini kembali kepada Gambar 1.5.2 di mana secara informatif terdapat bahan keterangan tentang beberapa kecepatan yang penting yang bisa dipilih.
Di dalam contoh 7, bab 1.5, telah diselesaikan suatu perhitungan tentang turbin Francis yang hasilnya digambarkan pada Gambar 1.5.3.

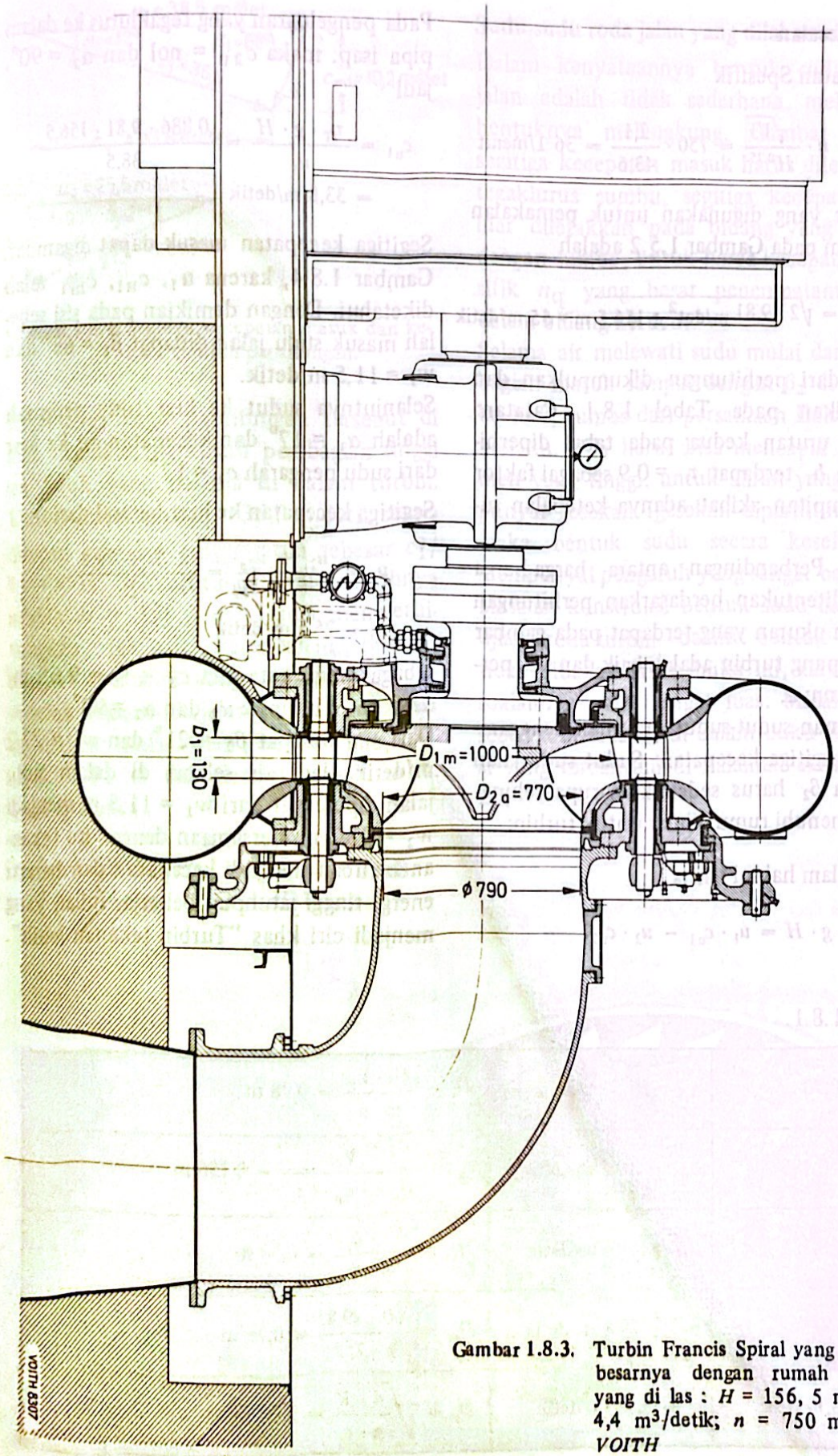
Dalam contoh 12 berikut ini ukuran-ukuran utama turbin dihitung dengan menggunakan harga-harga yang didapat dari Gambar 1.5.2., dengan dimensi yang dilaksanakan pada turbin Francis Spiral (menggunakan rumah turbin yang berbentuk spiral/rumah keong) yang sedang besarnya.

Contoh 12

Untuk turbin Francis spiral (rumah turbinnya berbentuk spiral) dengan poros horisontal, Gambar 1.8.3, ukuran-ukuran utamanya harus ditentukan dengan pertolongan harga-harga yang terdapat pada Gambar 1.5.2 dan dibandingkan dengan pelaksanaannya pada gambar penampang turbin.

Selanjutnya harus menentukan sudut-sudutnya sudu dan segitiga kecepatan pada sisi sebelah masuk dan ke luar roda jalan.
Diketahui : H = 156,5 m ; $\dot{V}$ = 4,4 m^3/detik ; n = 750 menit^{-1}. Dari situ didapat P = 6000 kW dengan η_T = 0,886.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.8.3. Turbin Francis Spiral yang sedang besarnya dengan rumah turbin yang di las : H = 156, 5 m; $\dot{V}$ = 4,4 m^3/detik; n = 750 $menit^{-1}$; *VOITH*

CS Dipindai dengan CamScanner

Penyelesaian

Kecepatan Spesifik

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{V}}{H^{0,75}} = 750 \cdot \frac{2,1}{43,6} = 36 \text{ 1/menit}$$

Faktor yang digunakan untuk pemakaian diagram pada Gambar 1.5.2 adalah

$$\sqrt{2g\,H} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \text{ m/det}^2 \cdot 156,5 \text{ m}} = 55 \text{ m/detik}$$

Hasil dari perhitungan dikumpulkan dan ditabelkan pada Tabel 1.8.1. Catatan: dalam urutan kedua pada tabel diperhitungan b_1 terdapat $\tau_1 = 0,9$ sebagai faktor penyempitan akibat adanya ketebalan sudu.

Hasil: Perbandingan antara harga-harga yang ditentukan berdasarkan perhitungan dengan ukuran yang terdapat pada gambar penampang turbin adalah baik dan ada persesuaiannya.

Penentuan sudut-sudut sudu dan penggambaran segitiga kecepatan: Sudut sudu jalan β_1 dan β_2 harus sedemikian rupa sehingga memenuhi rumus Euler untuk turbin:

Jadi dalam hal ini harus

$$\eta_T \cdot g \cdot H = u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}$$

Pada pengeluaran yang tegaklurus ke dalam pipa isap, maka c_{2u} = nol dan $\alpha_2 = 90°$, jadi

$$c_{u1} = \frac{\eta_T \cdot g \cdot H}{u_1} = \frac{0,886 \cdot 9,81 \cdot 156,5}{38,5}$$

$$= 33,8 \text{ m/detik}$$

Segitiga kecepatan masuk dapat digambar, Gambar 1.8.4, karena u_1, c_{u1}, c_{m1} telah diketahui. Dengan demikian pada sisi sebelah masuk sudu jalan didapat $\beta_1 = 68°$ dan $w_1 = 11,5$ m/detik.

Selanjutnya sudut ke luar sudu pengarah adalah $\alpha_1 = 17°$ dan kecepatan air ke luar dari sudu pengarah $c_1 = 17°$

Segitiga kecepatan ke luar berasal dari :

$$u_2 = \frac{u_{2i} + u_{2a}}{2} = \frac{21,2 + 29,8}{2}$$

$$= 25,5 \text{ m/detik}$$

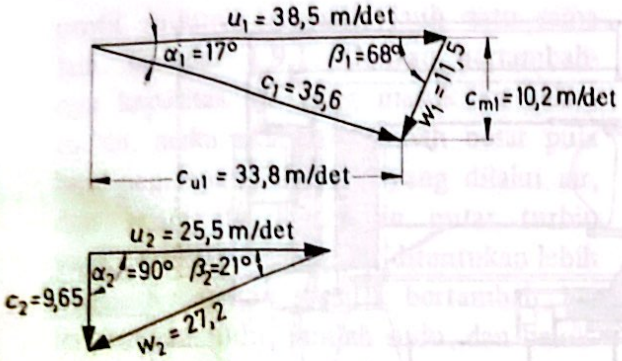
sebagai harga rata-rata $c_2 = c_S = 9,65$ m/detik tegaklurus ke u_2 dan $\alpha_2 = 90°$.

Dari sini didapat $\beta_2 = 21°$ dan $w_2 = 27,2$ m/detik. Jadi air selama di dalam sudu jalan dipercepat dari $w_1 = 11,5$ m menjadi $w_2 = 27,2$ m; bersamaan dengan itu tekanan berubah menjadi kecepatan dan berarti energi tinggi jatuhpun bekerja. Inilah yang menjadi ciri khas "Turbin tekanan lebih".

Tabel 1.8.1.

$u_1^* = 0,70$	$u_1 = 38,5$ m/detik	$D_1 = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot n} = 0,98$ m
$c_{m1}^* = 0,185$	$c_{m1} = 10,2$ m/detik	$b_1 = \frac{\dot{V}}{D_1 \pi \cdot c_{m1} \cdot \tau_1} = 0,156$ m
$u_{2i}^* = 0,385$	$u_{2i} = 28,2$ m/detik	$D_{2i} = \frac{60 \cdot u_{2i}}{\pi \cdot n} = 0,54$ m
$u_{2a}^* = 0,54$	$u_{2a} = 29,8$ m/detik	$D_{2a} = \frac{60 \cdot 29,8}{\pi \cdot 750} = 0,76$ m
$c_s^* = 0,175$	$c_s = 9,65$ m/detik	$D_s = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot c_s}} = 0,77$ m

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.8.4. Segitiga kecepatan masuk dan keluar; Contoh perhitungan.

Dari harga-harga perhitungan tersebut di atas diadakan perkiraan pembagian tinggi air jatuh yang bekerja di dalam turbin. Untuk arus masuk c_1 = 35,6 m/detik setara dengan sebagian tinggi jatuh sebesar $c_1^2/2g$ = 65 m. Jumlah tinggi jatuh seluruhnya adalah H = 156,5 m. Tanpa memperhitungkan tekanan kerendahan (kurang dari 1 Atmosfir) yang terdapat pada sisi sebelah keluar roda jalan, maka tinggi jatuh di dalam roda jalan adalah 156,5 – 65,6 = 91 m dan derajat reaksi turbin kurang lebih :

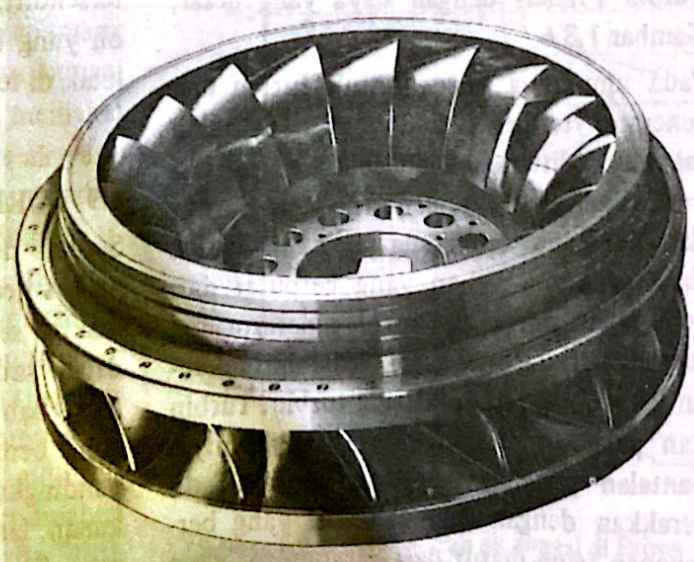
$$r = \frac{h_{\text{sudu jalan}}}{h_{\text{turbin}}} = \frac{91\ \text{m}}{156\ \text{m}} = 0,58$$

Sudu-sudu roda jalan yang dilaksanakan

Dalam kenyataannya bentuk sudu roda jalan adalah tidak sederhana, melainkan bentuknya melengkung, Gambar 1.8.5, segitiga kecepatan masuk harus diletakkan tegaklurus sumbu, segitiga kecepatan ke luar diletakkan pada bidang yang sejajar dengan sumbu, untuk harga kecepatan spesifik n_q yang besar penempatannya di dalam bidang kerucut.

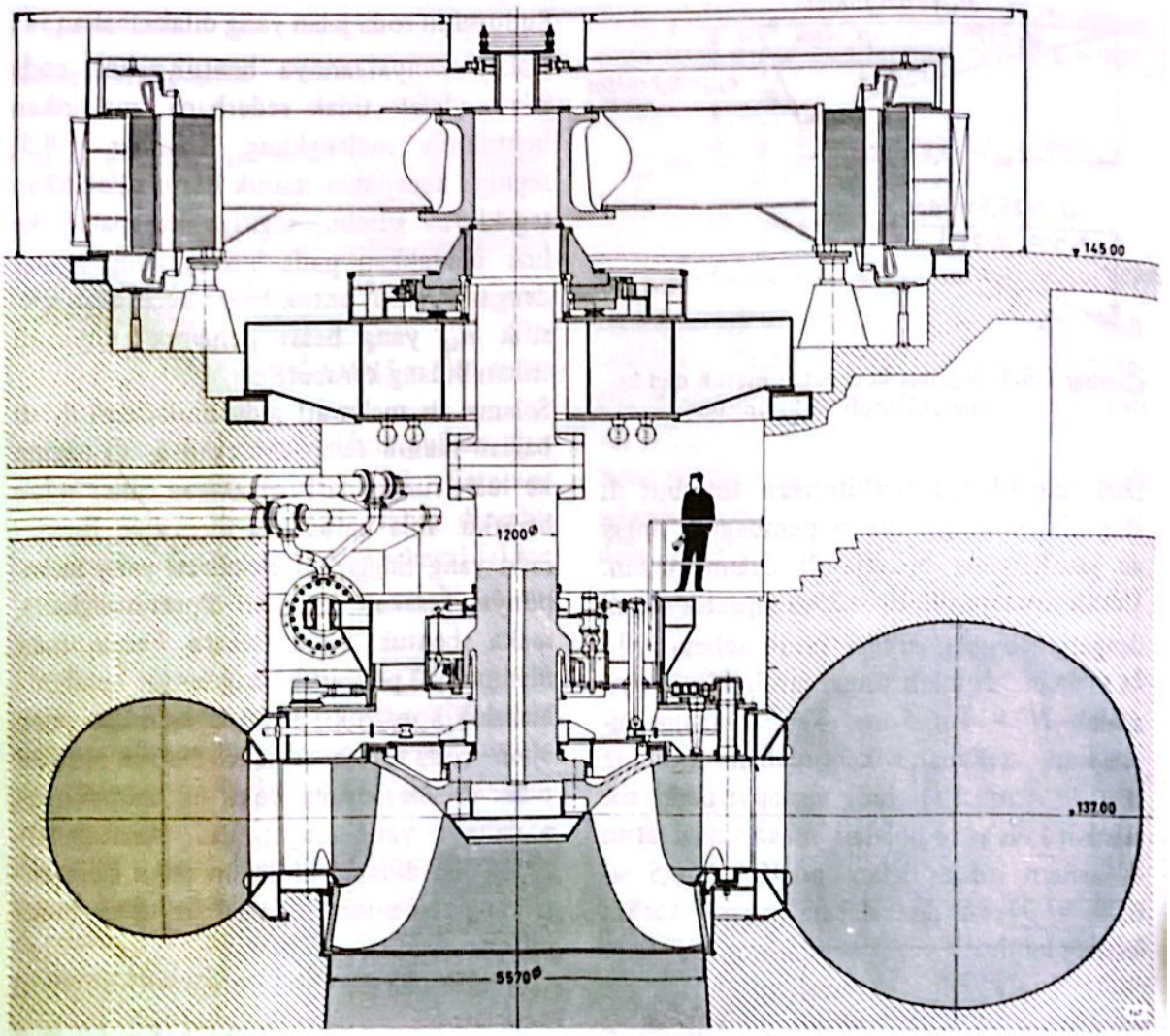
Selama air melewati sudu mulai dari β_1 di bagian masuk sampai dengan β_2 di bagian ke luar, rumus dari persamaan Euler tidak berlaku. Bila harus bisa mencapai Randemen yang tinggi, untuk aliran yang mempunyai gesekan (gesekan diperhitungkan), maka bentuk sudu secara keseluruhan mempunyai pengaruh yang sangat besar.

Masalah konstruksi bentuk sudu dan peng ujian roda turbin dalam bentuk model tidak dibahas dalam buku ini, karena persoalannya yang sangat luas. Masalah tersebut bisa didapat di dalam buku Referensi yang tercantum di halaman akhir buku ini.



Gambar 1.8.5. Roda jalan turbin Francis

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.8.6. Turbin Francis yang mempunyai daya besar.

Turbin Francis dengan daya yang besar, Gambar 1.8.6

Pada umumnya poros untuk turbin dan generator terdiri dari 2 bagian. Bantalan tekannya ditumpu oleh suatu konstruksi pendukung yang tersendiri; yang terdiri dari beberapa tembereng yang bisa diatur dan menerima beban yang berputar dari roda jalan, poros dan rotor generator dan juga menerima gaya geser aksial dari tekanan lebih yang terdapat pada turbin. Turbin dan generator masing-masing mempunyai bantalan penghantar. Sudu pengarah digerakkan dengan memakai oli yang bertekanan yang diatur dari Servomotor yang tersendiri; Untuk diketahui bahwa saluran oli yang bertekanan di dalam gambar terletak di tengah sebelah kiri.

1.9 TURBIN KAPLAN

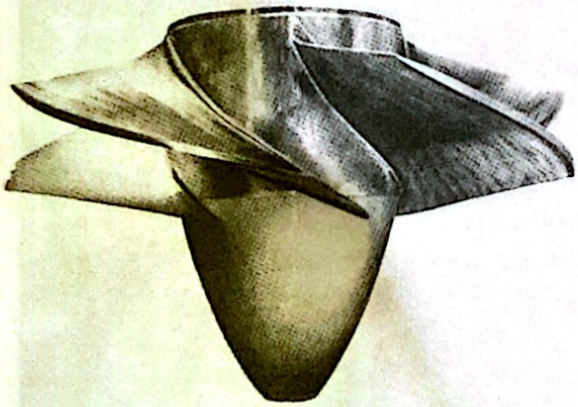
Sesuai dengan persamaan Euler, maka makin kecil tinggi air jatuh yang tersedia, makin sedikit belokannya aliran air di dalam sudu jalan. Masalah ini telah dibahas pada Bab 1.3.5. Roda jalan turbin Francis yang bentuk sudunya selalu diregangkan, bandingkan dengan Gambar 1.5.3 sebelah kanan, lambat laun akan mirip seperti roda propeler dengan sayap dukung, yang letak

Dipindai dengan CamScanner

PERPUSTAKAAN D III F. TEKNIK

profil sudunya terpisah jauh satu sama lain, Gambar 1.9.1. Dengan bertambahnya kapasitas air yang masuk ke dalam turbin, maka akan bertambah besar pula luas penampang saluran yang dilalui air, dan selain itu kecepatan putar turbin yang demikian bisa dipilih/ditentukan lebih tinggi. Kecepatan spesifik bertambah, kelengkungan sudu, jumlah sudu, dan belokan aliran air di dalam sudu berkurang, bandingkan dengan Gambar 1.5.4.

Pada permulaan sekali di saat pengembangan pusat tenaga sungai, turbinnya menggunakan roda baling-baling dengan sudu-sudu tetap yang dituang.



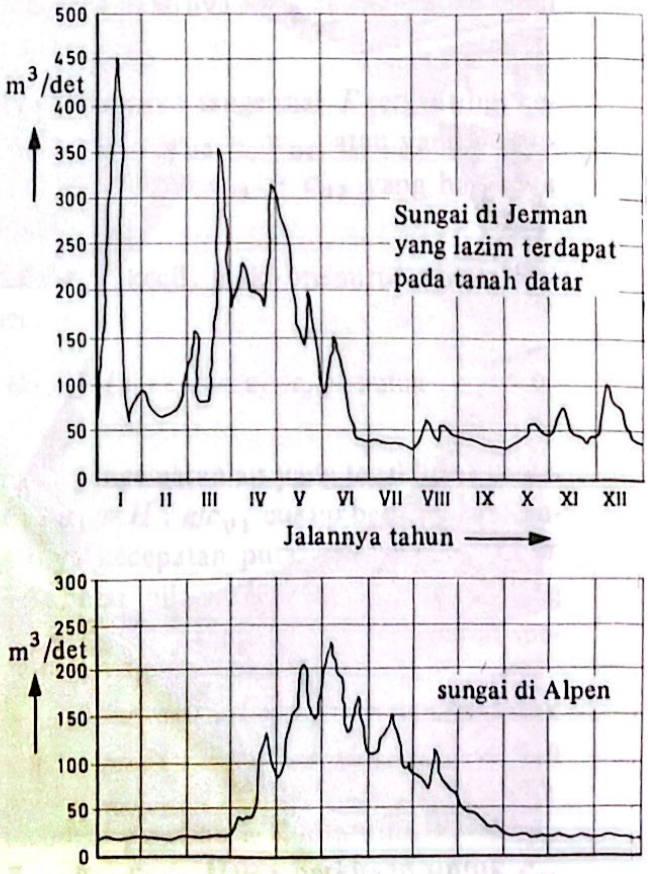
Gambar 1.9.1. Roda baling-baling.

Untuk tempat pusat listrik tenaga sungai harus dihitung lebih dahulu besarnya perubahan tinggi air jatuhnya sepanjang tahun, Gambar 1.9.2. Dan aliran sungai tersebut bisa diatur dengan memakai Bendungan. Makin besar kapasitas air yang mengalir pada saat air tinggi, akan makin kecil tinggi air jatuh yang bisa dimanfaatkan, karena tinggi permukaan air atas adalah tetap konstan sedangkan air kelebihan pada permukaan air bawah akan naik.

Turbin yang bekerja pada kondisi tinggi air jatuh yang berubah-ubah mempunyai kerugian, karena dalam perencanaan sudu turbin telah disesuaikan bahwa perpindahan energi yang baik hanya terjadi pada "titik normal" yaitu pada kondisi perbandingan kecepatan dan tekanan yang tertentu. Bila terjadi penyimpangan yang besar baik ke atas maupun ke bawah, seperti yang terdapat pada pusat tenaga listrik sungai, Randemen roda baling-balingnya turbin cepat atau lambat akan turun.

Keuntungan turbin baling-baling bila dibandingkan dengan turbin Francis adalah kecepatan putarnya bisa dipilih lebih tinggi, dengan demikian roda turbin bisa dikopel (dihubungkan) langsung dengan Generator dan ukurannyapun lebih kecil.

Oleh Prof. Kaplan (Bruun 1876 sampai 1934) turbin baling-baling dikembangkan sedemikian rupa sehingga sudu jalan turbin tersebut dapat diputar di dalam leher poros. Jadi dengan demikian sudut sudu dapat diatur sesuai dengan kondisi operasi turbin saat itu.



Gambar 1.9.2. Arus aliran air sungai di Eropa

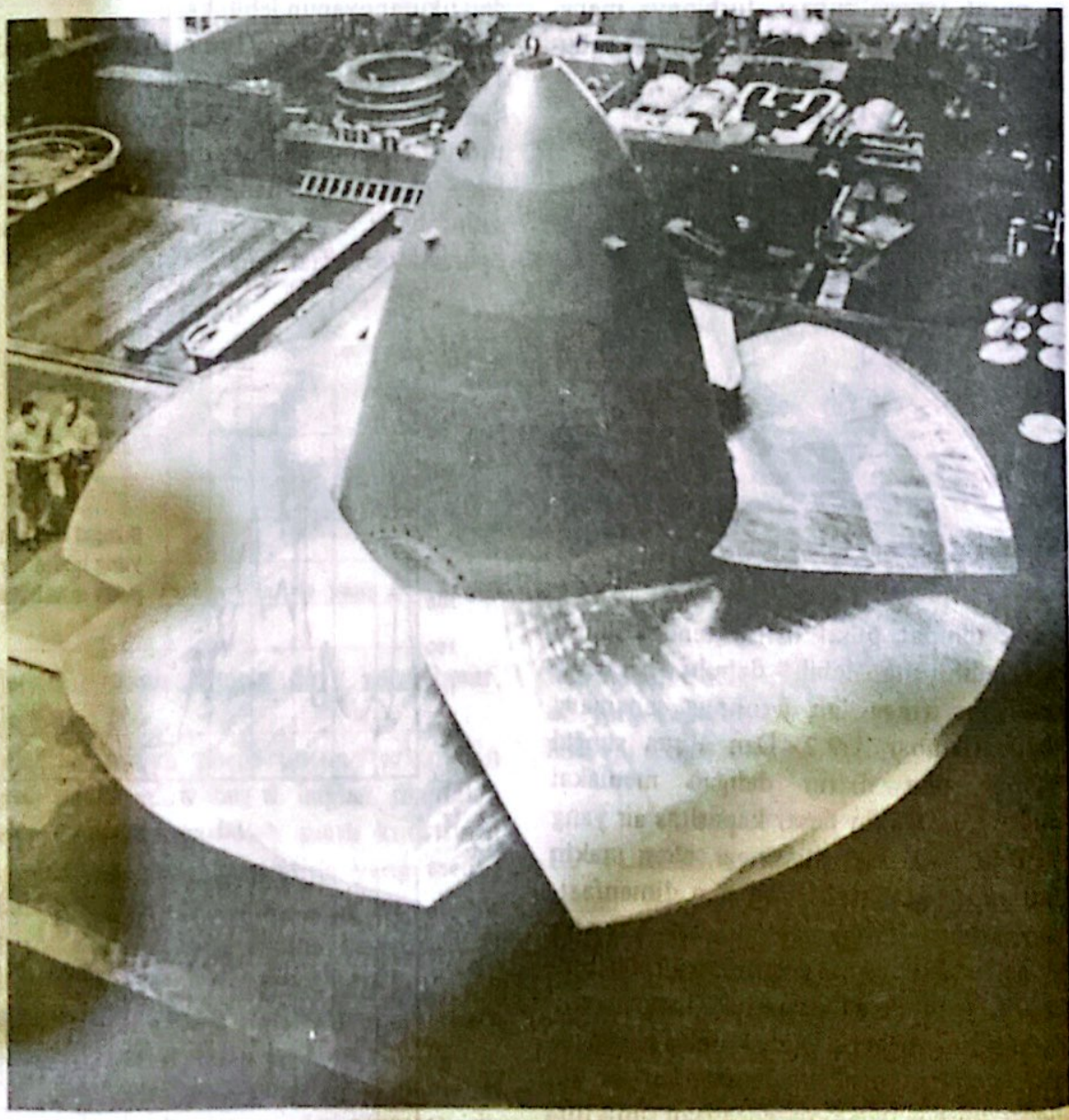
Dipindai dengan CamScanner

Roda jalan turbin Kaplan: Konstruksi dan keadaan aliran air

Konstruksinya bisa dibedakan; sampai dengan alat pengarah pada hakekatnya sama dengan turbin Francis. Dan pada leher poros terdapat kipas sudu (4 sampai 8 buah) yang dapat diputar.

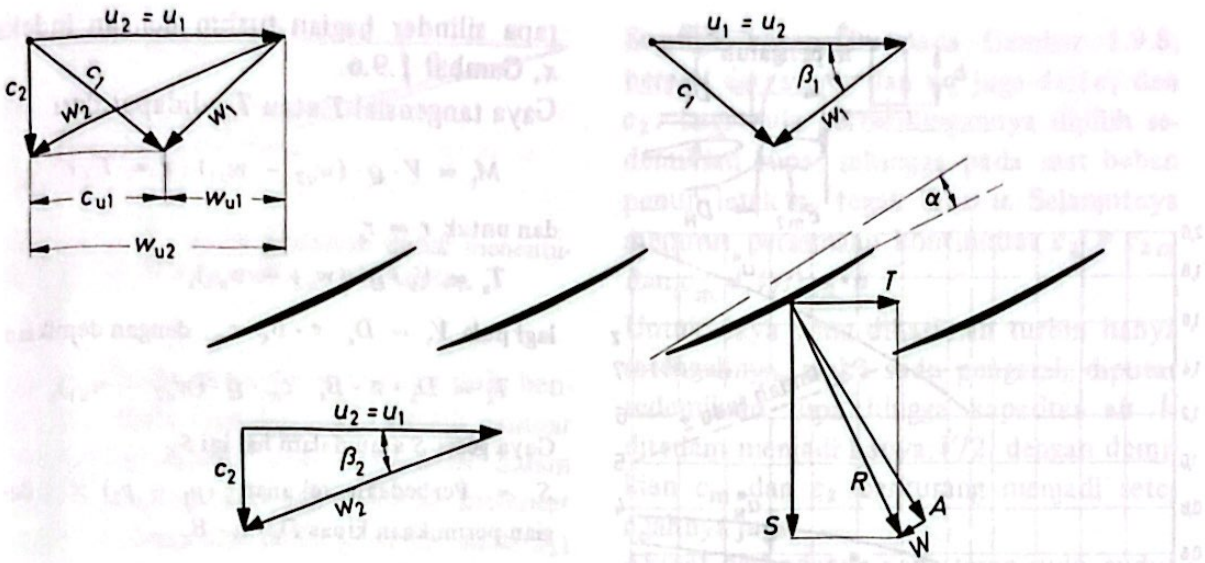
Kipas sudu, pada Gambar 1.9.3, sama seperti baling-baling atau sayap pesawat terbang yaitu membawa aliran dengan belokan yang hanya sedikit. Bila untuk pesawat terbang maksudnya adalah supaya dari gaya dorong yang ada bisa didapatkan gaya ke atas, dengan tahanan yang sesedikit mungkin. Jadi bentuk profilnya memang harus demikian. Tetapi pada turbin Kaplan maksudnya adalah untuk mendapatkan gaya tangensial T (gaya putar/ yang bisa menghasilkan torsi pada poros turbin), Gambar 1.9.4.

Kondisi yang disyaratkan untuk persamaan Euler (jumlah sudu yang tak terhingga,



Gambar 1.9.3. Roda jalan turbin Kaplan yang mempunyai daya besar: Permukaan sudu yang paling dahulu dikerjakan; Instalasi Jupia, Brasilia; 14 turbin masing-masing 107 000 kW; Escher-Wyss

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.9.4. Kisi-kisi (deretan) sudu, Gaya pada profil sudu, segitiga kecepatan masuk dan segitiga kecepatan ke luar, bagan sudu roda jalan turbin Kaplan.

penghantaran aliran yang pasti) dalam masalah ini tidak terpenuhi. Dasar perhitungannya diperoleh dari penelitian Aerodinamik yang telah dikembangkan. Dalam suatu percobaan profil ditempatkan sedemikian rupa pada sudut yang tertentu sehingga didapatkan gaya ke atas A dan tahanan W. Harga-harga ini kemudian diuraikan menjadi gaya tangensial T dan yang tegaklurus adalah gaya geser S dan resultante dari semuanya itu adalah R.

Gambar 1.9.4 adalah menggambarkan suatu turbin Kaplan yang silinder tempatnya sudu-sudu dipotong kemudian dibuka, dan dibentangkan sedemikian rupa sehingga sudu-sudu turbin terdapat dalam satu bidang dan kelihatan seperti kisi-kisi sudu (berjajar membentuk deretan sudu-sudu). Kecepatan aliran air w secara geometri adalah selisih antara kecepatan c dan u. Segitiga kecepatan untuk aliran air dapat digambar, dekat dengan sebelum dan dekat dengan sesudah roda jalan; sebelah atas kiri adalah bagan kecepatan.

Perlu diperhatikan tempatnya $u_1 = u_2 = u$; karena kecepatan pada leher poros u_i adalah lebih kecil dari pada kecepatan ujung luar sudu u_a. Perubahan kecepatan aliran dari w_1 menjadi w_2 yang terdapat pada leher poros adalah kecil, tetapi ditempat lainnya perbedaan harga antara w_1 dan w_2 menurut besarnya hasil kerja tekanan lebih yang ada.

Besarnya gaya tangensial T tergantung kepada selisih $w_{u2} - w_{u1}$ atau yang berhubungan dengan $c_{u1} - c_{u2}$ yang harganya kecil.

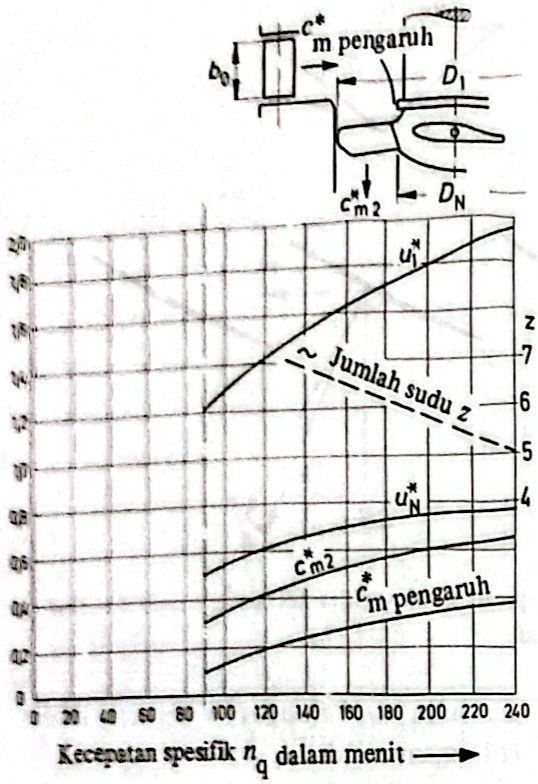
Bila c_{u1} kecil, maka menurut rumus Euler:

$$H \cdot g = (u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}) \quad \text{untuk} \quad c_{u2} = 0$$

pada pengeluaran air yang tegaklurus besarnya $u_1 = H \cdot g/c_{u1}$ cukup besar, dan selanjutnya kecepatan putar $n = 60 \cdot u/D \cdot \pi$ juga besar, bila untuk kecepatan putar yang tinggi dilaksanakan dengan kecepatan spesifik n_q yang harganya besar juga.

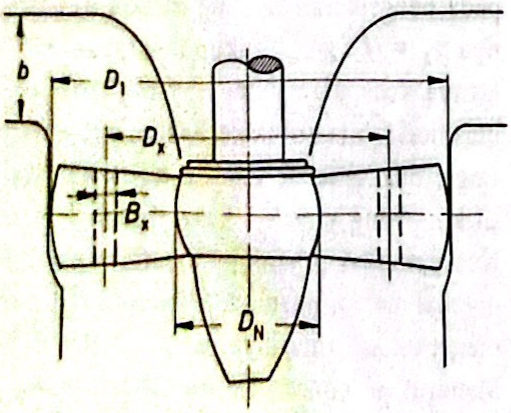
Kecepatan meridian c_m diperlukan untuk dipakai menentukan diameter roda D_m dan menentukan tingginya sudu pengarah b. Menurut persamaan Kontinuitas $\dot{V} = D_M \cdot \pi \cdot b \cdot c_m$. Harga perkiraan untuk c_m terdapat pada Gambar 1.9.5.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.9.5. Harga perkiraan untuk menentukan ukuran-ukuran utama turbin Kaplan.

Besarnya gaya T dan S pada Gambar 1.9.4 didapat dari persamaan untuk momen putar atau dari perbedaan tekanan yang terdapat pada kipas sudu. Panjangnya kipas sudu cukup besar, yaitu membentang mulai dari leher poros sampai dengan diameter luar, untuk memudahkan perhitungan maka roda jalan ini dibagi menjadi bebe-



Gambar 1.9.6. Notasi yang terdapat pada roda jalan turbin Kaplan.

rapa silinder bagian turbin dengan indeks x, Gambar 1.9.6.

Gaya tangensial T atau T_X didapat dari

$$M_t = V \cdot \varrho \cdot (w_{u2} - w_{u1}) \cdot r = T \cdot r$$

dan untuk $r = r_x$

$$T_x = \dot{V}_x \cdot \varrho \cdot (w_{u2} - w_{u1})_x$$

lagi pula $\dot{V}_x = D_x \cdot \pi \cdot B_x \cdot c_m$, dengan demikian

$$T_x = D_x \cdot \pi \cdot B_x \cdot c_m \cdot \varrho \cdot (w_{u2} - w_{u1})_x$$

Gaya geser S atau dalam hal ini S_X

S_x = Perbedaan tekanan $(p_1 - p_2) \times$ bagian permukaan kipas $D_x \cdot \pi \cdot B_x$

Dari Bernoulli

$$\frac{p_1 - p_2}{\varrho \cdot g} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$$; penempatan kepersamaan

menjadi

$$S_x = (\varrho/2) \cdot (w_2^2 - w_1^2)_x \cdot D_x \cdot \pi \cdot B_x$$

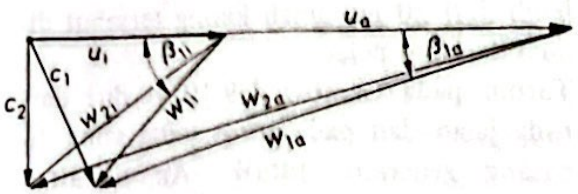
Gaya T_X dan S_X mempunyai resultan R_X. Pada penggunaan teori sayap dukung R_X juga resultante dari gaya ke atas A dan tahanan W_X dari profil yang telah dipilih.

Pada perhitungan selanjutnya menurut teori sayap dukung faktor ζ_A dan ζ_W dari profil harus tertentu dan dari situ, bersama sama dengan dimensi permukaan, harga A dan W ditentukan dan kemudian dilakukan perubahan-perubahan sedemikian rupa, sampai ada persesuaian dengan harga-harga T dan S atau R.

Kemudian harus dijelaskan, apakah kekuatan profil untuk menahan gaya-gaya yang bekerja pada profil itu sendiri sudah memenuhi; akhirnya diadakan pengujian karakteristik terhadap model roda jalan.

Pemuntiran sudu

Kecepatan keliling akan bertambah sebanding dengan panjangnya jari-jari sudu, jika bentuk segitiga kecepatan pada jari-

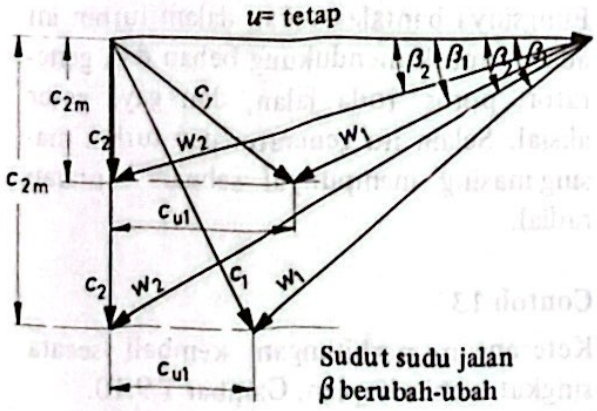


Gambar 1.9.7. Harga perkiraan untuk menentukan ukuran-ukuran utama turbin Kaplan.

yang berbeda akan berbeda-beda pula bentuknya. Pada Gambar 1.9.7 adalah gambar segitiga kecepatan untuk diameter dalam (i) dan segitiga kecepatan untuk diameter luar (a). Dari sini didapat sudut sudu β_{1i} dan β_{1a}. Sudut ini selalu makin kecil bila diameter roda makin besar, jadi sudu memperlihatkan suatu pemuntiran, bandingkan dengan Gambar 1.9.1 dan 1.9.3.

Pemutaran sudu pada saat pengaturan beban tidak maximum

Pada pokoknya ciri-ciri turbin Kaplan adalah sudut sudu jalan bisa diubah pada saat beban sebagian (tidak maximum) untuk disesuaikan dengan kondisi aliran.



Gambar 1.9.8. Segitiga kecepatan turbin Kaplan pada saat beban penuh dan beban sebagian (tidak maksimum); Perubahan sudut sudu jalan pada saat pembebanan sebagian disebabkan karena posisi sudu jalan diputar.

Segitiga kecepatan pada Gambar 1.9.8, berasal dari u, w_1 dan w_2 juga dari c_1 dan c_2. Lagi pula perbandingannya dipilih sedemikian rupa, sehingga pada saat beban penuh letak c_2 tegak lurus u. Selanjutnya menurut persamaan kontinuitas $c_2 = c_{2m}$ dan $c_m = \dot{V}/D \cdot \pi \cdot B$

Untuk daya yang dihasilkan turbin hanya setengahnya, maka sudu pengarah diputar sedemikian rupa hingga kapasitas air $\dot{V}$ diredam menjadi hanya $\dot{V}/2$, dengan demikian c_m dan c_2 berkurang menjadi setengahnya juga.

Akibat dari adanya pemutaran sudu, sudut β_1 dan β_2 berubah sedemikian rupa, hingga ujung w_2 letaknya pada titik potong dengan $c_m/2$, bersamaan dengan itu tetap c_{2u} = nol dan air mengalir terus tanpa mempunyai komponen tangensial di dalam pipa isap. Lagi pula c_1 menjadi bertambah kecil, c_{1u} dan daya spesifik yang dihasilkan turbin (tiap 1 Kg kapasitas air yang lewat) agak bertambah besar.

Karakter turbin baling-baling pada saat beban sebagian

Pada kondisi pembebanan penuh gambar segitiga kecepatan turbin baling-baling, Gambar 1.9.9, bentuknya seperti yang terdapat di turbin Kaplan pada Gambar 1.9.8. Untuk kapasitas air $\dot{V}/2$ letak ujung c_2 bergeser jauh ke sebelah kanan, pada perpotongan dari $c_m/2$ dengan w_2. Dalam hal ini besarnya β_2 adalah tetap dan karena itu arahnya w_2 juga tetap. Untuk c_2 yang baru mempunyai komponen tangensial c_{2u} yang besar. Harga $(c_{u1} - c_{u2})$ mengecil, maka daya spesifik yang dihasilkan turbin pun menurun. Air bergerak seperti ulir sekrup ke arah pipa isap, akibatnya timbul kerugian gesekan yang besar dan kerugian daya yang dihasilkan turbin pun cukup besar.

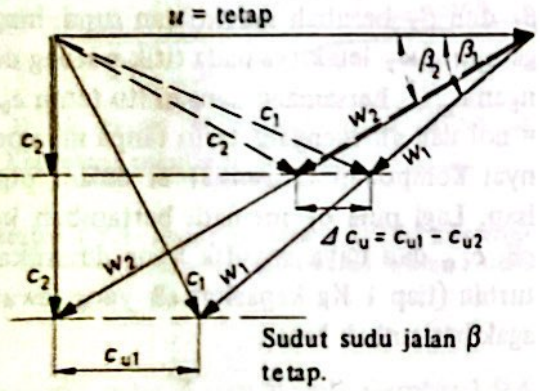
Turbin baling-baling cocok digunakan,

Dipindai dengan CamScanner

bila kondisi kerja turbin yaitu Daya yang dhasilkan turbin dan tinggi air jatuhnya sesuai dengan yang direncanakan.

Turbin Kaplan yang dilaksanakan

Turbin Kaplan dipakai di pusat listrik tenaga sungai dengan tinggi air jatuh sampai 80 m. Daya yang dihasilkan turbin bisa lebih dari 100 000 kW, lihat Gambar 1.9.3. Karena sudu pengarah dan sudu jalan bisa diatur, maka turbin Kaplan pada perubahan tinggi jatuh dan kapasitas air yang besar randemennya juga tinggi.



Gambar 1.9.9. Segitiga kecepatan turbin baling-baling pada saat beban penuh dan beban sebagian; sudut sudu

Turbin baling-baling mempunyai keuntungan harga yang lebih murah, bila dipakai pada pusat tenaga listrik yang besar yang terdiri dari beberapa buah turbin dan secara sendiri-sendiri masing-masing mesin dioperasikan untuk kapasitas air yang konstan; sebagai contoh: 6 buah turbin masing-masing 35 000 kW, di Pusat tenaga Brokopondo, Suriname, Escher-Wyss, 1965.

Turbin Kaplan dengan rumah keong yang dibuat dari beton

Pada tinggi air jatuh sampai dengan kira-kira 20 m, rumah turbin yang berbentuk spiral (rumah keong) dibuat dari beton, lebih dari 20 m rumah keong tersebut dibuat dari besi pelat.

Turbin pada Gambar 1.9.10 terdiri dari roda jalan dan pada poros yang sama dipasang generator listirik. Air dialirkan masuk dengan melewati rumah keong yang dibuat dari beton, Sudu penyangga (untuk kekuatan rumah keong) dan sudu pengarah yang bisa diatur.

Sesudah melewati sudu pengarah seterusnya masuk ke ruang tanpa sudu, di mana dalam ruang ini aliran air dibelokkan 90°.

Sudu dari roda jalan dipasang pada leher poros sedangkan leher porosnya sendiri dihubungkan dengan poros menggunakan flens. Pada poros di bagian ujung, di atasnya generator, terdapat roda jalan servomotor. Yang terdiri dari Torak, rumah dan tuas yang melalui lubang poros bisa sampai di leher poros. Sudut sudu jalan diatur dari Regulator dengan melalui minyak yang bertekanan dan sesuai dengan besarnya langkah torak. Pengaturan sudu pengarah dihubungkan dengan pengaturan sudu jalan, dengan demikian pada waktu bekerja posisi sudu pengarah dan posisi sudu jalan bisa sebanding dan selaras, sehingga mendapatkan hasil yang seoptimal mungkin.

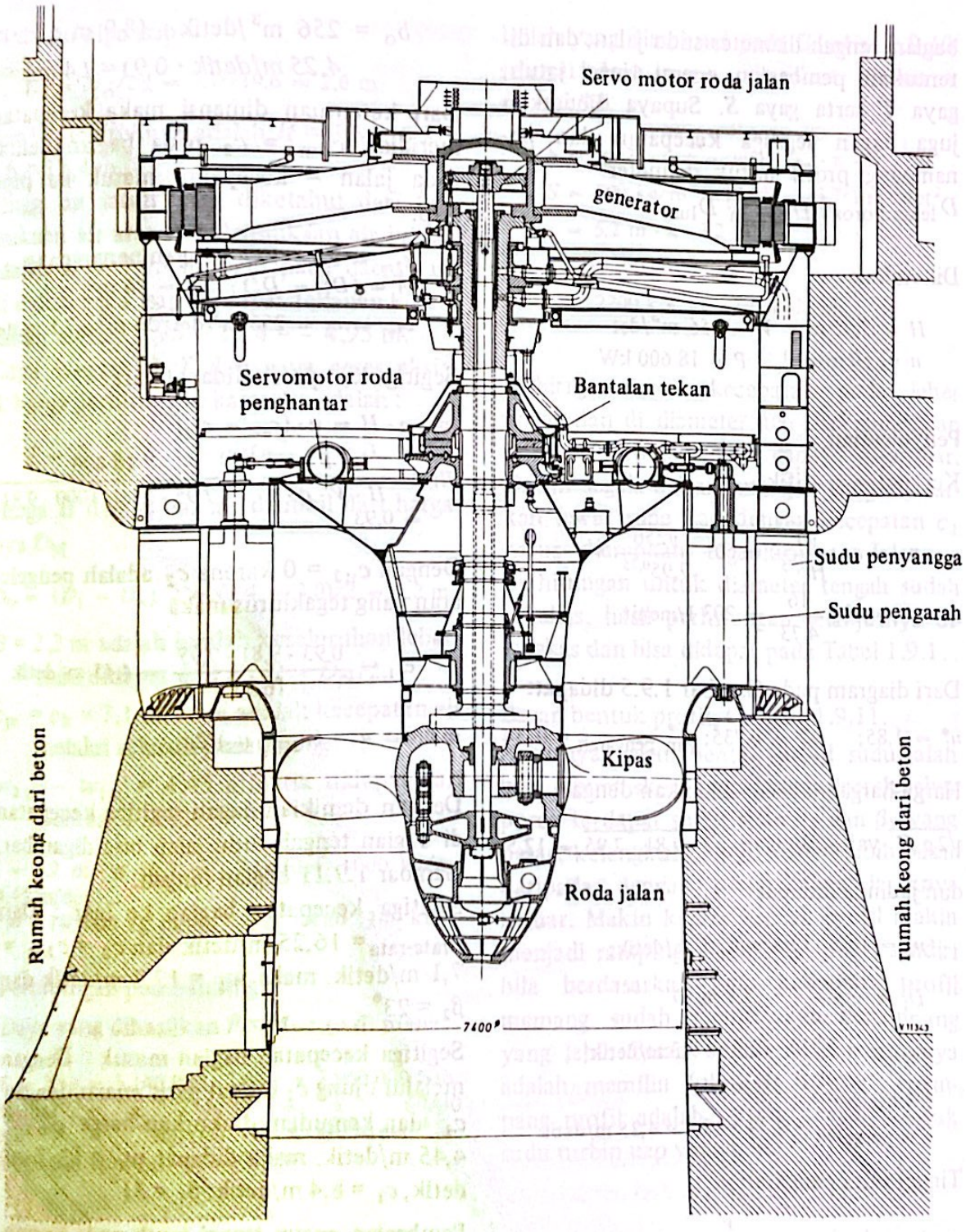
Fungsinya bantalan tekan dalam turbin ini adalah untuk mendukung beban dari generator, poros, roda jalan, dan gaya geser aksial. Selain itu generator dan turbin masing-masing mempunyai sebuah bantalan radial.

Contoh 13

Keterangan perhitungan kembali secara singkat turbin Kaplan, Gambar 1.9.10.

Ukuran-ukuran utama turbin Kaplan harus dihitung kembali dengan memakai pertolongan harga perkiraan yang terdapat pada Gambar 1.9.5. Untuk itu agar hasil perhitungan dibandingkan dengan harga $D_1 = 7400$ mm yang terdapat dalam gambar. Harus digambarkan segitiga kecepatan d

Dipindai dengan CamScanner



Turbin Kaplan dengan 4 buah kipas untuk pusat tenaga Säckingen
H = 6,57 m Q = 325 m/detik n = 60 u/menit p = 18500 kW

Gambar 1.9.10. Turbin Kaplan; H = 7,95 m (5,5 m sampai 8,8 m); V = 256 m^3/detik; n = 60 1/menit; P = 18500 kW; Pusat tenaga Sackingen; VOITH.

Dipindai dengan CamScanner

bagian tengah diameter sudu jalan, dan ditentukan pembagian energi tinggi jatuh, gaya T serta gaya S. Supaya dibuatkan juga bagan segitiga kecepatan dan penampang profil untuk diameter $D_{\text{leher poros}}$, D_{tengah}, D_{luar}.

Diketahui:

$H = 7{,}95$ m; $V = 256$ m^3/det
$n = 60$ min^{-1}, $P = 18\,600$ kW

Penyelesaian

Kecepatan spesifik

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{V}}{H^{0,75}} = 60 \cdot \frac{\sqrt{256}}{7{,}95^{0,75}} = 60 \cdot \frac{16}{4{,}73} = 203 \text{ 1/menit}$$

Dari diagram pada Gambar 1.9.5 didapat:

$u_1^* = 1{,}85$; $u_N^* = 0{,}735$; $c_{m\ \text{pengarah}}^* = 0{,}34$

Harga-harga ini harus dikalikan dengan $\sqrt{2gH}$ yaitu dengan $\sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 7{,}95} = 12{,}5$ dan jadinya didapat :

$u_1 = 1{,}85 \cdot 12{,}5 = 23{,}2$ m/detik;

$$D_1 = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot n} = 7{,}4 \text{ m } \varnothing$$

$u_N = 0{,}735 \cdot 12{,}5 = 9{,}3$ m/detik;

$D_{\text{leher poros}} = 3{,}0$ m $\varnothing$;

$c_{m\ \text{pengarah}} = 0{,}34 \cdot 12{,}5 = 4{,}25$ m/detik

Tinggi sudu pengarah

$$b_0 = \frac{V}{D_0 \cdot \pi \cdot c_{m\ \text{pengarah}} \cdot \tau_0}$$

Dalam hal ini diameter sudu pengarah di bagian masuk dari Gambar 1.9.10 $D_0 = 8{,}9$ m; Penyempitan pada bagian masuk penampang sudu pengarah akibat adanya profil sudu pengarah ditaksir $\tau_0 = 0{,}9$. Jadi tingginya

$$b_0 = 256 \text{ m}^3/\text{detik} : (8{,}9 \text{ m} \cdot \pi \cdot 4{,}25 \text{ m/detik} \cdot 0{,}9) = 2{,}4 \text{ m}.$$

Dari ketentuan dimensi maka kecepatan meridian $c_{2m} = c_2$ pada bagian keluar roda jalan = kecepatan masuk ke pipa isap.

$c_{2m} = c_2 = V/A$ dengan penampang $A = (D_1^2 - D_n^2) \cdot \pi/4 = 36$ m^2

$c_{2m} = c_2 = 256$ m^3/det : 36 m^2 = 7,1 m/det

Segitiga kecepatan didapat dari :

$$\eta_T \cdot g \cdot H = u \cdot (c_{u1} - c_{u2})$$

$$\eta_T = \frac{P}{H \cdot V \cdot \varrho \cdot g} = \frac{18\,600}{7{,}95 \cdot 256 \cdot 1000 \cdot 9{,}81} = 0{,}93$$

Dengan $c_{u2} = 0$ karena c_2 adalah pengeluaran yang tegaklurus maka

$$c_{u1} = \frac{0{,}93 \cdot 9{,}81 \cdot 7{,}95}{16{,}35} = 4{,}45 \text{ m/detik}$$

di mana $u = (u_1 + u_N)/2$.

Dengan demikian bagan segitiga kecepatan di bagian tengah sudu jalan bisa digambar, Gambar 1.9.11 bagian tengah.

Segitiga kecepatan bagian ke luar : Dari $u_{\text{rata-rata}} = 16{,}25$ m/detik dan $c_2 = c_{2m} = 7{,}1$ m/detik, maka $w_2 = 17{,}7$ m/detik dan $\beta_2 = 23°$.

Segitiga kecepatan bagian masuk : Dengan melalui ujung c_2 dibuat garis sejajar dengan c_1 dan kemudian diukurkan harga $c_{u1} = 4{,}45$ m/detik, maka didapat $w_1 = 13{,}7$ m/detik, $c_1 = 8{,}4$ m/detik, $\beta_1 = 31°$.

Pembagian energi tinggi jatuh pada bagian tengah roda jalan, harga perkiraannya:

Tinggi air jatuh pada sudu pengarah :

$$H_{Le} = c_1^2/2g = 8{,}4^2/19{,}6 = 3{,}6 \text{ m}$$

Tinggi air jatuh pada roda jalan

$$H_{La} = (w_2^2 - w_1^2)/2g = (17{,}7^2 - 13{,}7^2)/19{,}6 = 6{,}2 \text{ m}$$

Dipindai dengan CamScanner

Di dalam pipa isap

$$H_S = c_{2m}^2/2g = 7{,}1^2/19{,}6 = 2{,}6 \text{ m}$$

Jumlah seluruhnya adalah $H = 3{,}6 + 6{,}2 + 2{,}6 = 12{,}4$ m.

Tinggi air jatuh yang diketahui dari Permukaan air atas dan Permukaan air bawah adalah $H = 7{,}95$ m. Jadi pada daerah ini di dalam pipa isap terdapat tekanan kerendahan sebesar $7{,}95 - 12{,}4 = -4{,}95$ m.

Gaya tangensial T dan gaya geser aksial S; harga perhitungan kasarnya adalah :

$$T = D \cdot \pi \cdot B \cdot c_m \cdot \varrho \cdot (w_{u2} - w_{u1}).$$

Harga D dalam hal ini diambil dari harganya D_M

$$D_M = (D_1 - D_N)/2 = (7{,}4 - 3{,}0)/2 = 5{,}2 \text{ m}$$

$B = 2{,}2$ m adalah jumlah keseluruhan lebar sudu didapat dari $D_1/2 - D_N/2$.

$c_m = c_2 = 7{,}1$ m/detik adalah kecepatan air melalui seluruh penampang.

$w_{2u} - w_{1u} = 4{,}45$ m/detik didapat dari Gambar 1.9.11.

$$T = 5{,}2 \text{ m} \cdot \pi \cdot 2{,}2 \text{ m} \cdot 7{,}1 \text{m/det} \cdot 1000 \text{ kg/m}^3 \; 4{,}45 \text{ m/det}$$

$T = 1\,140\,000$ kg m/det^2 = N atau 1140 kN

Perhitungan pembanding :

Daya yang dihasilkan $P = M_t \cdot \omega$ di mana

$M_t = T \cdot r = 1\,140\,000 \cdot 2{,}6$ m $= 2\,960\,000$ Nm; dengan $\omega = \pi \; n/30 = \pi \cdot 60/30$ jadi $P = 2\,960\,000 \text{ Nm} \cdot \pi \cdot 60/30 \text{ det}^{-1} = 18\,600\,000$ Nm/det $= 18\,600$ kW

Inilah yang dimaksud pada Gambar 1.9.10 sebagai daya yang dihasilkan di mana $\eta_T = 0{,}93$.

$$S = (\varrho/2) \cdot (w_2^2 - w_1^2) \cdot D_M \cdot \pi \cdot B$$

$$S = 500 \text{ kg/m}^3 \cdot (17{,}7^2 - 13{,}7^2) \text{ m}^2/\text{det}^2$$

$$= 5{,}2 \text{ m} \cdot \pi \cdot 2{,}2 \text{ m}$$

$S = 2\,200\,000$ N atau

2200 kN gaya geser aksial.

Akhirnya bagan kecepatan pada leher poros dan di diameter luar dari roda jalan untuk perbandingan dapat digambar. Dalam segala hal air buangan yang disalurkan lewat pipa isap dengan kecepatan c_2 harus diarahkan tegaklurus u. Jalannya perhitungan untuk diameter tengah sudah dibahas, hasil perhitungan selanjutnya diringkas dan bisa didapat pada Tabel 1.9.1.

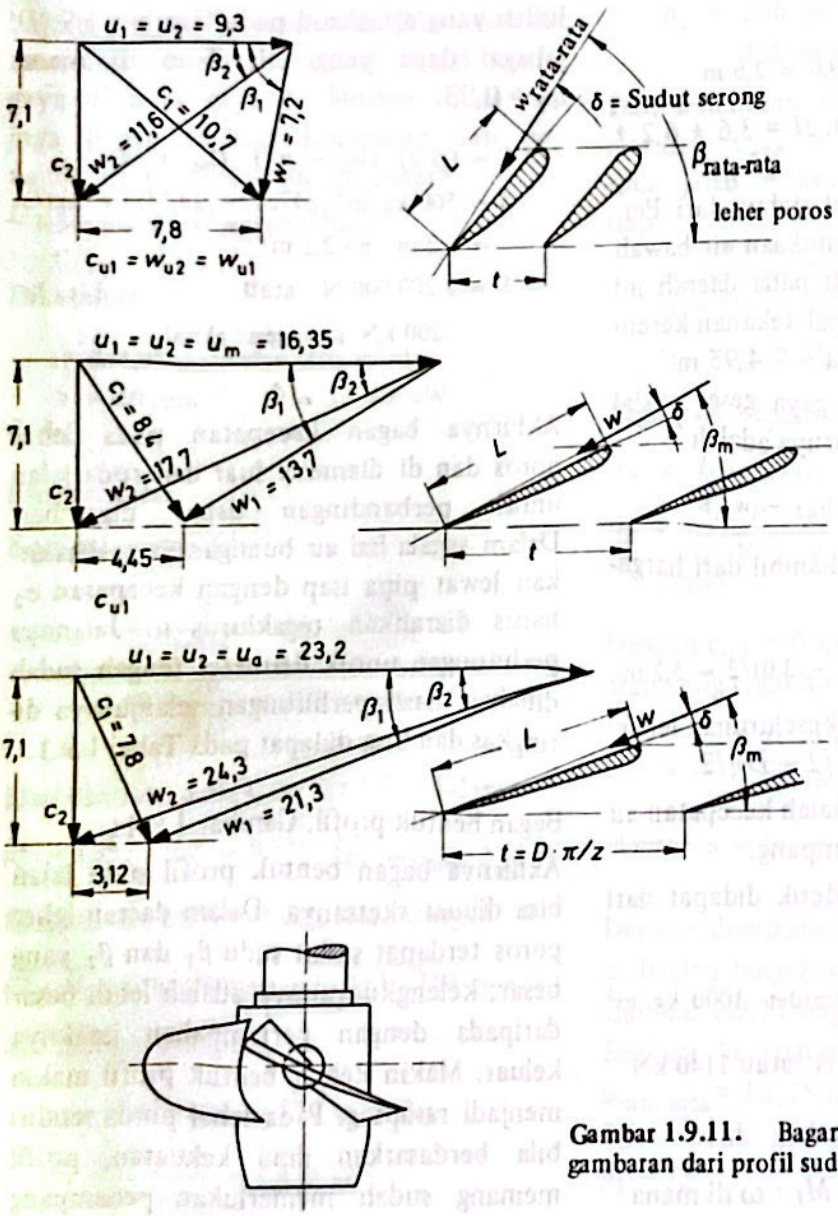
Bagan bentuk profil, Gambar 1.9.11.

Akhirnya bagan bentuk profil sudu jalan bisa dibuat sketsanya. Dalam daerah leher poros terdapat sudut sudu β_1 dan β_2 yang besar; kelengkungannya adalah lebih besar daripada dengan pertambahan jaraknya keluar. Makin keluar bentuk profil makin menjadi ramping. Pada leher poros sendiri bila berdasarkan ilmu kekuatan, profil memang sudah memerlukan penampang yang lebih besar. Semua sudu bentuknya adalah memilin (plintir). Bentuk penampang profil adalah serupa dengan bentuk sudu turbin uap yang lama.

Tabel 1.9.1.

	D	u	c_1	w_1	β_1	c_2	w_2	β_2
	mm	m/detik	m/detik	m/detik	derajat	m/detik	m/detik	derajat
Leher poros	3000	9,30	10,7	7,2	79	7,1	11,6	37
Tengah	5200	16,35	8,4	13,7	31	7,1	17,7	23
Sebelah luar	7400	23,20	7,8	21,3	19	7,1	24,3	17

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.9.11. Bagan kecepatan dan sketsa gambaran dari profil sudu; contoh 13

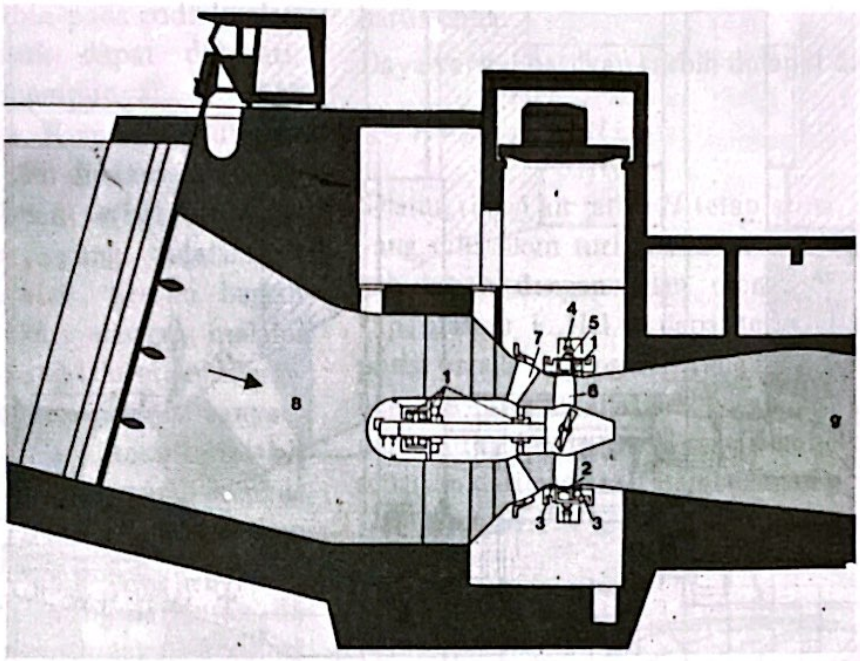
Perpindahan energi menurut Bernoulli dan derajat reaksi mulai dari leher poros sampai ujung sudu adalah berlainan, di mana hal tersebut bisa diketahui dari harga-harga yang terdapat pada tabel 1.9.1, dibandingkan dengan hasil perhitungan di bagian tengah diameter sudu.

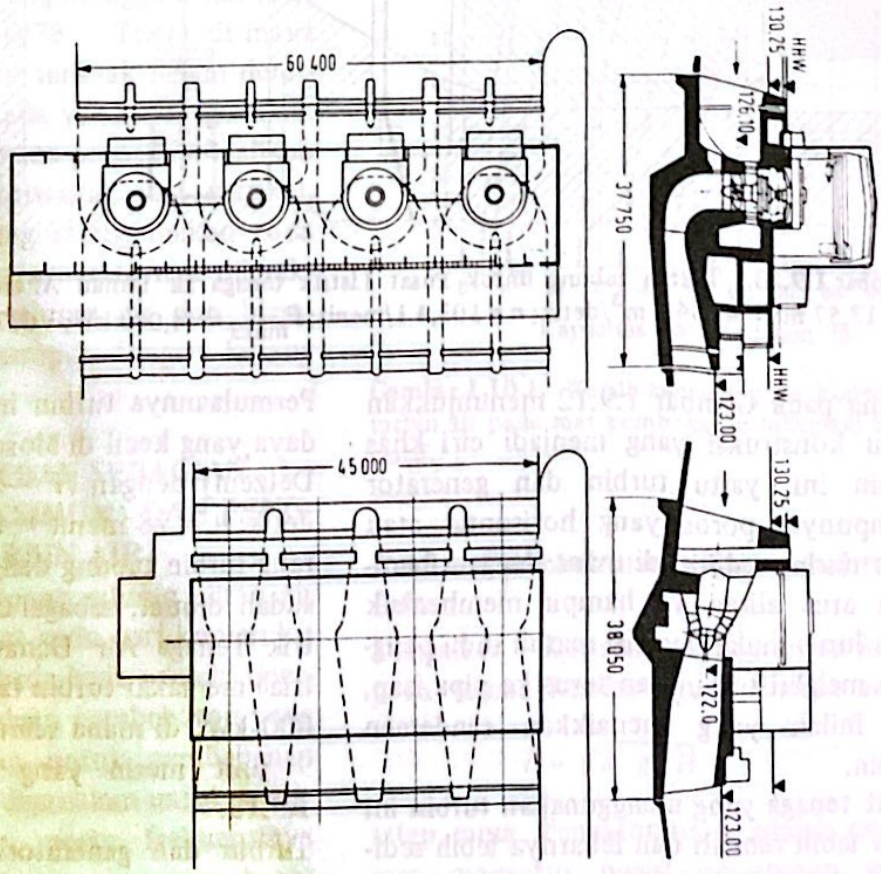
Pada saat penelitian roda model agar diperhatikan, di bagian mana saja kavitasi timbul, berapakah intensitas kejadian ini, dan di bagian manakah yang sesuai dengan rencana harus diadakan perubahan bentuk profil.

1.9.1 Turbin tabung Kaplan

Untuk pusat listrik tenaga air dengan tingg air jatuh yang kecil dan sedang maki banyak yang menggunakan turbin tabung karena turbin ini membutuhkan tempa yang lebih sedikit, pemandangan alar di daerah turbin tersebut dipasang hany sedikit terganggu oleh adanya bangunа rumah turbin, selain itu biaya pembangu nannya lebih sedikit dan pada saat pemb banan penuh randemen turbin ini menc pai 3% lebih baik.

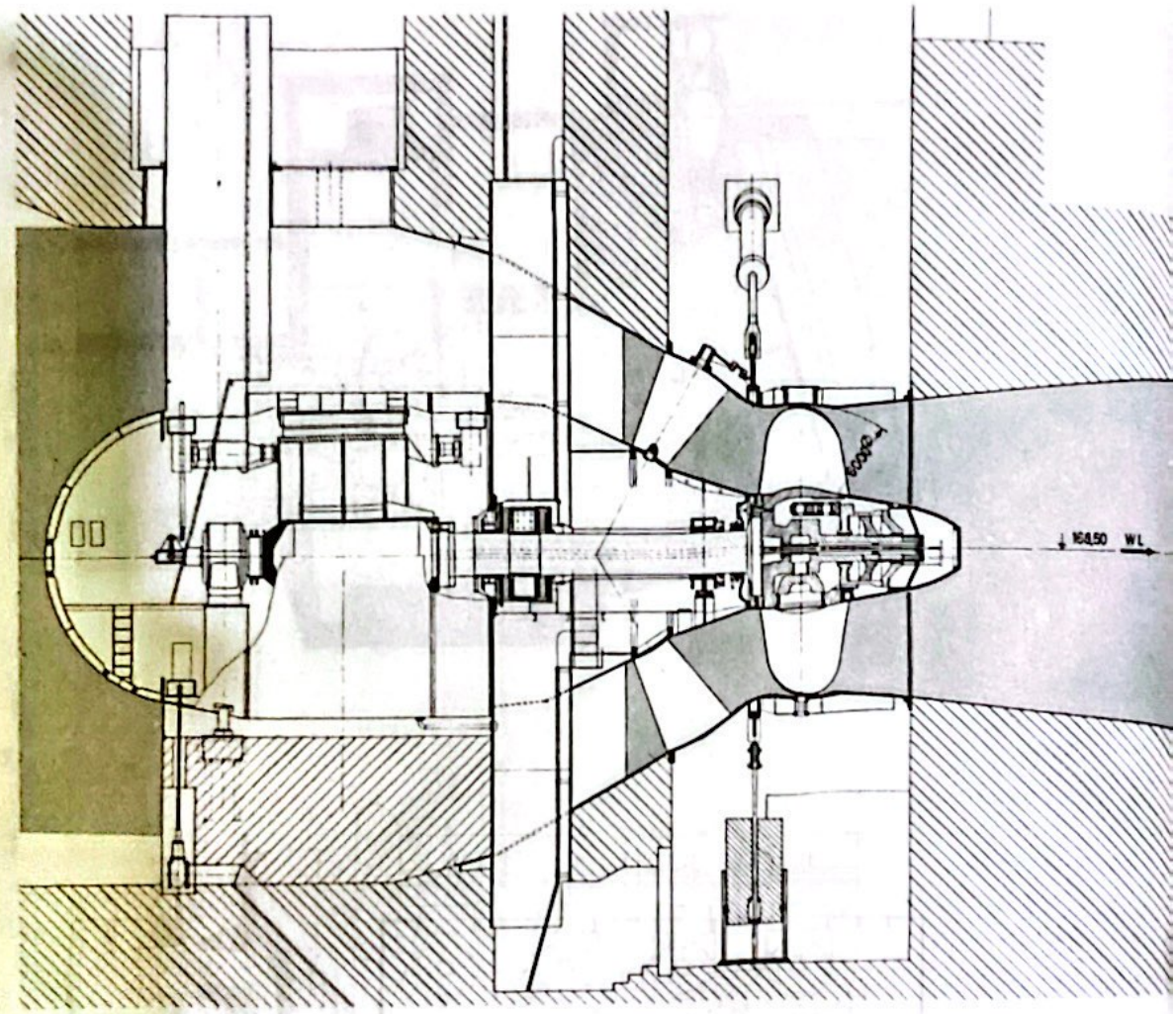
Dipindai dengan CamScanner





Gambar 1.9.12. Susunan keseluruhan satu instalasi turbin tabung Kaplan, Escher Wyss.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.9.13. Turbin tabung untuk Pusat Listrik tenaga air Danau Altenworth (9 unit mesin $H = 13{,}57$ m; $\dot{V} = 334{,}8$ m^3/detik; $n = 103{,}4$ 1/menit; $P_{maks} = 44{,}000$ kW; VOITH.

Skema pada Gambar 1.9.12 menunjukkan suatu konstruksi yang menjadi ciri khas turbin ini, yaitu turbin dan generator mempunyai poros yang horisontal atau agak miring sedikit, di mana dengan demikian arus aliran air hampir membentuk garis lurus mulai dari sisi masuk sudu pengarah melalui turbin dan terus ke pipa isap, hal inilah yang menaikkan randemen turbin.

Pusat tenaga yang menggunakan turbin ini akan lebih rendah dan lebarnya lebih sedikit, daripada konstruksi yang menggunakan poros vertikal, karena turbin dengan poros vertikal membutuhkan tempat untuk keran dan pipa isap yang lebih banyak.

Permulaannya turbin ini digunakan untuk daya yang kecil di Mosel-Staustufen (Trier, Detzem) dengan $H = 5$ m, $V = 100$ m^3/detik; $n = 78$ menit^{-1}; $P = 4500$ kW. Sekarang turbin tabung dengan daya yang besar sudah dibuat, sebagai contoh di Pusat Listrik Tenaga Air Danau Altenworth (Austria) memakai turbin tabung dengan $P = 44$ 000 kW, di mana seluruhnya dioperasikan 9 unit mesin yang semacam, Gambar 1.9.13.

Turbin dan generatornya langsung dihubungkan dengan kopling. Di bagian tengah ditempatkan sebuah bantalan penghanta dan bantalan tekan; bantalan generator di sebelah kiri, bantalan turbin sebelah kanan

Dipindai dengan CamScanner

dan paking poros turbin pada roda kaplan melalui corong masuk dapat didekati. Roda kaplan ini mempunyai 4 kipas dengan diameter 6 m. Rumah dibaut dari pelat baja yang dilas dan dipasang di dalam beton, dengan demikian terbentuk suatu ruangan yang besar, yang didalamnya bisa ditempati generator. Semua bagian turbin ini bisa didekati dengan melalui corong masuk dan lubang lalu orang. Besarnya kecepatan putar generator kebanyakan sekitar n = 750 menit^{-1}, tetapi masalah kecepatan putar ini tergantung kepada besarnya daya yang dihasilkan turbin dan keadaan tempat, karena poros turbin dan poros generator ada yang langsung dihubungkan dengan menggunakan kopling, tetapi sering juga dihubungkan dengan melalui roda gigi transmisi lebih dahulu. Dalam hal ini ada yang menggunakan roda gigi planet (n = 750/78 – Trier), di mana turbin dan generator terletak dalam deretan yang sama, dan ada yang menggunakan roda gigi lurus, di mana poros dipindahkan letaknya secara horisontal atau vertikal, serta ada juga yang menggunakan roda gigi konis, di mana generatornya diletakkan di luar pipa saluran air dan biasanya untuk daya sampai dengan kurang lebih 500 kW.

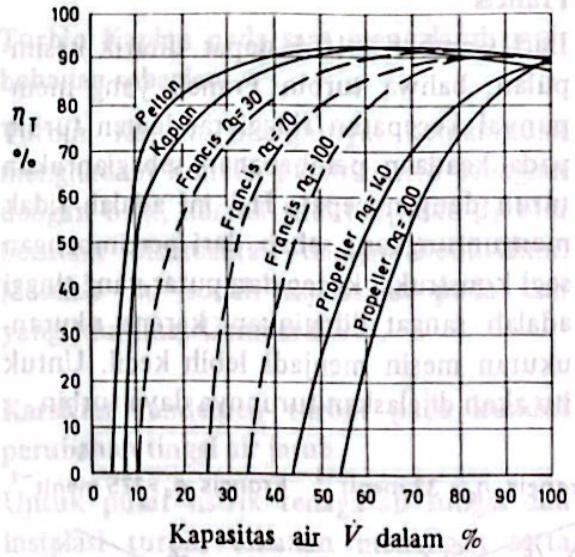
1.10. KEADAAN BEBAN SEBAGIAN (TIDAK MAKSIMUM) DAN PENGATURAN TURBIN AIR.

Ukuran dan penampang saluran aliran air termasuk sudut-sudut sudu dari konstruksi turbin air yang berbeda-beda adalah diperuntukkan pada keadaan pembebanan yang normal (kebanyakan untuk pembebanan penuh). Bila turbin digunakan untuk menggerakkan generator, maka frekuensinya harus konstan, kecepatan putarnya harus tetap dan dengan demikian kecepatan keliling u_1 dan u_2 di dalam bagan segitiga kecepatan pada semua kondisi pembebanan harus sama.

Daya yang dihasilkan turbin didapat dari:

$$P = V \cdot \varrho \cdot g \cdot H \cdot \eta_T$$

Selama tinggi air jatuh H tetap sama, daya yang dihasilkan turbin disesuaikan dengan kebutuhan dengan jalan mengubah-ubah kapasitas air $\dot{V}$. Hal ini dapat terjadi karena posisi peralatan pengarah yang berubah. Sebagai hasilnya didapat perbedaan harga randemen turbin η_T pada saat pembebanan sebagian dari pada saat pembebanan penuh, Gambar 1.10.1.



Gambar 1.10.1. Randemen beberapa konstruksi turbin air pada saat pembebanan sebagian; informatif.

Keadaan pembebanan sebagian dari turbin Pelton

Dengan H = Konstan, kecepatan air keluar pada semua keadaan pembebanan adalah

$$c = \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

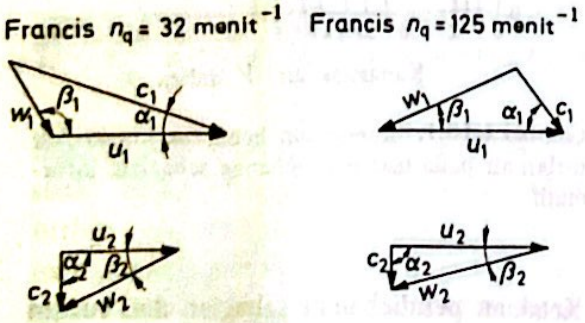
tetap sama. Pengaturannya adalah dengan cara mengatur posisi penutupan jarum nosel dan menutup nosel. Bagan kecepatannya adalah tetap sama seperti pada keadaan pembebanan penuh.

Dipindai dengan CamScanner

Karena itu pada permulaannya perubahan randemen hanya sedikit. Baru sesudah di bawah ¼ beban penuhnya randemen η_T berkurang, sebab ember sudu hanya sedikit terisi air sedangkan kerugian geseran seperti misalnya geseran akibat adanya tahanan udara dan gesekan bantalan, di mana kerugian ini terdapat pada saat pembebanan penuh, maka pada kondisi pembebanan sebagianpun kerugian ini tetap ada. Pada prinsipnya turbin Pelton mempunyai kondisi yang baik untuk pembebanan sebagian.

Keadaan pembebanan sebagian dari turbin Francis

Dari Gambar 1.10.1 dapat ditarik kesimpulan, bahwa turbin Francis yang mempunyai kecepatan tinggi randemen turbin pada keadaan pembebanan sebagian akan turun dengan cepat. Hal ini adalah tidak menguntungkan, sebab dari pertimbangan segi konstruksi kecepatan putar yang tinggi adalah sangat diinginkan, karena ukuran-ukuran mesin menjadi lebih kecil. Untuk itu akan dijelaskan turunnya daya turbin.



Gambar 1.10.2. Segitiga kecepatan dari turbin Francis yang berbeda kecepatan putarnya.

Pada Gambar 1.10.2 terdapat gambar segitiga kecepatan masuk dan segitiga kecepatan ke luar dari dua buah turbin yang mempunyai kecepatan spesifik $n_q = 32$ dan $n_q = 125$. Pada turbin dengan kecepatan putar yang perlahan di roda jalannya terdapat belokan yang tajam dari w_1 ke w_2; kelengkungan sudu jalannya tajam sesuai dengan sudut β_1 dan β_2, sementara itu untuk turbin dengan kecepatan spesifik yang tinggi pada prinsipnya kelengkungan sudu jalannya hanya sedikit.

Kedua hal tersebut di atas adalah sebagai dasar yang menghasilkan jalan pikiran seperti berikut ini.

Pada Gambar 1.10.3 dibahas segitiga kecepatan pada kondisi beban penuh (hitam) dan pada kondisi beban sebagian (merah) dari suatu turbin dengan kecepatan putar *rata-rata* yang kapasitas airnya diubah-ubah. Untuk itu agar diperhatikan

Arah w_1 dan w_2 untuk semua kapasitas air yang melalui β_1 dan β_2 dari saluran sudu-sudu yang tetap. Sudut-sudut ini adalah tidak berubah.

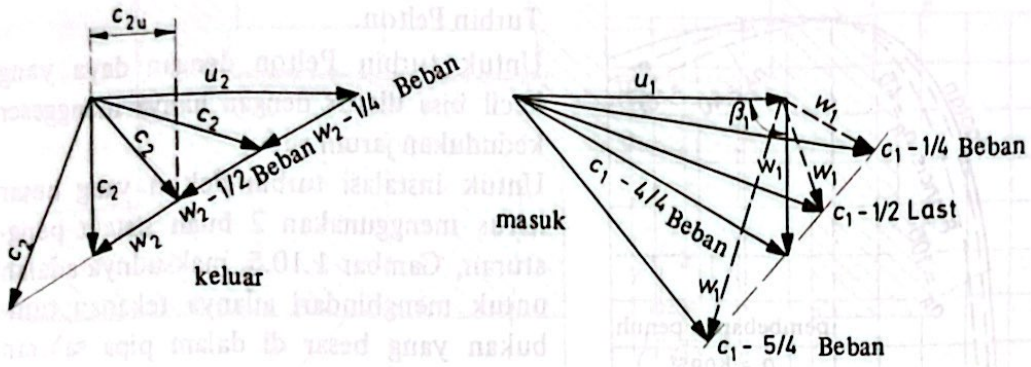
Besarnya harga w_1 dan w_2 berubah menurut persamaan Kontinuitas yang sebanding dengan banyaknya kapasitas air yang masuk ke turbin. Harga u_1 dan u_2 adalah tetap sama untuk segala macam kondisi pembebanan (banyaknya kapasitas air), hal ini paling sedikit harus terpenuhi bila turbin dipakai untuk menggerakkan generator listrik. Sekarang ke segitiga kecepatan pada kondisi beban penuh yang telah diketahui digambarkan segitiga kecepatan pada kondisi beban sebagian yang akan dibahas dan dari situ akhirnya bisa ditarik kesimpulan daya yang dihasilkan turbin dan jalannya randemen turbin. Dasar pembahasan adalah rumus utama Euler, lihat Bab. 1.3, kedua bentuknya adalah :

$$P = \dot{V} \cdot \varrho \cdot g \cdot H \cdot \eta_T = \dot{V} \cdot \varrho \cdot (u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u})$$

Dengan demikian terdapat suatu keadaan sebagai berikut, dalam segitiga kecepatan keluar, Gambar 1.10.3 sebelah kiri:

Akibat dari mengecilnya harga w_2 arah dari c_2 berubah. Sedangkan pada keadaan beban penuh c_2 tegaklurus u dan dengan demikian harganya c_{2u} adalah sama dengan

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.10.3. Segitiga kecepatan suatu turbin Francis dengan kecepatan putar rata-rata; merah: besar dan arah vektor kecepatan pada keadaan pembebanan sebagian.

nol, tetapi pada kondisi beban sebagian letak c_2 miring dan harga c_{2u} selalu bertambah besar. Makin sedikit kapasitas air yang masuk ke turbin harga $u_2 \cdot c_{2u}$ selalu membesar dan daya yang dihasilkan turbin pun makin berkurang. Besarnya kerugian ini mempunyai akibat yang sangat besar, apalagi bila harga $u_1 \cdot c_{1u}$ makin kecil; dalam hal ini roda jalan dengan kecepatan putar yang tinggi adalah yang paling buruk sekali keadaannya.

Di dalam segitiga kecepatan masuk, Gambar 1.10.3 sebelah kanan: Dengan mengecilnya kapasitas air yang masuk ke turbin maka sudut masuk q_1 pun menjadi berkurang. Pada kapasitas air yang kecil pemberhentian atau tekanan dinamis air di dalam sudu jalan akan kecil juga, dan kecepatan air masuk c_1 akan menjadi besar. Sedangkan sudut β_1 di dalam sudu jalan adalah tetap sama, akibatnya aliran air yang masuk selalu dengan tumbukan yang besar, bila kapasitas airnya makin kecil. Hal ini juga mengakibatkan kerugian. Dalam hal ini roda jalan untuk kecepatan putar yang tinggi juga yang paling rugi, karena dengan bertambahnya kecepatan masuk c_1 berakibat sudut tumbukan membesar dan akhirnya hanya menghasilkan suatu belokan yang sedikit.

Turbin Kaplan pada saat mengalami pembebanan sebagian

Turbin Kaplan mempunyai kemampuan menghadapi kondisi pembebanan sebagian dengan baik, karena sudut β_1 dan β_2 bisa berubah disesuaikan dengan kebutuhan. Masalah ini sudah dijelaskan pada bab yang lalu, lihat Gambar 1.9.8.

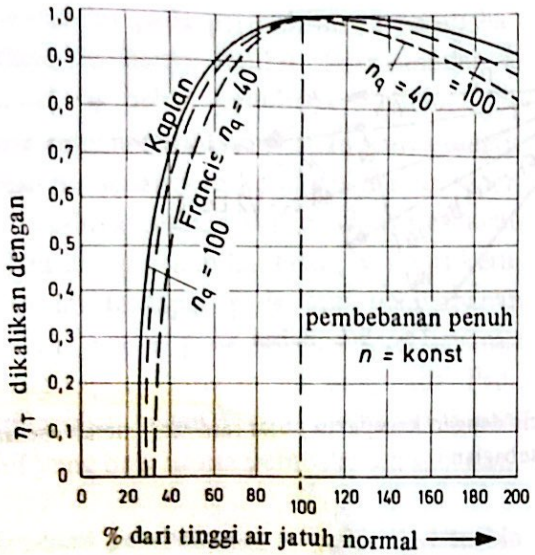
Karakter randemen turbin pada kondisi perubahan tinggi air jatuh

Untuk pusat listrik tenaga air sungai dan instalasi turbin tekanan menengah serta turbin yang mendapat air dari bendungan harus diperhatikan terhadap perubahan tinggi air jatuh H yang terjadi.

Untuk mengetahui sampai seberapa perubahan randemen turbin dari keadaan pembebanan penuhnya pada saat tinggi air jatuh berubah, bisa dilihat pada Gambar 1.10.4.

Turbin Pelton. Perubahan tinggi air jatuh untuk turbin yang bekerja dengan H yang tinggi pengaruhnya hanya sedikit. Bila sampai terjadi perbedaan tinggi air jatuh antara H_{maksimum} dan H_{minimum} yang besar, maka turbin biasanya dibuat untuk tinggi H rata-rata, dengan demikian pengaruh perubahan tinggi air jatuh tetap kecil.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.10.4. Grafik randemen turbin dalam keadaan pembebanan penuh dan pada saat tinggi air jatuhnya berubah sehingga ada perbedaan dengan tinggi air jatuh yang direncanakan; n = konstan; informatif

Turbin Francis. Turbin ini juga harus dibuat untuk tinggi air jatuh H rata-rata. Dengan demikian bagaimanapun turunnya tinggi air jatuh di atas 30% dari H_{normal} adalah jarang.

Turbin Kaplan. Dalam daerah perubahan tinggi air jatuh yang tinggi randemen turbin ini adalah tetap sama, hal ini telah dijelaskan pada saat membahas pemutaran sudu jalan turbin Kaplan.

Pengaturan turbin air

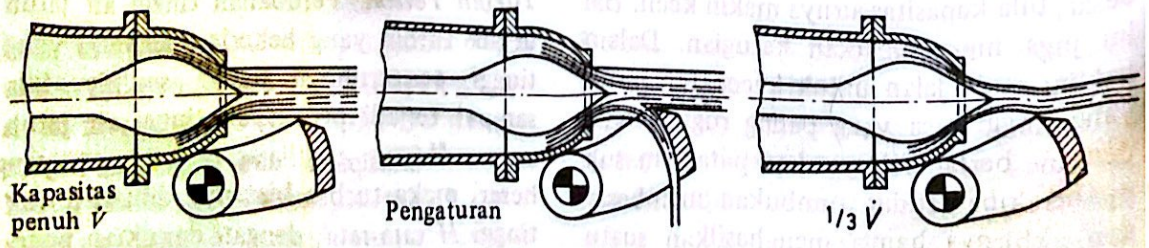
Daya turbin ditentukan berdasarkan besaran $\dot{V}$ dan H, dan dari kedua besaran tersebut hanya kapasitas $\dot{V}$ lah yang paling banyak berubah.

Turbin Pelton.

Untuk turbin Pelton dengan daya yang kecil bisa diatur dengan hanya menggeser kedudukan jarum sudu.

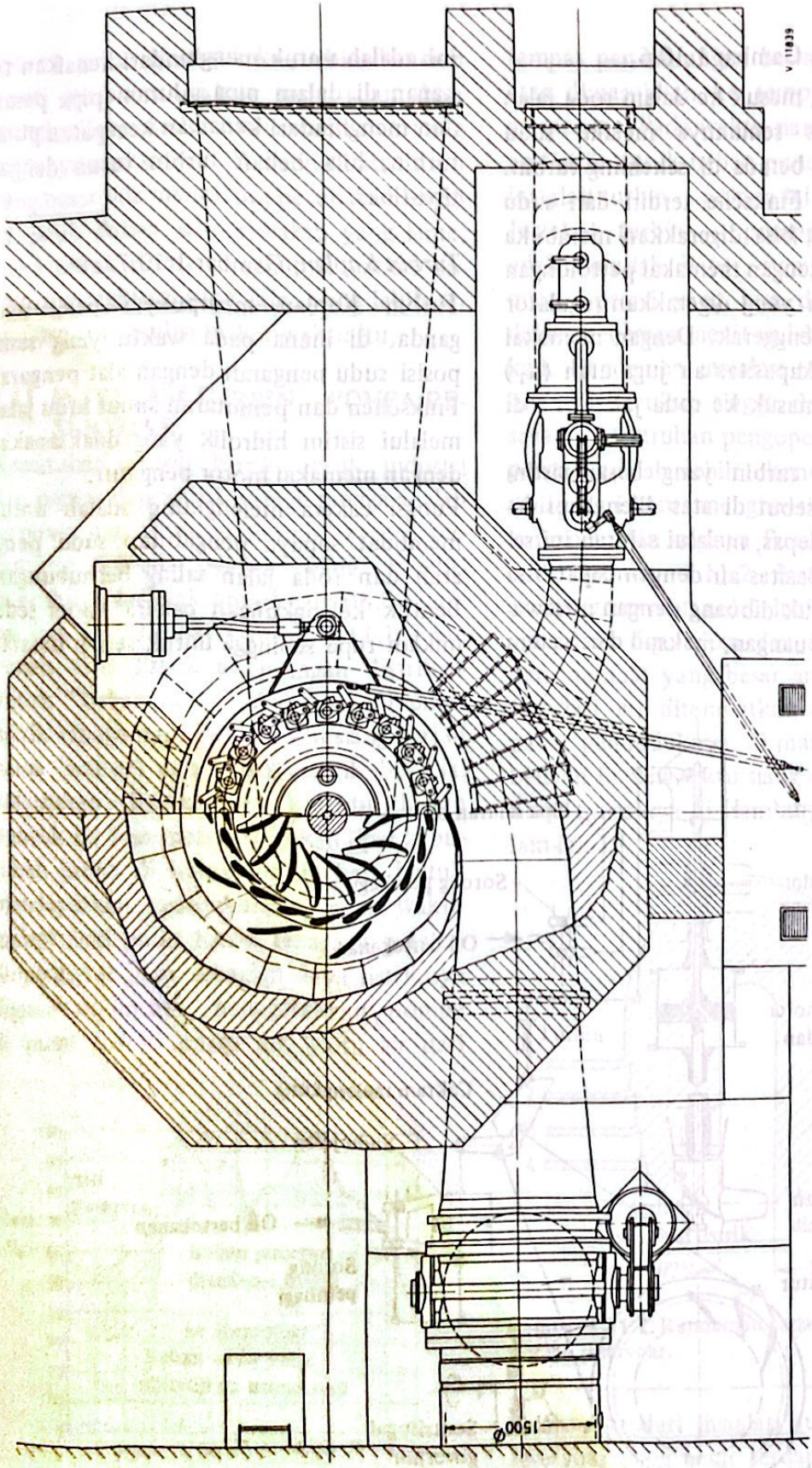
Untuk instalasi turbin Pelton yang besar harus menggunakan 2 buah sistem pengaturan, Gambar 1.10.5, maksudnya adalah untuk menghindari adanya tekanan tumbukan yang besar di dalam pipa saluran (pipa pesat) yang timbul akibat penutupan nosel dengan tiba-tiba. Tekanan statis dari tinggi air jatuh menghasilkan tekanan dinamis yang bekerja di aliran air berupa energi kecepatan, bila aliran air ini sekonyong-konyong dihentikan maka energi kecepatan ini berubah menjadi tekanan tumbukan. Untuk menghindari tekanan tumbukan ini, kerjanya jarum nosel dibantu dengan suatu perlengkapan yang disebut dengan pembelok pancaran. Pada saat beban turbin berkurang dengan tiba-tiba pembelok pancaran akan berayun ke muka jarum nosel lebih dahulu, sehingga arah pancaran air dari nosel ke sudu jalan menjadi belok. Kemudian baru jarum nosel bergeser memperkecil penampang ke luar nosel. Pembelok pancaran akan tetap berada di pinggir pancaran air.

Selanjutnya nosel rem yang sudah dipersiapkan memancarkan air ke arah sebelah belakang ember sudu, untuk memperlambat putaran turbin sampai di dalam batas yang diizinkan bila arus listrik dari generator diputuskan.



Gambar 1.10.5. Pengaturan ganda dari turbin Pelton

Dipindai dengan CamScanner



Peta dasar dari Turbin dengan katup peredam dan pengatur tekanan
Tinggi air jatuh H = 182 m Kapasitas Q = 11,03 m^3/det Kecepatan putar n = 450 1/menit
Daya yang dihasilkan turbin P = 17,820 kW

Gambar 1.10.6. Alat pengarah Finkscher gunanya untuk mengatur kapasitas air pada turbin Francis dan turbin Kaplan, dalam contoh adalah untuk turbin Francis; di sebelah kanan garis sumbu adalah titik tangkap tuas pengatur, dengan tuas inilah cincin dan sudu pengarah diputar.

CS Dipindai dengan CamScanner

Turbin Francis, Gambar 1.10.6.

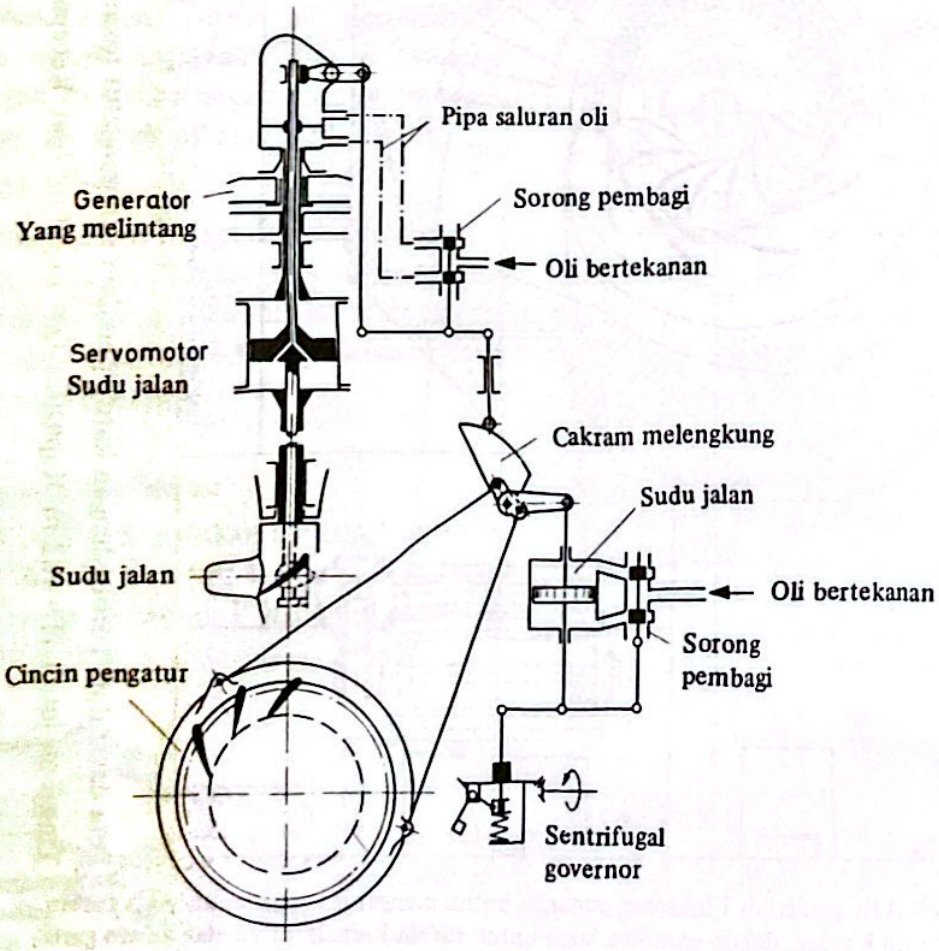
Aliran air yang masuk ke dalam roda jalan turbin Francis semuanya melalui sudu pengarah yang berada di sekeliling turbin. Alat pengarah Finksche terdiri dari sudu pengarah, yang bisa digerakkan membuka dan menutup dengan memakai pertolongan cincin pengatur yang digerakkan regulator melalui tuas penggerak. Dengan memakai alat ini selain kapasitas air juga arah (α_1) arus air yang masuk ke roda jalan bisa di ubah.

Pada instalasi turbin yang besar sistim pengaturan tersebut di atas dilengkapi dengan katup pelepas, melalui saluran ini sebagian dari kapasitas air dengan cepat bisa dibelokkan untuk dibuang dengan melewati saluran pembuangan, maksud dari sistem ini adalah untuk menghindari kenaikan te kanan di dalam pipa saluran (pipa pesat dan menghindari kenaikan kecepatan puta turbin, bila beban turbin turun dengar tiba-tiba.

Turbin Kaplan, Gambar 1.10.7.

Turbin Kaplan mempunyai pengaturan ganda, di mana pada waktu yang sama posisi sudu pengarah dengan alat pengarah Finkschen dan pemutaran sudut sudu jalan melalui sistim hidrolik yang dilaksanakan dengan memakai motor pengatur.

Fungsi cakera melengkung adalah untuk membuat supaya pengaturan sudu pengarah dan roda jalan saling berhubungan. Bentuk kelengkungan cakera harus sedemikian rupa sehingga untuk setiap besaran



Gambar 1.10.7. Pengaturan ganda turbin Kaplan.

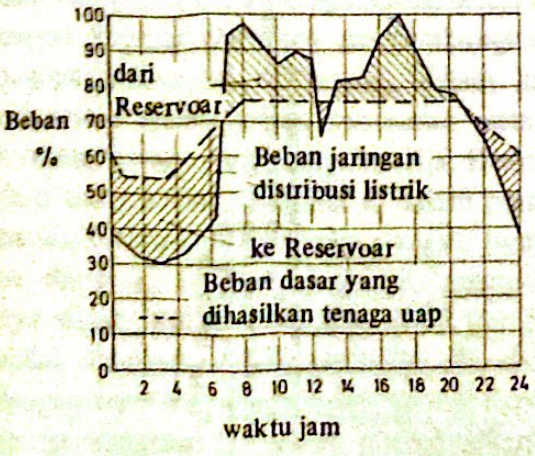
Dipindai dengan CamScanner

volume air yang masuk ke turbin dan tiap posisi pemutaran kipas sudu jalan, bisa menghasilkan suatu randemen turbin yang harganya maksimum. Pada instalasi turbin yang besar bila mengalami perubahan tinggi air jatuh dalam jangka waktu yang lama, maka untuk turbin tersebut dibuatkan cakera melengkung yang lain, yang lebih sesuai dengan kondisi turbin waktu itu.

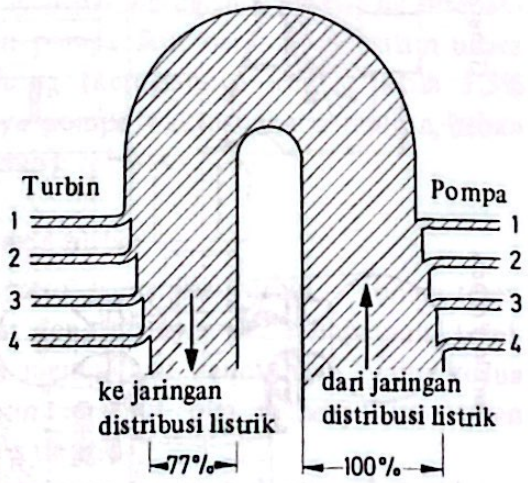
1 11 INSTALASI TURBIN – POMPA RESERVOAR

Kebutuhan energi listrik untuk industri dan pemakaian untuk rumah tangga adalah terpusat dan tidak ekonomis, karena tergantung kepada waktu yang kondisi puncaknya terletak antara jam 06.00 sampai jam 18.00, lihat Gambar 1.11.1. Pemberian arus listrik ke jaringan distribusi untuk "beban dasar" diambil dari pusat listrik tenaga uap. Pada waktu siang hari di mana industri dan pabrik-pabrik bekerja, kebutuhan listrik pada waktu beban puncak ini bisa mencapai 3 kali lipat kebutuhan listrik di waktu malam hari. Untuk mendapatkan keseimbangan, pada waktu malam hari pusat listrik tenaga uap tetap dioperasikan dan sebagian daya listriknya digunakan untuk menggerakkan pompa di pusat listrik tenaga air, yaitu air dari tempat penampungan bawah di pompa ke atas dimasukkan ke tempat penampungan air atas. Pada waktu siang hari kebutuhan listrik untuk beban puncak diambil dari instalasi turbin – pompa ini.

Instalasi turbin – pompa reservoar ini adalah mudah diatur, mempunyai kemampuan operasi yang bisa diandalkan, dan dalam beberapa menit sudah siap dioperasikan. Randemen instalasi turbin – pompa ini adalah cukup tinggi, dengan demikian secara keseluruhan pengoperasian turbin – pompa adalah lebih ekonomis dari pada setiap hari harus menghentikan dan menjalankan turbin uapnya Pusat Listrik tenaga uap., Gambar 1.11.2. Instalasi turbin – pompa reservoar sudah lebih dari 50 tahun yang lalu digunakan dan selalu memberikan manfaat yang besar artinya. Biasanya Instalasi ini ditempatkan di daerah yang padat penduduknya, di mana terdapat perbedaan beban waktu siang dan malam yang besar (misalnya di Hamburg, Nurnberg dan lain-lain).



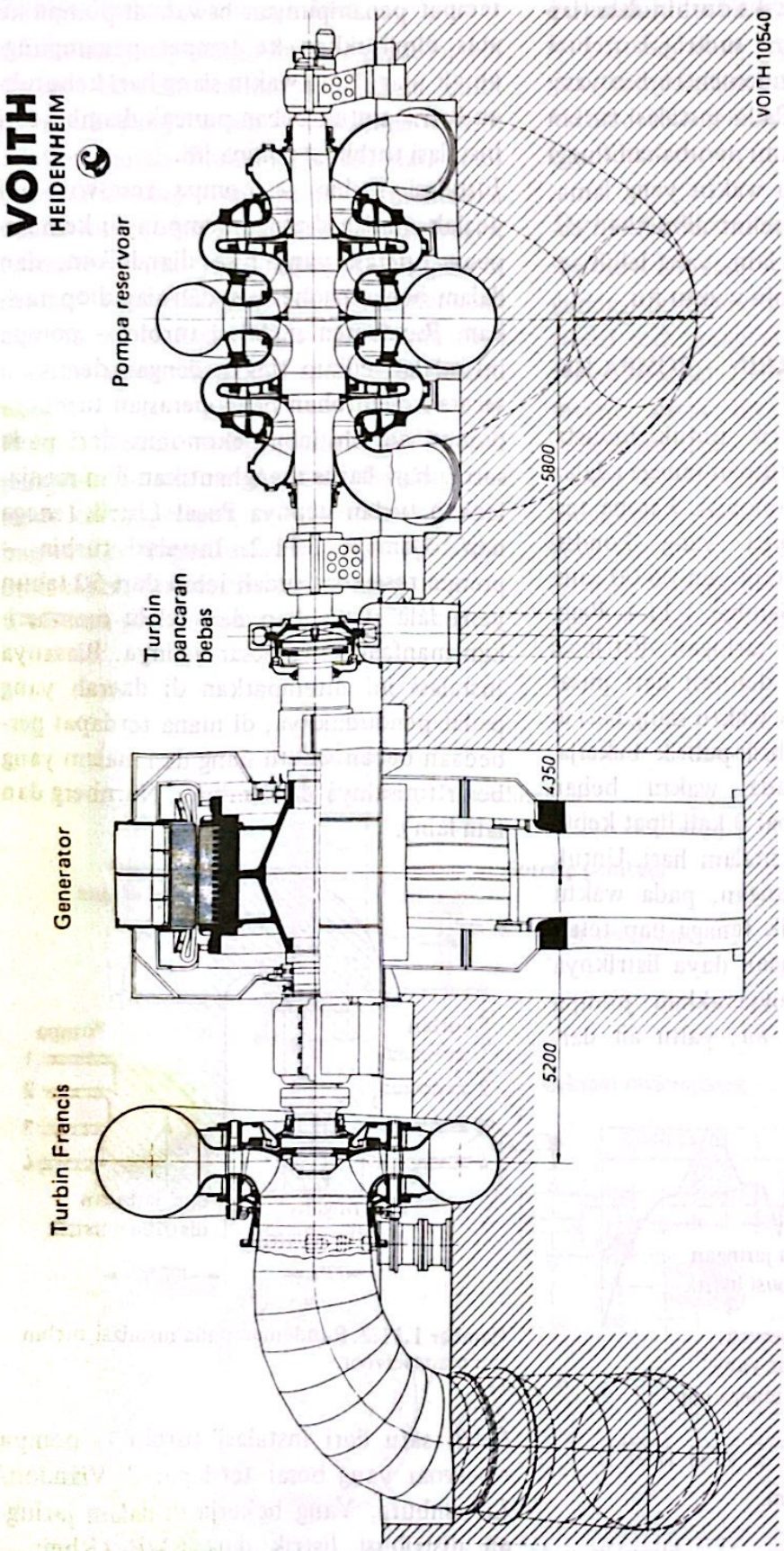
Gambar 1.11.1. Instalasi pompa reservoar membagi beban secara teratur sepanjang hari.



Gambar 1.11.2. Randemen pada instalasi turbin – pompa reservoar.

Salah satu dari instalasi turbin – pompa reservoar yang besar terdapat di Vianden/ Luxemburg; Yang bekerja di dalam jaringan distribusi listrik dari RWE (Rhein – West.El.–Werk). Instalasi tersebut terdiri

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.11.3. Unit mesin tenaga dari Instalasi turbin – pompa reservoar Vianden/Luxemburg; VOIT

dari 9 grup, masing-masing dengan daya turbin 100 MW dan daya pompa 70 MW, lihat Gambar 1.11.3. Tiap-tiap group mesin mempunyai panjang 27 cm, seluruh instalasi terletak di dalam gua dalam tanah dengan panjang 326 m. Ukuran ukuran utama dan data konstruksi bisa dilihat pada keterangan-keterangan dalam gambar.

Beberapa petunjuk singkat yang harus diberikan untuk operasinya instalasi ini.
Mesin listrik yang dipakai bisa bekerja sebagai generator pembangkit listrik dan juga bisa bekerja sebagai motor listrik. Dalam rumah yang sama di antara motor/generator dan pompa reservoar terdapat turbin Pelton yang kecil (dalam hal ini 2600 kW), gunanya untuk mempercepat putaran-putaran pompa. Motor/Generator dengan turbin Francis adalah sebaliknya dihubungkan dengan kencang memakai kopling.

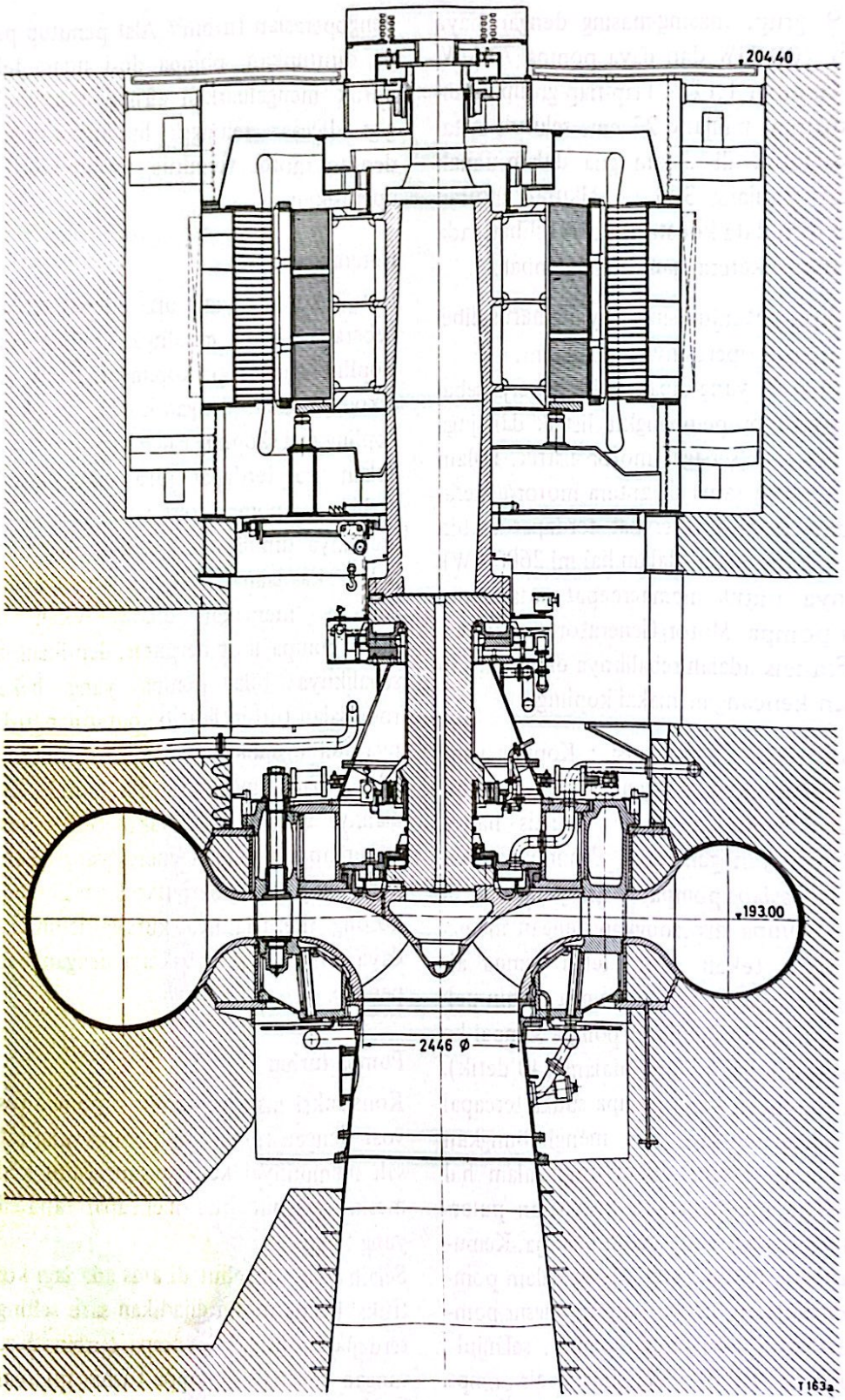
Turbin sedang beroperasi : Kopling yang menghubungkan dengan pompa diputus, dengan demikian turbin Francis hanya menggerakkan generator. Pemindahan kepengoperasian pompa : Air yang ada di dalam pompa dikosongkan dengan memakai udara tekan dan setelah semua air di dalam pompa ke luar semua turbin pelton kecil akan memutar pompa sampai ke kecepatan kerja pompa (dalam 140 detik). Bila kecepatan kerja pompa sudah tercapai makai kopling gigi yang menghubungkan pompa dan motor disambung; dalam hal ini motor mendapatkan kecepatan putarnya dari turbin yang masih bekerja. Kemudian udara tekan yang ada di dalam pompa dikeluarkan, dan berangsur-angsur pompa dimasuki air sampai penuh, selanjutnya dalam waktu yang singkat air pompa sudah membuka katup geser. Sebelumnya dengan memakai udara tekan turbin Francis dikosongkan, dan selama pompa bekerja roda jalan turbin ikut berputar.
Menghentikan pompa, dan peralihan ke pengoperasian turbin : Alat penutup pompa ditutupkan, pompa diisi udara tekan untuk mengeluarkan airnya dan kopling gigi digeser sehingga hubungan pompa dengan motor terputus, turbin mulai dioperasikan.

Keterangan :
Untuk kopling yang bisa dilepas terdapat beberapa sistem misalnya Kopling gesek, Kopling roda gigi, kopling hidrolik yang dikombinasikan dengan kopling gesek atau kopling gigi (kopling cakar).
Selain itu terdapat juga suatu instalasi turbin – pompa reservoar yang ketiga mesinnya dihubungkan tetap. Bila turbin dalam keadaan bekerja pompanya dikeringkan memakai udara tekan dan kipas pompa ikut berputar, demikian juga sebaliknya bila pompa yang bekerja roda jalan turbin ikut berputar dan turbinnya pun juga dikosongkan. Keuntungannya adalah harga instalasi lebih murah. Kerugiannya adalah pada waktu turbin bekerja terdapat kerugian energi yang disebabkan pompa ikut berputar di dalam udara kosong (kerugiannya kurang lebih 1,5% daya pompa waktu bekerja dengan beban penuh).

Pompa turbin

Konstruksi instalasi turbin – pompa reservoar dengan turbin dan pompa yang terpisah mempunyai keuntungan, yaitu kedua mesin tersebut bisa mencapai randemen yang tinggi.
Selain yang tersebut di atas ada lagi konstruksi kedua mesin dijadikan satu sehingga terdapat konstruksi pompa turbin. Keuntungan konstruksi pompa turbin ini adalah makin sedikit peralatan yang harus dibuat, harganya lebih murah, tempat yang dibutuhkan lebih sedikit, kabel jala-jala listrik sederhana dan menghemat katup serta pengoperasiannya lebih mudah. Kerugian-

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 1.11.4. Pompa turbin untuk instalasi turbin–pompa reservoar Vianden/Luxemburg, Mesin X

Dalam bekerja sebagai pompa
H = 271–294 m
$\dot{V}$ = 741–63,6 m^3/detik
n = 333,3 1/menit
P = 215–202,5 mW

Bekerja sebagai turbin
H = 286 m
$\dot{V}$ = 76,4 m^3/detik
n = 333,3 1/menit
P = 195,8 mW

Pelaksanaan dengan regulator dan otomatisasi pengaturan dalam kerjasama Voith dengan Escher Wyss GmbH, Revensburg; Gambar kerja VOITH.

Dipindai dengan CamScanner

nya adalah randemen keseluruhan instalasi adalah lebih jelek, karena memang pada prinsipnya roda jalan turbin Francis bisa berfungsi sebagai kipas pompa, tetapi sudut sudu untuk turbin dan untuk pompa supaya menghasilkan randemen yang tinggi adalah berbeda. Dalam hal ini diadakan kompromi yang berarti bila bekerja sebagai turbin atau sebagai pompa randemennya lebih kecil daripada instalasi turbin dan pompa yang terpisah. Secara keseluruhan yang menentukan adalah ekonomi instalasi yang termasuk juga harga instalasi dan pada pokoknya yang juga memegang peran adalah lamanya waktu yang dibutuhkan untuk peralihan bekerja sebagai turbin dan bekerja sebagai pompa dan sebaliknya. Pada perluasan instalasi turbin – pompa reservoar Vianden dipasang pompa turbin sebagai mesin X, lihat Gambar 1.11.4. Mesin ini mempunyai daya 200 MW, meskipun kecepatan putarnya lebih kecil, tetapi tempat yang dibutuhkan lebih sedikit dari pada unit mesin 100 MW yang terdapat pada instalasi yang sama, bandingkan dengan Gambar 1.11.3, turbin mesin X ini dipasang dengan posisi poros vertikal.

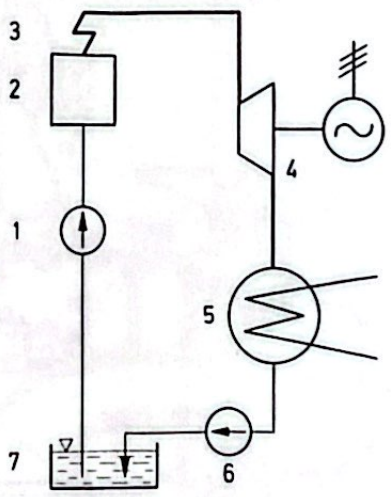
Dipindai dengan CamScanner

2 Turbin Uap

2.1 TEORI DASAR

Turbin uap bisa dioperasikan dengan memakai uap panas lanjut atau memakai uap basah. Untuk dapat menentukan penghematan proses tenaga uap, selain ukuran-ukuran utama turbin uap seperti misalnya diameter roda turbin, jumlah tingkat, panjang sudu, dan penampang bagian-bagian yang mengantarkan uap, maka dipakai diagram perubahan keadaan uap air dalam *T,s* dan terutama *h,s* diagram.

Pada prinsipnya pengertian kedua diagram tersebut di atas sudah harus diketahui dari Thermodinamika teknik. Untuk itu kesimpulannya akan diulang secara singkat dengan menitik beratkan segi penggunaannya.



Gambar 2.1.1. Bagan proses tenaga uap : 1 Pompa air pengisi ketel, 2 pesawat pembuat uap, 3 pemanas lanjut, 4 Turbin uap dengan pembangkit listrik, 5 kondensator uap, 6 pompa kondensat, 7 Reservoar air pengisi ketel.

2.1.1 Bagan proses tenaga uap

Proses tenaga uap, lihat Gambar 2.1.1, dimulai dari pompa pengisi ketel (1). Di sini air pengisi ketel yang kebanyakan dari air kondensat yang hangat dipompa masuk ke dalam ketel (2). Dengan adanya pembakaran bahan bakar di dalam ketel (2), maka air di dalam pesawat pembuat uap tersebut akan mendidih dan menghasilkan uap dengan kadar uap x (Kg uap/Kg campuran uap dan air) yang naik dari $x = 0$ ke $x = 1$.

Selama proses penguapan ini temperatur campuran air dan uap adalah tetap. Besarnya temperatur ini tergantung kepada tekanan, dan dinamakan temperatur didih, sebagai contoh bila tekanan pada campuran air dan uap 0,4 bar maka temperatur didihnya adalah = 75,9°C, untuk tekanan 1 bar harganya 99,63°C atau untuk tekanan 20 bar temperaturnya = 212°C.

Di dalam pemanas lanjut (3), suatu sistem pipa yang tersendiri terpisah dari ruang

Dipindai dengan CamScanner

PERPUSTAKAAN D III P. TERMIK

air yang terdapat di dalam pesawat pembuat uap, uap kering dengan kondisi $x = 1$ terus dipanaskan. Dengan demikian temperatur uap naik melebihi temperatur didihnya.

Uap panas lanjut ini dimasukkan ke turbin uap (4) sebagai uap baru (uap masuk). Dan uap ini mempunyai entalpi, isi kalor h_1, yang besarnya bisa dilihat di diagram $h - s$ atau pada tabel uap.

Di dalam turbin, uap tersebut akan ber ekspansi sedemikian rupa, sesuai dengan perencanaan kondisi uap keluarnya (uap bekas). Dengan demikian akan terdapat suatu panas jatuh, selisih entalpi yang berguna $h_1 - h_2$, hal ini tanpa kerugian turbin pada proses isentropik dari kondisi uap baru ke kondisi uap bekas, nanti bandingkan dengan Gambar 2.1.3.

Uap bekas meninggalkan turbin, setelah sebagian tenaganya digunakan untuk bekerja di dalam saluran sudu-sudu, dan daya usaha uap itu oleh turbin diteruskan ke generator, lihat gambar.

Uap bekas turbin uap adalah lain sekali dengan air bekas yang keluar dari turbin air, sebab air bekas dari turbin air langsung dibuang ke luar, sedangkan uap bekas dari turbin uap dengan entalpi h_2 kebanyakan sudah tidak bisa dimanfaatkan lagi, uap bekas ini dimasukkan ke dalam bejana tertutup yang rapat udara dari kondensator (5), dan di dalam kondensator uap mengalami pendinginan dan tekanan kerendahan (kurang dari 1 atmosfir) sehingga uap mengembun menjadi air, jadi dengan adanya kondensator ini sama saja dengan memperbesar panas jatuh yang bisa digunakan turbin uap, dengan jalan memperkecil harga h_2. Selain itu air kondensat yang ke luar dari kondensator bisa dipakai untuk berproses lagi dengan dijadikan air pengisi ketel.

Timbulnya tekanan kerendahan (kurang dari 1 atmosfir) disebabkan karena panas uap bekas pindah ke air pendingin, masalahnya antara temperatur didih dan tekanan adalah saling bergantungan, sebagai contoh bila uap bekas didinginkan sampai 30°C, maka tekanan di dalam kondensator dan pipa uap bekas akan mencapai 0,042 bar.

Lihat contoh dan Gambar 2.1.3, intalpi uap bekas yang ke luar dari turbin menjadi h_2 = 1940 KJ/Kg, dan sudah tidak lagi seperti uap bekas dari lokomotip yang entalpinya h_2 = 2540 KJ/Kg karena tidak menggunakan kondensator.

Turbin uap yang dikonstruksi memakai saluran uap bekas dengan kondisi tekanan kerendahan (kurang dari 1 atmosfir) dinamakan turbin uap dengan kondensasi. Besarnya tekanan kerendahan 0,04 bar sampai dengan 0,1 bar.

Bila tekanan uap bekas lebih tinggi dari pada tekanan atmosfir, maka turbinnya biasanya disebut turbin tanpa kondensasi.

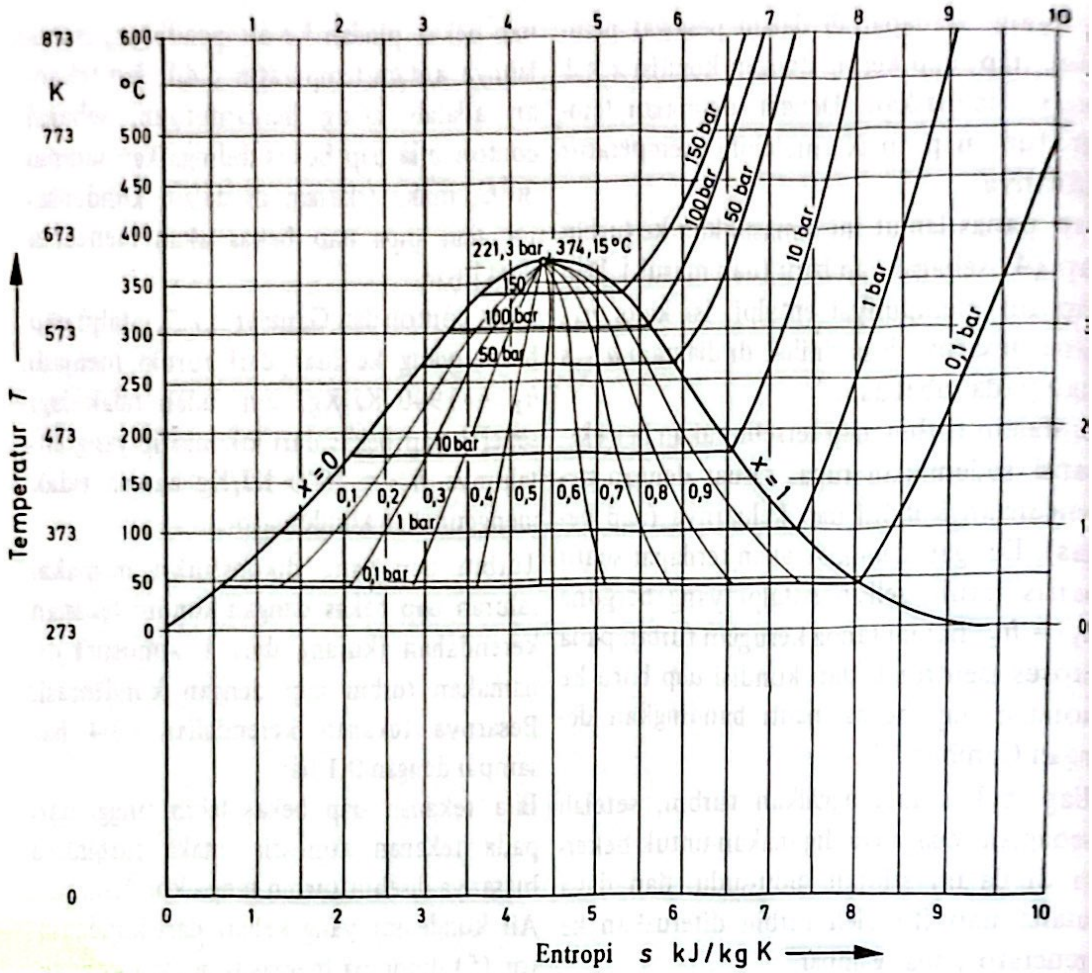
Air kondensat yang keluar dari kondensator (5) dipompa memakai pompa kondensat (6) dimasukkan ke dalam reservoar air pengisi ketel dan dari sini dipompa memakai pompa air pengisi ketel (1) dimasukkan ke dalam ketel lagi, dengan demikian proses siklus (Clausius-Rankine-Proses) kembali diulangi lagi.

2.1.2 Air dan uap air dalam diagram $T - s$ dan $h - s$

Dari air dengan temperatur 0°C untuk dijadikan uap dengan tekanan p, temperatur t dan entalpi h diperlukan panas, untuk penjelasan tentang panas yang dibutuhkan dipakai diagram entropi.

Pada dasarnya untuk memudahkan pengertian tentang diagram $T - s$ dan diagram $h - s$ dari uap air, pengetahuan dasar tentang kedua diagram tersebut harus diberikan lebih dahulu. Jadi dalam bagian ini akan dibahas kedua diagram tersebut dan

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.1.2. Diagram T–s untuk uap air

penggunaannya sejauh masih ada artinya untuk turbin uap.

Seperti yang telah diketahui di "Thermodinamika teknik" (2.1), bahwa dalam proses pembentukan uap itu ada 3 tahap: Air dari 0°C sesuai dengan tekanan yang bekerja padanya dinaikkan temperaturnya sampai mendidih.

Air yang sedang mendidih menguap; kadar uapnya naik dari $x = 0$ menjadi $x = 1$.

Dengan pemanas lanjut uap dikeringkan $x = 1$ dan dipanaskan lanjut. Temperatur didih (temperatur air di titik didihnya), Kapasitas panas spesifik dan volume spesifik harganya adalah berbeda-beda tergantung kepada besarnya tekanan uap dan keadaan air serta keadaan uapnya, harga-harga tersebut bisa dilihat di tabel uap

Pada tekanan kritis, dalam hal ini $p = 221{,}9$ bar, $t = 374{,}15°C$, volume spesifik air yang mendidih dan volume spesifik uap besarnya adalah sama $v' = v'' = 0{,}00318\ m^3/Kg$. Jumlah kalor yang dibutuhkan bisa dilihat sebagai luasan di dalam diagram $T - s$ dan untuk menghitungnya menurut ketentuan yang sudah umum yaitu $q = T \cdot S$. Harga entropi s bisa juga diambil dari tabel uap. Untuk mengulang kembali maka pada Gambar 2.1.2 dicantumkan diagram $T - s$: Garis lengkung $x = 0$ dan $x = 1$, adalah sebagai batas bawah dan batas atas, dan artinya batas bawah adalah batas antara daerah air dengan daerah campuran air dan uap, batas atas adalah batas antara daerah campuran dan daerah uap kering, kedua garis lengkung tersebut di atas melalui dan ber-

Dipindai dengan CamScanner

temu pada tekanan kritis. Temperatur didih tetap konstan di antara $x = 0$ dan $x = 1$. Hal ini berlaku untuk proses penguapan dan juga berlaku untuk proses pengembunan. Jumlah kalor yang dipakai bisa dihitung dengan menghitung luasan yang terdapat dalam gambar memakai ilmu ukur bidang.

Supaya bisa dengan cepat mengetahui entalpi uap yang berada dalam kondisi tertentu, digunakan diagram $h - s$ Mollier, Gambar 2.1.3. Diagram Mollier yang lengkap bisa dilihat dalam gambar, di mana diagram tersebut dimulai dengan keadaan $h = 0$ KJ/Kg dan $s = 0$ KJ/Kg K, yaitu keadaan air pada temperatur 0°C, dan dengan demikian sama dengan kondisi awal diagram $T - s$ yang terdapat dalam Gambar 2.1.2.

Mulai dari $h = 0$ KJ/Kg dan $s = 0$ KJ/Kg K titik didih-titik didih air digambarkan pada garis $x = 0$ dan pada garis $x = 1$ dengan melewati titik kritis. Titik-titik dengan tekanan sama pada kedua garis lengkung tersebut dihubungkan dengan garis lurus. Garis lurus ini kemudian dibagi menjadi 10 bagian yang sama dan dengan demikian didapat harga $h - s$ dari uap basah.

Di atas garis lengkung $x = 1$ adalah letak daerah uap panas lanjut. Seluruh diagram ini gunanya adalah untuk melihat proses tenaga uap sepanjang lintasannya di dalam turbin dengan jelas, sehingga bisa diadakan perhitungan ekonomi uap.

CONTOH 1, lihat Gambar 2.1.3.

Berapakah selisih entalpi seluruhnya dari proses isentropik $h = h_1 - h_2$ dalam KJ/Kg ?

Berapakah entalpi uap bekas yang ke luar dari mesin tenaga?

Bisa mencapai berapakah randemen thermis teoritis η_{tt}, bila untuk dua proses tenaga uap dengan tujuan yang sama yaitu perpindahan energi, tetapi bekerja dengan data uap yang berlainan?

Proses A :

Uap dengan tekanan tinggi yang bekerja di dalam suatu turbin uap dengan kondensasi.

Proses B :

Uap dengan tekanan menengah yang bekerja di dalam suatu Lokomotip uap dengan data proses yang telah diberikan, data tersebut terdapat pada Gambar 2.1.3 .

Jawab :

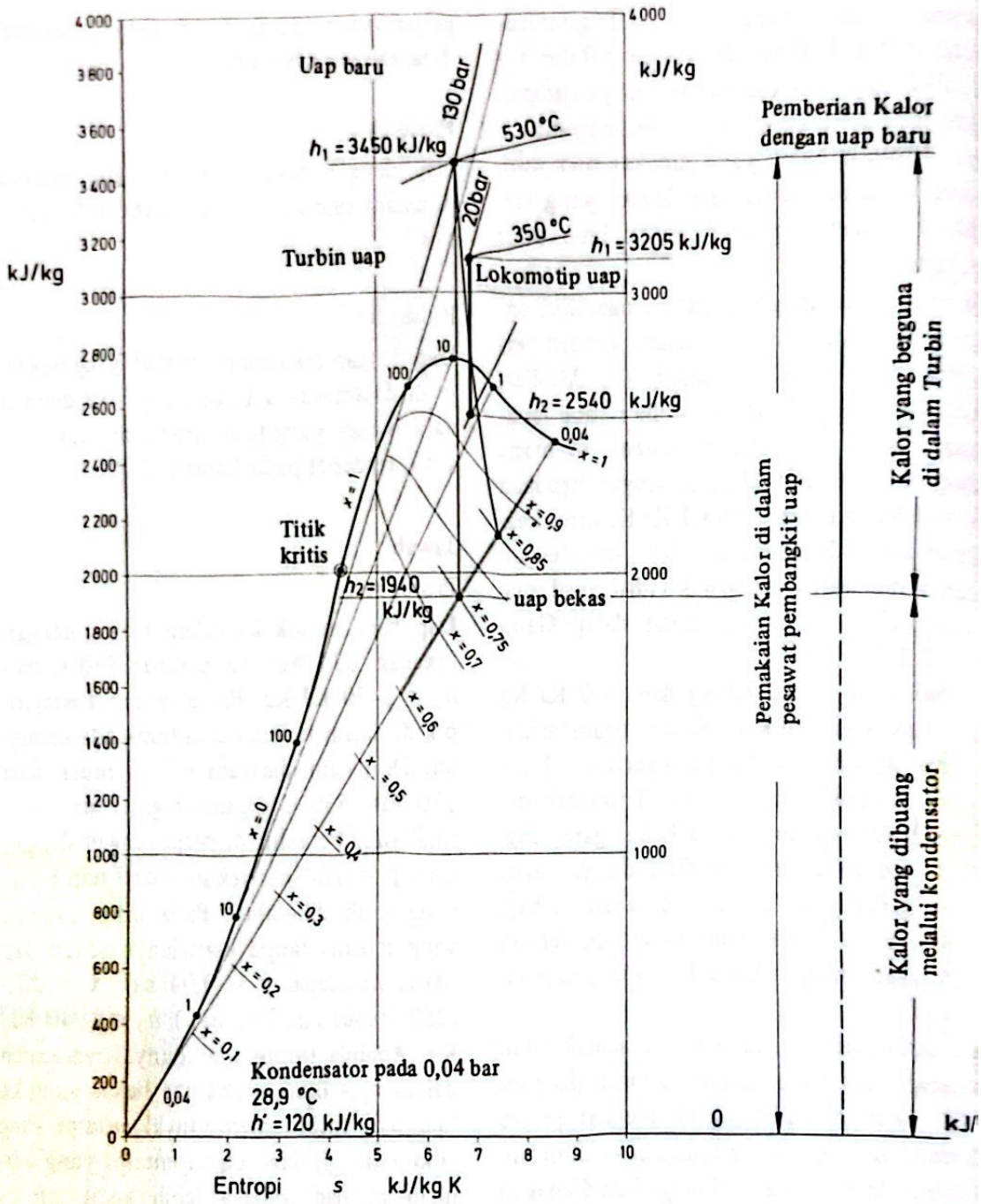
Proses A :

Uap baru masuk ke dalam turbin dengan tekanan 130 bar, temperatur 530°C dan $h_1 = 3450$ KJ/Kg. Proses expansi isentropik di dalam turbin bebas tidak ada kerugian. Di dalam diagram $h - s$ mulai dari 130 bar, 530°C digambar garis lurus vertikal yang berakhir di perpotongan dengan garis $p = 0{,}04$ bar tekanan dari uap bekas yang telah diketahui. Pada akhir expansi yang teoritis tanpa kerugian keadaan uap bekas mencapai $p = 0{,}04$ bar, $x = 0{,}75$ (25% kabut air, 75% uap), $h_2 = 1940$ KJ/Kg. Apabila turbin mempunyai randemen dalam $\eta_i = 0{,}86$, maka uap bekas yang ke luar dari turbin mempunyai entalpi yang cukup tinggi, dan selisih entalpi yang berubah menjadi tenaga lebih kecil, proses isentrop harus diganti dengan melalui politrop, tekanan uap bekas tetap 0,04 bar, tetapi kadar uap $x = 0{,}85$ dan uap bekas lebih kering.

Panas jatuh seluruhnya dalam proses isentrop $h = h_1 - h_2 = 3450 - 1940 = 1510$ KJ/Kg.

Uap bekas masih mempunyai energi panas $h_2 = 1940$ KJ/Kg, dan turbin sudah tidak bisa menggunakan energi uap bekas itu lebih lanjut. Randemen perubahan energi

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.1.3. Gambar lengkap diagram h–s dari suatu ekspansi insentrop dan politrop (η_i = 0,86 di dalam turbin uap dan di dalam lokomotip uap.

mulai dari panas bahan bakar sampai ke tenaga mekanis di koplingnya turbin didapat dari :

$$\eta_{tt} = \frac{h_1 - h_2}{h_1} = \frac{\text{panas yang berguna}}{\text{panas yang masuk}}$$

$$= \frac{1510 \text{ kJ/kg}}{3450 \text{ kJ/kg}} = 0{,}438$$

Jadi dengan demikian 43,8% energi panas yang terdapat di dalam uap baru berubah menjadi daya mekanis di dalam turbin. yang 56,2% lenyap pergi bersama-sama uap bekas.

Pada hakekatnya randemen perpindahan energi ini masih akan lebih kecil lagi

karena kerugian di dalam pesawat pembuat uap (η_K = 0,9), kerugian di dalam saluran pipa-pipa dan alat-alat bantu jalannya turbin (η_R = 0,98), dan kerugian di dalam turbinnya sendiri (η_e = 0,86) semuanya ini harus diperhatikan juga. Jadi randemen perpindahan energi sampai ke kopling turbin :

$$\eta_W = \eta_{tt} \cdot \eta_k \cdot \eta_R \cdot \eta_e,$$

di sini $= 0{,}438 \cdot 0{,}90 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}86 = 0{,}328$

Jadi dalam hal ini 32,8% dari energi panas bahan bakar yang bisa dipakai untuk perubahan, dari energi panas bahan bakar menjadi energi mekanis. Dengan adanya perbaikan proses siklus, misalnya pemanasan ulang uap turbin, pemanasan pendahuluan kondensat dan air pengisi ketel dengan menggunakan uap ekstraksi dari turbin, maka pada kondisi uap baru yang tinggi harga η_W bisa mencapai 42%.

Proses B

Mengingat bahwa konstruksi pesawat pembuat uap dan pelumasan mesin uap, kondisi uapnya harus dipilih yang rendah. Uap bekas yang ke luar dari mesin dibuang ke atmosfir udara luar. Air pengisi ketel ditempatkan di dalam bak air lokomotip.
Dari data uap pada Gambar 2.1.3 didapat :
Selisih entalpi seluruhnya dari proses isentropik :

$$h = h_1 - h_2 = 3205 - 2540 = 665 \text{ kJ/kg.}$$

Uap bekas mempunyai kondisi tekanan 1,1 bar, x = 0,93 (isentropik) dan h_2 = 2540 KJ/Kg, uap bekas ini dibuang ke udara luar.
Randemen perubahan energi tanpa memperhitungkan kerugian-kerugian yang ada :

$$\eta_{tt} = \frac{665}{3205} = 0{,}27 = 27\%$$

Dengan randemen pesawat pembuat uap η_K = 0,80, mesin torak η_i = 0,83, dan randemen sistim engkol penggerak $\eta_{ü}$ = 0,92, maka :

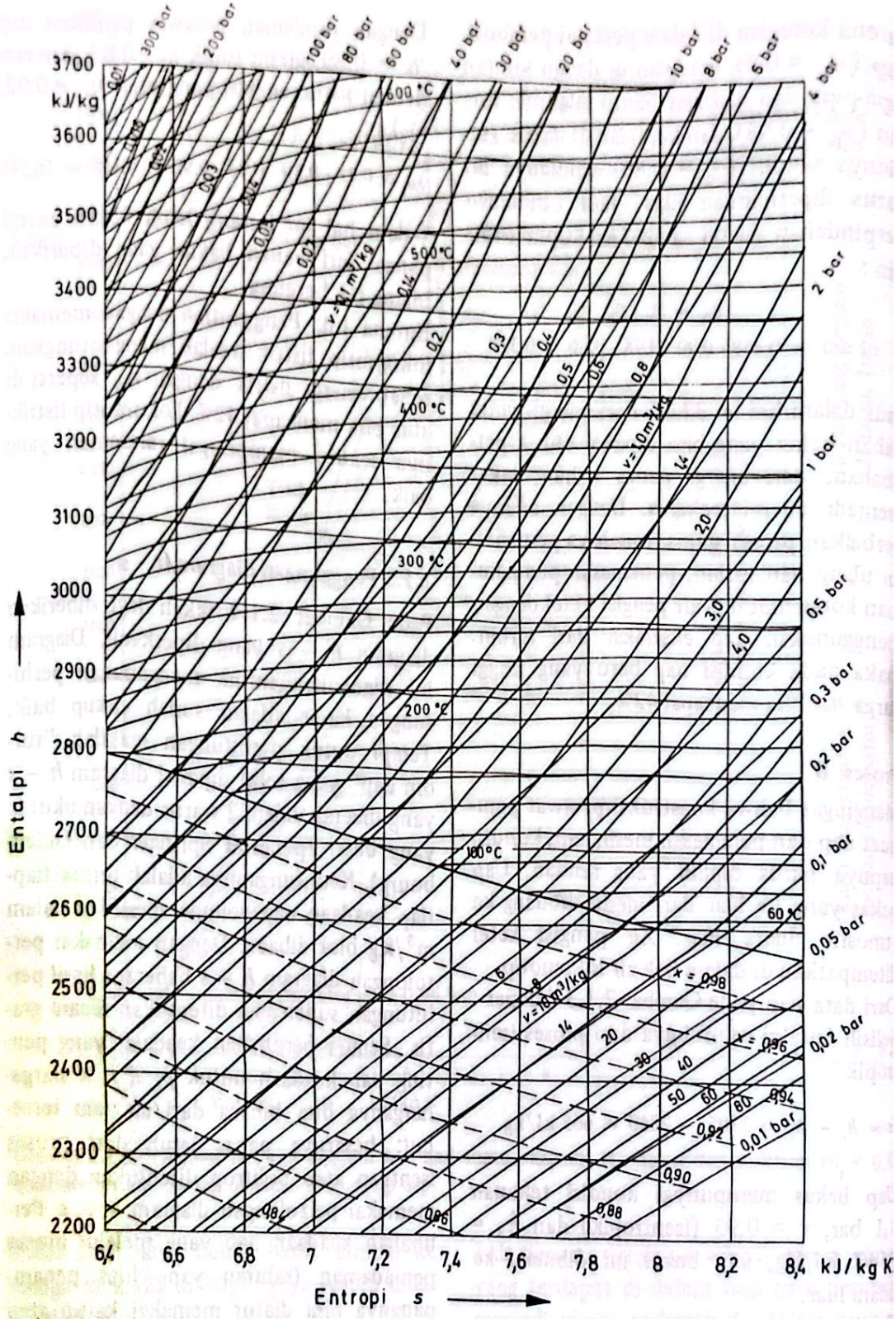
$$\eta_W = 0{,}27 \cdot 0{,}80 \cdot 0{,}83 \cdot 0{,}92 = 0{,}165 = 16{,}5\%$$

Dalam hal ini kurang lebih 83,5% energi panas dari bahan bakar yang diberikan, hilang tak berguna.
Karena itu: Penggantian dengan memakai lokomotip listrik adalah menguntungkan, sebab energi listrik dengan η_W seperti di atas bisa mencapai 42%. Lokomotip listriknya sendiri mempunyai randemen yang baik.

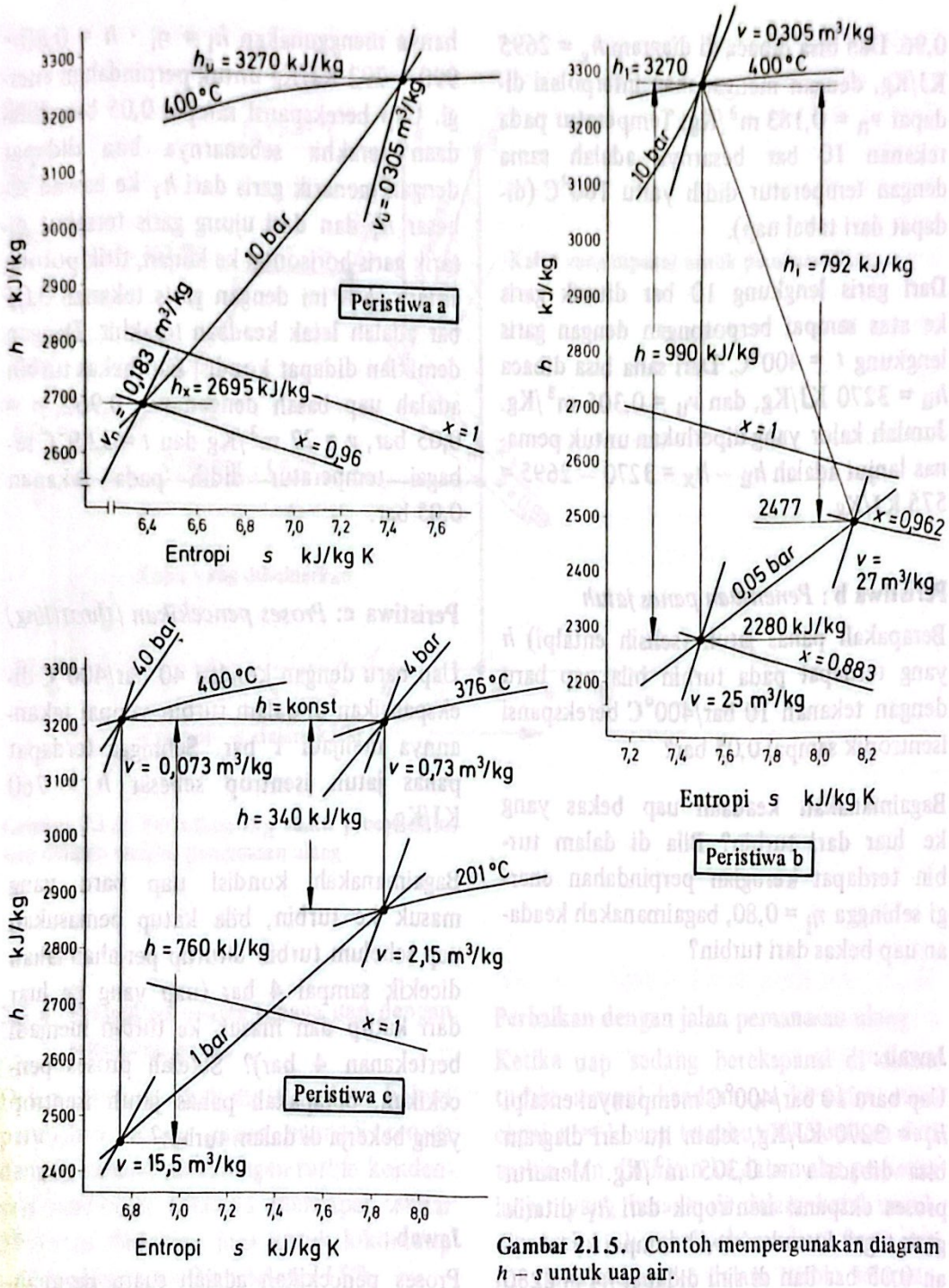
2.1.3 Penggunaan diagram $h - s$

Pada Gambar 2.1.4 sekali lagi diberikan diagram $h - s$ yang diperkecil. Diagram ini digunakan untuk mengadakan perhitungan kasar adalah sudah cukup baik. Tetapi untuk perhitungan masalah "turbin uap" yang teliti dipakai diagram $h - s$ yang dicetak dalam 2 warna dengan ukuran yang besar (penerbit Springer dan Oldenbourg). Keuntungannya adalah untuk tiap-tiap keadaan uap volume spesifik v dalam m^3/Kg bisa dibaca. Dengan memakai pertolongan diagram $h - s$ beberapa hasil perhitungan sudah bisa ditentukan secara grafis. Semua perubahan keadaan yang penting dan keadaan untuk p, t, v, x harga-harganya bisa bibaca dari diagram tersebut; besarnya panas jatuh dari proses isentrop atau politrop ditentukan dengan memakai pertolongan diagram $h - s$. Perubahan keadaan uap yang melalui proses pemadaman (saluran yang luas penampangnya bisa diatur memakai katup atau lainnya) dapat dibaca di diagram ini. Garis x = 1 memisahkan daerah uap panas lanjut dengan daerah uap basah.
Dalam daerah uap basah garis temperatur tidak ada, karena temperatur uap basah

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.1.4. Guntingan diagram $h - s$ untuk uap air



Gambar 2.1.5. Contoh mempergunakan diagram $h - s$ untuk uap air.

antara $x = 0$ sampai $x = 1$ adalah selalu tetap konstan, tergantung kepada tekanan yang dipunyai temperatur didih air, yang diambil dari tabel uap.

Contoh 2 : Penggunaan diagram $h - s$, Gambar 2.1.5.

Peristiwa a : *Perubahan keadaan isobar*

Uap yang lembab dengan tekanan 10 bar dan $x = 0{,}96$ (4% air) harus dipanaskan lanjut sampai 10 bar, 400°C.

Berapakah jumlah kalor yang diperlukan?

Berapakah temperatur uap yang lembab tersebut?

Berapakah spesifik volume v yang dipunyai uap panas lanjut dan uap yang lembab?

Jawab :

Dicari lebih dahulu titik potong 10 bar/x =

Dipindai dengan CamScanner

0,96. Dan bisa dibaca di diagram h_x = 2695 KJ/Kg, dengan mengadakan interpolasi didapat v_n = 0,183 m^3/Kg; Temperatur pada tekanan 10 bar besarnya adalah sama dengan temperatur didih yaitu 180°C (didapat dari tabel uap).

Dari garis lengkung 10 bar ditarik garis ke atas sampai berpotongan dengan garis lengkung t = 400°C. Dari sana bisa dibaca $h_{ü}$ = 3270 KJ/Kg, dan v_u = 0,305 m^3/Kg. Jumlah kalor yang diperlukan untuk pemanas lanjut adalah $h_{ü} - h_x$ = 3270 – 2695 = 575 KJ/Kg.

Peristiwa b : *Penentuan panas jatuh*

Berapakah panas jatuh (selisih entalpi) h yang terdapat pada turbin bila uap baru dengan tekanan 10 bar/400°C berekspansi isentropik sampai 0,05 bar?

Bagaimanakah keadaan uap bekas yang ke luar dari turbin? Bila di dalam turbin terdapat kerugian perpindahan energi sehingga η_i = 0,80, bagaimanakah keadaan uap bekas dari turbin?

Jawab :

Uap baru 10 bar/400°C mempunyai entalpi h_1 = 3270 KJ/Kg, selain itu dari diagram bisa dibaca v = 0,305 m^3/Kg. Menurut proses ekspansi isentropik dari h_1 ditarik garis tegak lurus ke bawah sampai ke tekanan 0,05 bar dan di sini didapat h_2 = 2280 KJ/Kg.

Uap bekas mempunyai kondisi p = 0,05 bar, x = 0,883 (11,7% air berbentuk uap), v = 25 m^3/Kg dan temperaturnya t = 32,9° C sesuai dengan titik didih air pada tekanan 0,05 bar (dari tabel uap).

Panas jatuh dari proses isentropik $h = h_1 - h_2$ = 3270 – 2280 = 990 KJ/Kg. Bila randemen dalam turbin η_i = 0,80, maka turbin hanya menggunakan $h_i = \eta_i \cdot h$ = 0,80 · 990 = 792 KJ/Kg untuk perpindahan energi. Uap berekspansi sampai 0,05 bar. Keadaan terakhir sebenarnya bisa didapat dengan menarik garis dari h_1 ke bawah sebesar h_i dan dari ujung garis tersebut ditarik garis horisontal ke kanan, titik potong antara garis ini dengan garis tekanan 0,05 bar adalah letak keadaan terakhir. Dengan demikian didapat kondisi uap bekas turbin adalah uap basah dengan x = 0,962, p = 0,05 bar, v = 27 m^3/Kg dan t = 32,9°C sebagai temperatur didih pada tekanan 0,05 bar.

Peristiwa c: *Proses pencekikan (throttling)*

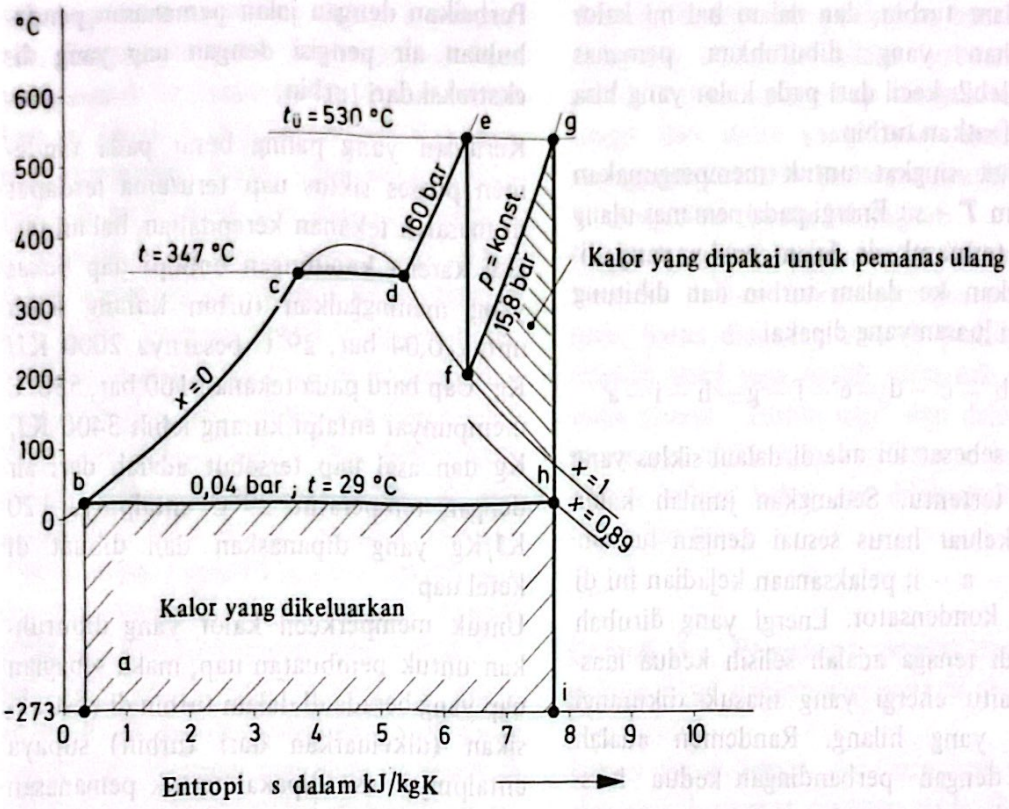
Uap baru dengan kondisi 40 bar/400°C diekspansikan di dalam turbin sampai tekanannya menjadi 1 bar. Sehingga terdapat panas jatuh isentrop sebesar h = 760 KJ/Kg.

Bagaimanakah kondisi uap baru yang masuk ke turbin, bila katup pemasukan uap sebelum turbin ditutup perlahan-lahan dicekik sampai 4 bar (uap yang ke luar dari katup dan masuk ke turbin menjadi bertekanan 4 bar)? Setelah proses pencekikan, berapakah panas jatuh isentrop yang bekerja di dalam turbin?

Jawab :

Proses pencekikan adalah suatu perubahan keadaan, entalpi uap yang dicekik adalah tetap konstan. Dengan demikian jalannya proses ini dengan h = konstan, sebagai garis horisontal pada diagram $h - s$. Setelah proses pencekikan ke 4 bar temperatur uap baru menjadi t = 376°C. Pada proses isentrop sampai ke titik potong dengan garis 1 bar didapat panas jatuh yang baru sebesar h = 340 KJ/Kg. Daya usaha uap menjadi makin kecil.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.1.6. Perbaikan η_{th} suatu proses siklus uap dengan melalui pemanasan ulang

2.1.4. Perbaikan proses tenaga uap dengan teknologi panas

Dalam contoh telah diperlihatkan bahwa perubahan energi panas menjadi tenaga dengan melalui pertolongan turbin kondensasi randemen totalnya mencapai sekitar 35% dan demikian juga untuk lokomotip uap randemen totalnya sekitar 15%.

Dari proses di dalam turbin uap dengan kondensasi terbukti bahwa uap baru dengan kondisi yang tinggi melaksanakan ekspansi sampai menjadi uap bekas yang banyak mengandung air. Air di dalam uap bekas ini berbentuk kabut atau embun dan akhirnya berbentuk tetesan air yang akan menggan[illegible] kerjanya [illegible]bin, karena air ini mengerem dan menimbulkan erosi pada sudu-sudu turbin.

Perbaikan dengan jalan pemanasan ulang

Ketika uap sedang berekspansi di dalam turbin sampai keadaannya kira-kira mencapai $x = 1$, uap tersebut dikeluarkan dari turbin dan dialirkan ke dalam alat pemanas lanjut yang berada di dalam ketel untuk dipanaskan kembali, kemudian baru uap itu dimasukkan ke dalam turbin selanjutnya, lihat Gambar 2.1.6, dengan demikian uap yang dialirkan ke turbin lagi energinya telah diperbesar dan setelah berekspansi di turbin uap, kondisi akhir uap mengalami tekanan kerendahan (kurang dari 1 Atmosfir) kondensator dan kebasahannya ditahan di atas batas $x = 0{,}85$. Contoh pada Gambar 2.1.6 memperlihatkan bagaimana pemanas ulang memperbesar luasan untuk panas yang dialirkan

Dipindai dengan CamScanner

ke dalam turbin, dan dalam hal ini kalor tambahan yang dibutuhkan pemanas ulang lebih kecil dari pada kalor yang bisa dimanfaatkan turbin.

Petunjuk singkat untuk mempergunakan diagram $T - s$: Energi pada pemanas ulang harus termasuk di dalam energi yang dimasukkan ke dalam turbin dan dihitung sebagai luasan yang dipakai :

a – b – c – d – e – f – g – h – i – a

Kalor sebesar ini ada di dalam siklus yang telah tertentu. Sedangkan jumlah kalor yang keluar harus sesuai dengan luasan: h – b – a – i; pelaksanaan kejadian ini di dalam kondensator. Energi yang dirubah menjadi tenaga adalah selisih kedua luasan, yaitu energi yang masuk dikurangi energi yang hilang. Randemen adalah sama dengan perbandingan kedua luasan, ialah :

$$\eta_{tt} = \frac{(a - b - c - d - e - f - g - h - i - a) - (h - b - a - i)}{(a - b - c - d - e - f - g - h - i - a)}$$

Dengan demikian dapat diketahui bahwa dengan adanya pemanas ulang luasan kerja dalam diagram $T - s$ lebih besar dan keadaan uap bekas yang terakhir kadar airnya menjadi lebih kecil. Luasan kalor yang keluar juga menjadi lebih besar, tetapi "luasan kerja" bertambah besarnya lebih banyak, jadi secara keseluruhan perbaikan randemen terpenuhi dengan adanya kenaikan 3 sampai dengan 4%.

Pusat listrik tenaga uap yang mempunyai turbin uap dengan daya yang besar selalu dioperasikan dengan memakai pemanas ulang. Karena untuk hal ini harus bekerja dengan temperatur yang tinggi, maka pada waktu pemilihan material dan pengambilan material yang dipakai untuk rotor, dan rumah turbin sudah harus dipertimbangkan benar-benar.

Perbaikan dengan jalan pemanasan pendahuluan air pengisi dengan uap yang diekstraksi dari turbin.

Kerugian yang paling besar pada randemen proses siklus uap terutama terdapat di masalah tekanan kerendahan, hal ini terjadi karena kandungan entalpi uap bekas yang meninggalkan turbin kurang lebih untuk 0,04 bar, 29°C besarnya 2000 KJ/Kg. Uap baru pada tekanan 160 bar, 530°C mempunyai entalpi kurang lebih 3400 KJ/Kg dan asal uap tersebut adalah dari air dengan temperatur 29°C entalpinya 120 KJ/Kg yang dipanaskan dan dibuat di ketel uap.

Untuk memperkecil kalor yang dibutuhkan untuk pembuatan uap, maka sebagian uap yang berada di dalam turbin di ekstraksikan (dikeluarkan dari turbin) supaya entalpinya bisa dipakai untuk pemanasan pendahuluan (air pengisi ketel sebelum dimasukkan ke dalam ketel dipanaskan lebih dahulu), dengan menggunakan sistim ini randemen pross mengalami perbaikan dan kenaikan randemen sekitar 7%. Sistem seperti ini disebut juga sebagai "Sistem Regenerativ", karena kalor yang berproses tidak keluar dibuang bersama-sama air pendingin, melainkan ikut dimasukkan dalam siklus proses tenaga uap.

Sebuah turbin uap dapat beberapa kali diekstraksi, sehingga temperatur air pengisi ketel makin lama makin tinggi karena dipanasi dengan beberapa uap ekstraksi (uap yang dicerat dari turbin), dengan adanya ekstraksi ini, maka untuk daya turbin yang tertentu uap baru yang dimasukkan ke dalam turbin harus lebih banyak, tetapi selalu hanya sebagian kecil

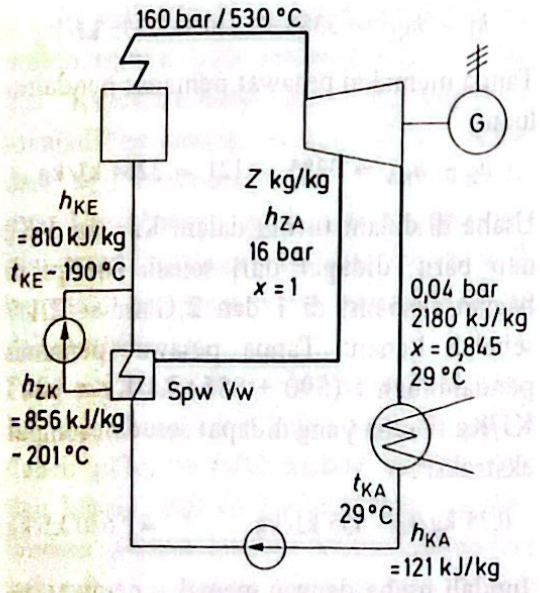
Dipindai dengan CamScanner

saja uap yang masuk ke dalam kondensator. Dengan demikian kapasitas uap baru yang masuk ke dalam turbin $\dot{V} = m \cdot v$ dalam m^3/detik = (Kg/detik)·(m^3/Kg) menjadi bertambah besar, yang berarti sudu-sudu di awal turbin dan diameter rodanya harus dibuat lebih besar juga. Tetapi di lain pihak kapasitas uap bekas yang meninggalkan turbin menjadi makin kecil dan keuntungannya adalah kandungan air uap bekas makin sedikit, roda turbin bisa dibuat lebih kecil dan sudu-sudunya bisa dibuat lebih pendek. Dasar dari keterangan di atas adalah uap baru dengan tekanan 160 bar, 530°C volume spesifiknya v = 0,0205 m^3/Kg, sedangkan uap bekas dengan tekanan 0,04 bar, x = 0,85 mempunyai v = 30 m^3/Kg. Jadi selama uap ekspansi di dalam turbin tidak hanya mengalami pendinginan tetapi juga volume uap yang mengalir di dalam turbin mengembang menjadi bertambah besar. Dengan adanya perbaikan randemen thermis dan perbaikan bentuk penampang aliran di dalam turbin, maka untuk proses tenaga uap dengan tekanan tinggi dan daya yang besar umumnya menggunakan sistim pemanas pendahuluan air pengisi ketel yang bertingkat.

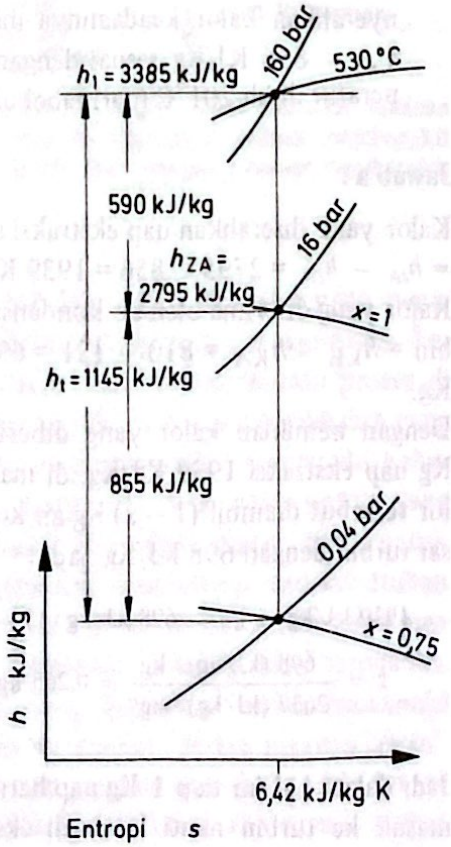
Untuk memberikan pandangan dalam penghematan bahan bakar perbaikan randemen, harus diadakan contoh perhitungan singkat yang juga masih termasuk dalam tema pokok "Turbin uap" dan dalam hal ini secara tidak langsung karena penghematan bahan bakar itu dilaksanakan di dalam ketel uap.

Contoh 3 : Pemanasan pendahuluan air pengisi ketel dengan uap yang di ekstraksi dari turbin.

Proses siklus dengan data uap dari turbin ekstraksi 1 tingkat terdapat pada Gambar 2.1.7.



Gambar 2.1.7 Bagan hubungan 1 tingkat pemanasan pendahuluan air pengisi ketel dengan uap yang diekstraksi dari turbin; Gambaran dan harga perhitungan untuk contoh 3 di dalam diagram $h - s$.



Uap baru yang masuk ke dalam turbin = uap yang keluar dari ketel uap = 160 bar, 530°C.
Uap ekstraksi (uap yang dicerat dari turbin) tekanannya 16 bar, x = 1 mengikuti proses ekspansi isentropik.
Tekanan uap bekas yang ke luar dari turbin = 0,04 bar.
Perhitungan dilakukan terhadap tiap 1 Kg uap baru yang masuk ke dalam turbin .

a) Berapakah uap ekstraksi (yang harus dikeluarkan dari turbin) z dalam Kg/Kg yang diperlukan untuk pemanasan pendahuluan air kondensat utama dari temperatur t_{KA} = 29°C dan h_{KA} = 121 KJ/Kg menjadi air pengisi ketel dengan temperatur t_{KE} = 190°C dan h_{KE} = 810 KJ/Kg?
Uap ekstraksi meninggalkan turbin dengan tekanan 16 bar, x = 1 dan t = 201°C (tabel uap). Di dalam pesawat pemanas lanjut uap ekstraksi ini akan mengembun dan setelah menyerahkan kalor keadaannya menjadi h_{zK} = 856 KJ/Kg sesuai dengan temperatur didih 201°C (dari tabel uap).

Jawab a :

Kalor yang diserahkan uap ekstraksi adalah $= h_{zA} - h_{zK} = 2795 - 856 = 1939$ KJ/Kg.
Kalor yang diterima oleh air kondensat turbin = $h_{kE} - h_{KA} = 810 - 121 = 698$ KJ/Kg.
Dengan demikian kalor yang diberikan z Kg uap ekstraksi 1939 KJ/Kg, di mana kalor tersebut diambil (1 – z) Kg air kondensat turbin dengan 698 KJ/Kg, jadi :

$$1939 \text{ kJ/kg} \cdot z \text{ kg} = 698 \text{ kJ/kg} \cdot (1 - z) \text{ kg}$$

$$z = \frac{698 \text{ (kJ/kg)} \cdot \text{kg}}{2637 \text{ (kJ/kg)} \cdot \text{kg}} = 0{,}265 \text{ kg/kg}$$

Jadi dalam hal ini tiap 1 Kg uap baru yang masuk ke turbin nanti harus di ekstraksi (dikeluarkan dari turbin) sebesar 0,265 K dan sisanya sebesar 0,735 Kg terus be ekspansi di dalam turbin dan pergi ke ko densator.

Keterangan: Bila pemanas pendahulua harus menghasilkan air pengisi ketel denga temperatur yang makin tinggi, maka aka makin banyak dan makin tinggi pula tem peratur uap yang harus di ekstraksi da turbin.

b) : Berapa prosen kah perbaikan rande men thermis yang bisa dicapai prose ini ?

Jawab b :

Proses ini sama dengan menjawab pertanyaan, bagaimana caranya mendapatkan usaha yang lebih banyak dari suatu pemakaian kalori bahan bakar yang telah tertentu.
Kalori yang dipakai pesawat pembuat uap :
Dengan memakai pesawat pemanas pendahuluan air pengisi ketel :

$$h_1 - h_{KE} = 3385 - 810 = 2575 \text{ kJ/kg}$$

Tanpa memakai pesawat pemanas pendahuluan :

$$h_1 - h_{KA} = 3385 - 121 = 3264 \text{ kJ/kg}$$

Usaha di dalam turbin dalam KJ tiap 1 Kg uap baru, didapat dari selisih entalpi di bagian ekspansi di 1 dan 2,Gambar 2.1.1 sebelah kanan: Tanpa pesawat pemana pendahuluan : (590 + 855) KJ/Kg = 144 KJ/Kg. Usaha yang didapat sesudah tempa ekstraksi :

$$0{,}75 \text{ kg/kg} \cdot 855 \text{ kJ/kg} = 640 \text{ kJ/k}$$

Jumlah usaha dengan memakai pesawat pe manas pendahuluan :

$$(590 + 640) \text{ kJ/kg} = 1230 \text{ kJ/k}$$

Di dalam pesawat pembuat uap pemakaia kalori bahan bakar yang bisa dirubah men jadi usaha adalah :

Dipindai dengan CamScanner

Dengan menggunakan pesawat pemanas pendahuluan :

$$\frac{1230 \text{ kJ/kg (usaha)}}{2575 \text{ kJ/kg (pemakaian kalor)}} \cdot 100;$$

$\eta = 47{,}9\%$

Tanpa menggunakan pesawat pemanas pendahuluan :

$$\frac{1445 \text{ kJ/kg (usaha)}}{3264 \text{ kJ/kg (pemakaian kalor)}} \cdot 100;$$

$\eta = 44{,}2\%$

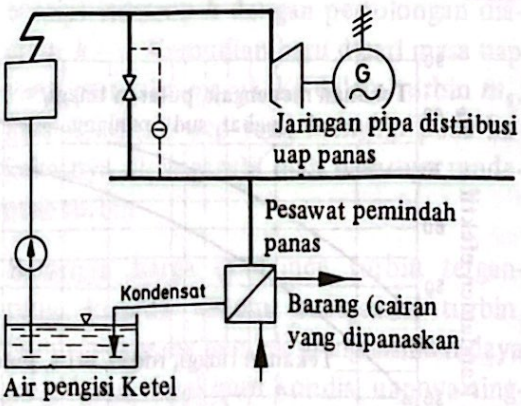
Hasil dan keterangan

Perbaikan randemen yang bisa dicapai dalam proses ini adalah 3,7%; sesuai dengan makin sedikitnya pemakaian bahan bakar, makin sedikit kerugian di dalam ketel dan makin sedikit pula kerugian kalor di turbin. Kapasitas kerja tiap 1 Kg uap baru menjadi berkurang, tetapi hal ini dilihat dari segi ekonomi tidak ada pengaruhnya. Untuk suatu daya pada kopling turbin yang besarnya tertentu harus lebih banyak uap baru yang dimasukkan ke dalam turbin.

Pada pokoknya dasar dari perbaikan tersebut adalah sebagian kalor yang berproses dalam siklus ini tidak melalui kondensator dan hilang pergi ke daerah sekitarnya, melainkan dengan adanya selisih temperatur kalor yang sebagian tersebut bisa digunakan untuk berproses kembali. Dalam praknya tergantung kepada besar kecilnya pusat listrik tenaga uap dan dilaksanakan dengan 4 sampai 9 tingkat ekstraksi, dan karena itu bisa dipastikan perbaikan randemennya mencapai sekitar 7%.

2.1.5 Turbin tekanan lawan (tidak memakai pengembunan) dan turbin yang hanya sebagian uapnya melewati kondensator

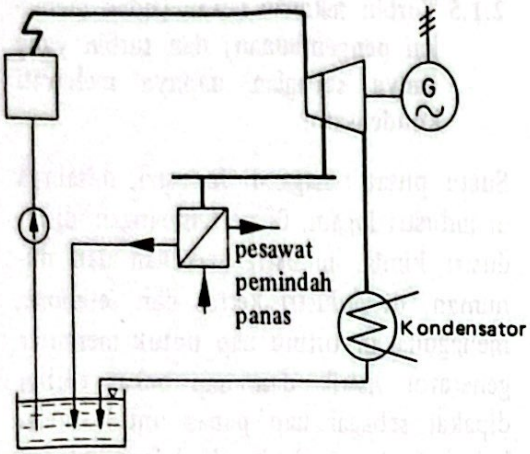
Suatu pusat tenaga di Industri, misalnya di industri logam, di pertambangan, di industri kimia, industri makanan dan minuman, di industri kertas dan sellulose, menggunakan turbin uap untuk memutar generator listrik dan uap bekas turbin dipakai sebagai uap panas untuk melakukan berbagai proses di dalam industri tersebut. Bagan dari instalasi untuk industri seperti tersebut di atas terdapat pada Gambar 2.1.8.



Gambar 2.1.8. Bagan suatu instalasi tekanan lawan dan hubungannya dengan pembangkit tenaga listrik dan dengan pesawat pembangkit panas.

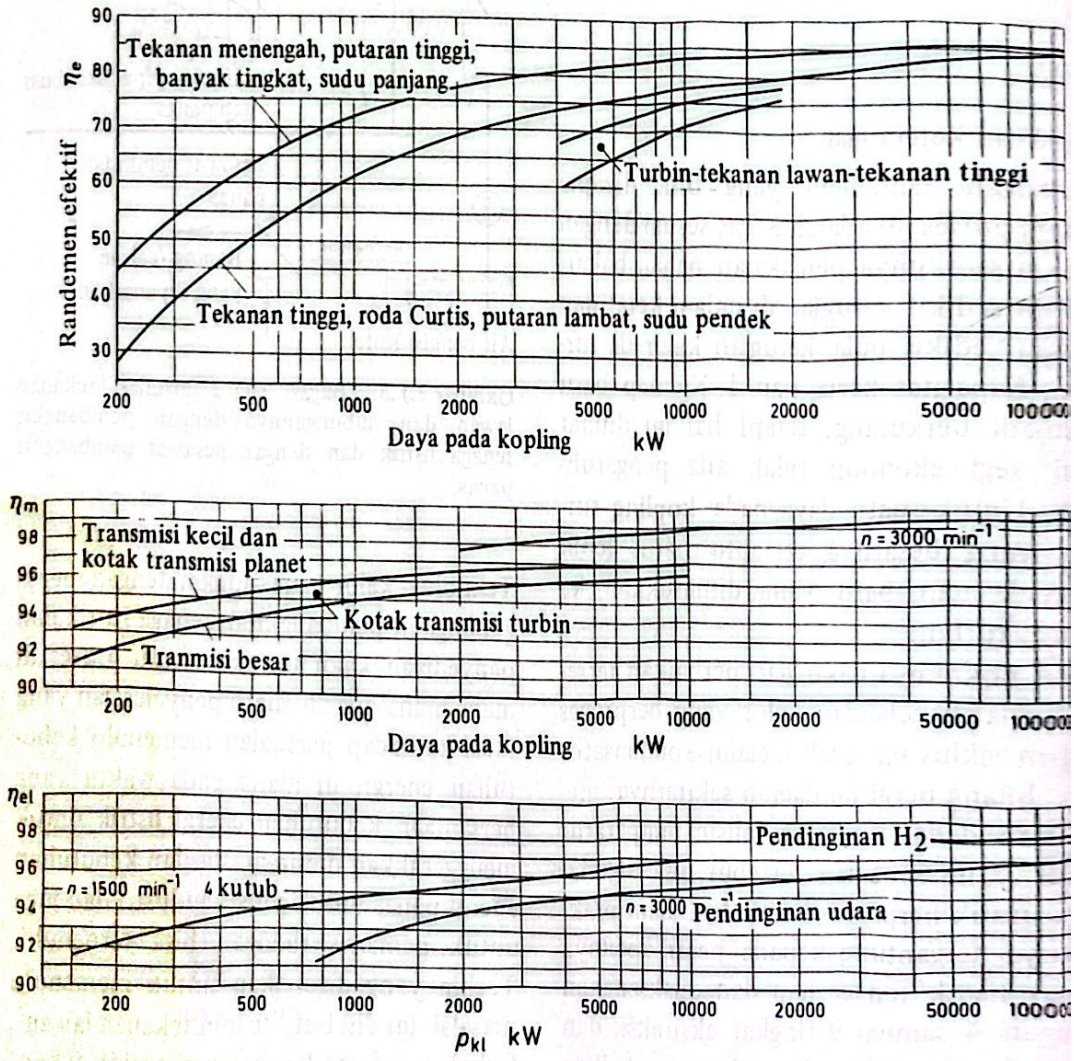
Teknologi kalor yang dipakai dengan menggabungkan pembangkitan tenaga listrik dan penyediaan kalor untuk sesuatu proses di mana-mana adalah suatu penyelesaian yang ideal terhadap persoalan memenuhi kebutuhan energi, di mana pada waktu yang bersamaan kebutuhan energi listrik untuk menggerakkan mesin-mesin dan kebutuhan energi panas untuk proses industri dan juga untuk pemanas ruangan bisa terpenuhi. Turbin yang digunakan untuk memenuhi masalah ini disebut "turbin tekanan lawan' (sebab uap yang ke luar dari turbin tekannya lebih besar dari 1 bar karena turbin

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.1.9 Bagan instalasi dari suatu turbin yang hanya sebagian uapnya yang melewati kondensator dan hubungannya dengan pembangkit tenaga listrik dan dengan pesawat pembangkit panas.

tidak memakai pengembunan/kondensato
Tekanan uap bekas di saluran ke luar t
bin tergantung kepada keperluan pemak
uap tersebut, besarnya sekitar 2 samp
6 bar. Pesawat pemindah panas dioperas
kan dengan menggunakan "kalor yang d
lepaskan oleh uap yang mengembun", T
kanannya dipilih sedemikian rupa sehin
ga temperatur didih yang diperlukan bi
dipenuhi, misalnya bila harus dipanaska
sampai sekitar 160°C maka tekannanny
diambil sekitar 6 bar. Uap baru ya
dimasukkan ke dalam turbin tekananny
harus ditentukan sedemikian rupa hing
selisih entalpi di dalam turbin bisa mem



Gambar 2.1.10 Randemen η_e (didapatkan $\eta_i = \eta_e/\eta_m$) dan η_m dari turbin uap serta η_{el} dari gener
turbo

Dipindai dengan CamScanner

nuhi kebutuhan untuk membangkitkan energi listrik.

Pada sistim hubungan seperti pada Gambar 2.1.8 besarnya energi listrik yang dihasilkan turbin tergantung kepada kapasitas uap yang sudah dikurangi oleh pesawat yang membutuhkan panas. Bila kapasitas uap yang diambil tersebut berubah-ubah, maka akan terjadi perubahan kapasitas uap bekas yang ke luar dari turbin yang cukup besar juga dan hal ini harus diperhitungkan, karena itu turbinnya dilengkapi dengan kondensator sehingga sistimnya menjadi "turbin yang hanya sebagian uapnya yang melewati kondensator", lihat Gambar 2.1.9. Dalam hal ini daya yang dihasilkan turbin tergantung kepada permintaan, pembagian uapnya lebih banyak ke bagian turbin tekanan tinggi atau ke turbin tekanan rendah, pembagian uap tersebut harus sedemikian rupa sehingga diperoleh pengaturan yang baik dan seimbang serta memberikan kemungkinan turbin bisa beroperasi dengan baik. Bekerjanya turbin tergantung kepada besarnya panas jatuh, keadaan uap dan kapasitas uap yang dimasukkan ke dalam sebuah atau ke dalam kedua buah rumah turbin.

2.1.6 Daya yang dihasilkan, Randemen, Kapasitas uap

Turbin uap dibuat dengan mempunyai daya yang telah tertentu. Daya yang dihasilkan turbin diperoleh dari selisih entalpi (panas jatuh) dan kapasitas uap (masa aliran uap persatuan waktu) yang masuk ke dalam turbin. Dan pada saat transformasi energi di dalam turbin terjadi kerugian, hingga daya yang dihasilkan turbin dihitung dari :

$$P = h \cdot \dot{m}_s \cdot \eta_i \cdot \eta_m \quad \text{dalam kW}$$

h = Selisih entalpi dari ekspansi esentropik antara uap baru yang masuk ke dalam turbin dengan uap bekas yang keluar dari turbin, dalam KJ/Kg.

$\dot{m}_s$ = Kapasitas uap (masa uap yang masuk ke dalam turbin persatuan waktu), dalam Kg/detik

η_i = Randemen dalam dari turbin

η_m = Randemen mekanis dari turbin.

Dan Randemen kopling dari turbin

$\eta_i \cdot \eta_m = \eta_e$

Bila telah diketahui turbin harus memberikan daya pada kopling sebesar P, dan dari kondisi uap baru dan uap bekasnya yang juga telah diketahui, bisa dicari selisih entalpi isentrop h dengan pertolongan diagram $h - s$. Kemudian baru dicari masa uap yang mengalir masuk ke dalam turbin m_s, besarnya masa uap yang mengalir pada hakekatnya dipengaruhi oleh besarnya randemen turbin.

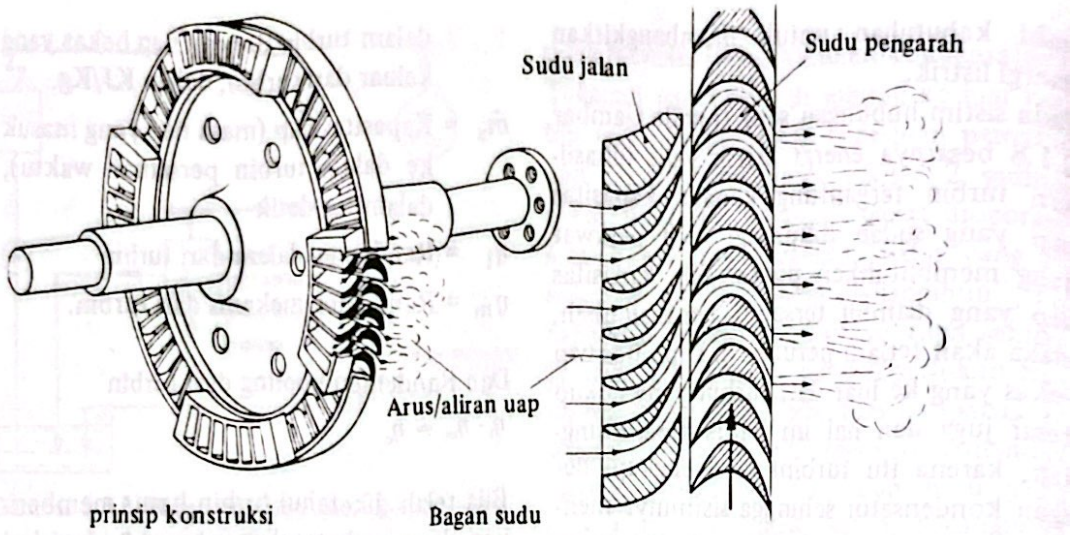
Besarnya harga randemen turbin tergantung kepada sistem sudu-sudu turbin. Sudu-sudu yang pendek menghasilkan daya yang kecil, meskipun kondisi uapnya tinggi (temperatur dan tekanan uap tinggi) tetapi bila ruang antara rotor dan rumah turbin dibuat besar pengaruhnya terhadap peralihan energi adalah tidak menguntungkan.

Ukuran-ukuran utama turbin ditentukan berdasarkan kapasitas uapnya, dan untuk mendapatkan penentuan pendahuluan besarnya kapasitas uap dengan seteliti mungkin bisa menggunakan gambar jalannya randemen seperti yang terdapat pada Gambar 2.1.10.

Bila yang diminta daya pada terminal turbogenerator, maka daya yang dihasilkan turbin harus lebih besar sekitar $1/\eta_{el}$.

Dari mana dan bagaimana pengaruh harga η_e akan dibahas nanti pada bagian "Kerugian di dalam turbin uap".

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.1.11. Bagan cara kerja uap ketika sedang melewati sudu-sudu turbin uap satu tingkat, bentuk penampang sudu pengarah dibuat sedemikian rupa supaya dapat melaksanakan ekspansi uap dengan pertambahan kecepatan yang tertentu. Akibat dari ekspansi itu menghasilkan pertambahan volume.

2.1.7 Persamaan kontinuitas; Penampang saluran

Persamaan kontinuitas sudah dibahas pada bagian "Turbin air". Untuk masalah ini diterangkan kembali karena terjadi perubahan volume spesifik uap v yang terus menerus.

$$\dot{m}_s \cdot v = A \cdot c$$

$\dot{m}_S$ dalam Kg/detik; v dalam m^3/Kg; A dalam m^2 ; c dalam m/detik.

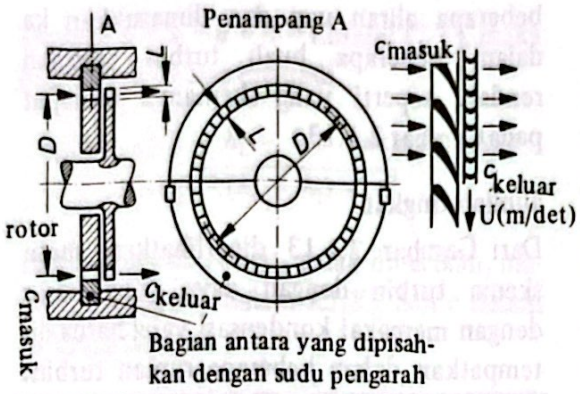
Yang diketahui kebanyakan kapasitas uap (masa uap yang mengalir persatuan waktu). Kecepatan uap masuk dan ke luar dari saluran serta volume spesifiknya. Kemudian yang harus dihitung adalah besarnya penampang saluran yang dilewati uap.

Pada Gambar 2.1.11 diperlihatkan cara kerja/kelakuan uap ketika di dalam turbin uap satu tingkat. Volume aliran uap tidak mencukupi bila harus masuk ke sudu jalan dengan melalui sudu pengarah yang dipasang di seluruh keliling turbin, untuk itu dilaksanakan pengisian sebagian yaitu hanya sebagian dari keliling yang digunakan untuk pemasangan sudu pengarah dengan demikian hanya sebagian dari keliling turbin yang dipakai untuk pengisian uap. Bila volume aliran uap sedikit dan harus dimasukkan melalui seluruh keliling turbin maka kemungkinan yang bisa dilaksanakan adalah diameter roda atau tinggi sudu diperkecil. Dalam hal ini ada beberapa masalah yang saling bergantungan yang segera akan dibahas.

Untuk memberikan gambaran tentang penampang saluran bisa dilihat pada Gambar 2.1.12 dan contoh perhitungan sebagai berikut. Penampang saluran dari suatu tingkat terdiri dari sudu pengarah dan sudu jalan, yang bisa diartikan sebagai lingkaran cincin sudu dengan diameter D dan panjang sudu L. Dengan adanya penguatan dinding (ketebalan) profil sudu maka penampang cincin sudu yang bebas menjadi dipersempit dengan suatu faktor $\tau \approx 0{,}9$. Dengan demikian luas penampang saluran yang dilewati uap

$$A = D \cdot \pi \cdot L \cdot \tau$$

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.1.12. Bagan penampang saluran suatu tingkat turbin uap

Di mana harga D dan L untuk turbin dengan kondesasi yang besar harus sangat diperhatikan untuk itu akan ditunjukkan dalam contoh.

Contoh 4

Uap baru dengan tekanan 170 bar, 530°C diekspansikan sampai 0,065 bar dengan kondisi akhir x = 0,9. Daya pada kopling yang dihasilkan turbin P = 150.000 kW (150 MW). Turbin memakai pemanasan ulang dan juga menggunakan pemanasan pendahuluan air pengisi ketel, dengan adanya uap yang diekstraksi dari turbin maka kondisi uap menjadi seperti berikut :

Volume spesifik dan kapasitas aliran uap dalam turbin didapat dari $\dot{V}_s = \dot{m}_s \cdot v$

Tingkat	pertama	terakhir	
$\dot{m}_s$	120	80	Kg/det
v	0,019	20	m^3/kg
$\dot{V}_s$	2,25	1600	m^3/det

Perhitungan kasar untuk Diameter tingkat (diameter rata-rata lingkaran sudu) dan panjang sudu.

Tingkat pertama

Uap yang masuk ke dalam tingkat harus melalui seluruh keliling turbin (pengisian penuh). Panjang sudu L = 25 mm dan kecepatan uap masuk ke dalam saluran sudu-sudu c = 60 m/detik dengan arah tegak lurus penampang lihat Gambar 2.1.12; harga faktor penyempitan akibat adanya ketebalan sudu τ = 0,9

$$D = \frac{A}{L \cdot \pi \cdot \tau}, \text{ di mana } A = \frac{\dot{V}_s}{c}$$

$$D = \frac{\dot{V}_s}{c \cdot L \cdot \pi \cdot \tau}$$

$$= \frac{2{,}25 \text{ m}^3/\text{detik}}{60 \text{ m/det} \cdot 0{,}025 \text{ m} \cdot \pi \cdot 0{,}9}$$

$$= 0{,}53 \text{ m}$$

Tingkat terakhir

Pertambahan volume uap yang banyak mengakibatkan penentuan luas penampang saluran uap harus diperbesar, yang berarti diameter dan panjang sudu-sudu harus dibuat lebih besar. Untuk pembuatan diameter tingkat dan panjang sudu yang besar ini ada batasannya yang berbeda-beda, misalnya adanya beban gaya sentrifugal dan kecepatan aliran uap ke luar. Pertimbangan dari segi kekuatan untuk perbandingan $D/L = \lambda$ harganya harus tidak boleh lebih kecil dari 3,2. Kecepatan uap keluar harus tidak boleh lebih besar dari pada kecepatan suara Kecepatan suara dalam uap basah harganya sekitar 360 m/detik.

Bila kecepatan uap c = 320 m/detik, maka

$$A = \frac{\dot{V}_s}{c} = \frac{1600 \text{ m}^3/\text{det}}{320 \text{ m/det}} = 5{,}0 \text{ m}^2$$

Dari $A = D \cdot \pi \cdot L \cdot \tau$ dengan $L = D/\lambda$ juga $A = D^2 \cdot \pi \cdot \tau/\lambda$, dengan $\lambda = D/L = 3{,}5$

$$D = \sqrt{\frac{A \cdot \lambda}{\pi \cdot \tau}} = \sqrt{\frac{5 \text{ m}^2 \cdot 3{,}5}{3{,}14 \cdot 0{,}9}}$$

$$= \sqrt{6{,}18} = 2{,}50 \text{ m}$$

Dengan demikian panjang sudu harus dibuat $L = D/\lambda$ = 2,50 m/3,5 = 0,715 m dan

Dipindai dengan CamScanner

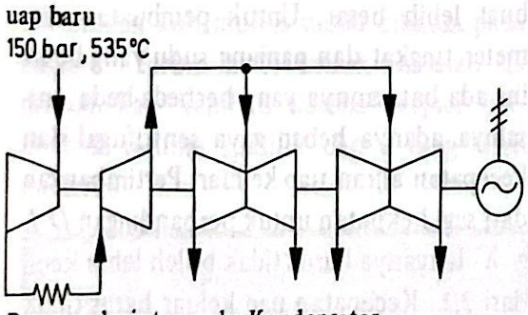
penampang saluran untuk aliran uap ke luar menjadi

$$A = D \cdot \pi \cdot L \cdot \tau = 2{,}5\,\text{m} \cdot \pi \cdot 0{,}715\,\text{m} \cdot 0.9 = 5{,}0\,\text{m}^2.$$

Hasilnya :

	Tingkat pertama	Tingkat terakhir	
D	530	2500	mm
L	25	715	mm

Dengan demikian pada tingkat terakhir diameter luarnya didapat dari $(D + L)$ = 3,125 m dan untuk kecepatan putar turbin n = 3000 menit,$^{-1}$ kecepatan kelilingnya menjadi u = 3,215 m · π · 3000 menit^{-1}/60 detik/menit = 505 m/detik. Dari sini akan timbul suatu gaya sentrifugal yang sangat besar.



Gambar 2.1.13 Turbin dengan daya yang besar dengan memakai kondensasi dengan bagian uap tekanan tinggi, tekanan menengah dan 2 bagian turbin tekanan rendah.

Uap yang keluar dari turbin tekanan tinggi dibagi dan dimasukkan ke dalam beberapa tingkat turbin tekanan rendah.

Untuk menghindari jangan sampai diameter tingkat (diameter rata-rata lingkaran sudu pada tingkat itu) terlalu besar dan kecepatan keliling yang terlalu tinggi, maka uap bekas yang ke luar dari turbin dengan tekanan yang lebih tinggi dibagi menjadi beberapa aliran uap dan dimasukkan ke dalam beberapa buah turbin tekanan rendah, seperti yang skemanya terdapat pada Gambar 2.1.13.

Jumlah tingkat

Dari Gambar 2.1.13 diperlihatkan suatu skema turbin dengan daya yang besar dengan memakai kondensasi yang harus ditempatkan dalam beberapa rumah turbin. Setiap tingkat bisa dioperasikan dengan selisih entalpi mulai 40 KJ/Kg sampai 250 KJ/Kg, untuk seluruh turbin ini bisa beroperasi dengan semua selisih entalpi sampai 1700 KJ/Kg. Pembahasan secara satu-satu (pertingkat) akan dilakukan nanti di bagian yang lain.

2.1.8 Aliran uap ketika melewati sudu pengarah dan sudu jalan

Energi bebas dari selisih entalpi (panas jatuh), memperbesar pergerakan energi uap; di dalam saluran sudu-sudu turbin energi tersebut akan memberikan gaya keliling dan menggerakkan roda turbin dengan demikian energi tersebut berubah menjadi kerja.

Pada ekspansi isentropik dari aliran uap bila pada permulaannya telah tersedia energi sejumlah E, maka pada semua tempat di dalam saluran jumlah energinya adalah tetap sama, tetapi seperti yang pernah dibahas pada bab. 1.2, di dua tempat yang berurutan seperti pada tempat 1 dan tempat 2 dalam Gambar 2.1.14 akan terjadi perubahan bentuk energi.

Energi tempat + Energi kecepatan + Energi tekanan + Energi dalam = Konstan.

Pada aliran uap di dalam turbin besarnya energi tempat akibat dari perbedaan tinggi uap masuk dan tinggi uap ke luar bisa diabaikan dan persamaan energi menjadi

$$c_1^2/2 + p_1 \cdot v_1 + u_1 = c_2^2/2 + p_2 \cdot v_2 + u_2$$

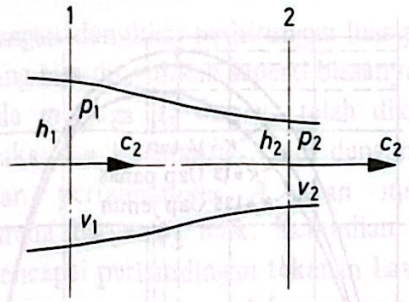
Dipindai dengan CamScanner

Dengan $p \cdot v + u = h$ = Entalpi (2.1), maka persamaan di atas menjadi

$$c_2^2/2 - c_1^2/2 = h_1 - h_2 \quad \text{dan selanjutnya}$$
$$c_2 = \sqrt{2 \cdot (h_1 - h_2) + c_1^2}$$

Bila kecepatan awal c_1 tidak diberikan, maka umumnya h dalam KJ/Kg dan c dalam m/detik didapat

$$c = \sqrt{2 \cdot 1000 \cdot (h_1 - h_2)} = 44{,}72 \cdot \sqrt{h_1 - h_2}$$



Gambar 2.1.14. Perubahan dari energi panas ke dalam energi kecepatan aliran.

Pada diagram $h - s$ yang dicetak besar bisa diketemukan sebuah nomogram, di mana nomogram tersebut bisa dibaca $c = f(h)$ *dan* $h = f(c)$.

Contoh 5

Uap dengan tekanan 20 bar, 350°C di ekspansikan dalam suatu alat pengarah yang sempurna tanpa kerugian menjadi uap dengan tekanan 3 bar. Berapakah kecepatan akhir uap itu bila kecepatan awalnya c_1 = nol ? Bagaimanakah kondisi uap di bagian ke luar, bila harga-harga uap tersebut dibaca dari diagram $h - s$?

Penyelesaian

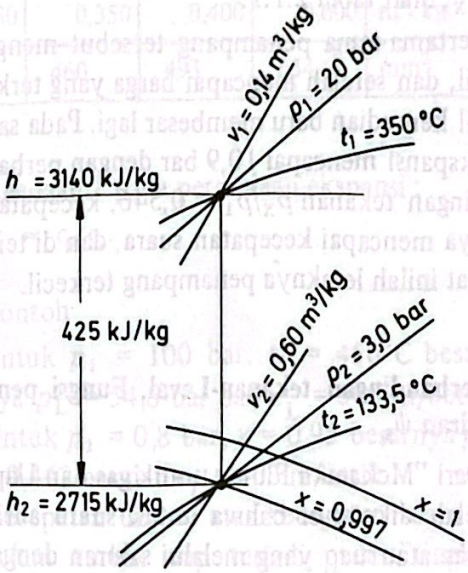
Dengan p_1 = 20 bar dan t_1 = 350°C berarti uap mempunyai entalpi h_1 = 3140 KJ/Kg. Spesifik volumenya v_1 = 0,14 m³/Kg. Sesudah uap berekspansi isentropik sampai 3 bar kondisinya menjadi h_2 = 2715 KJ/Kg, v_2 = 0,60 m³/Kg, x = 0,966 Kg/Kg, lihat Gambar 2.1.15.

Dari selisih entalpi

$$h_1 - h_2 = 3140 - 2715 = 425 \text{ kJ/kg}$$

Jadi

$$c_2 = 44{,}72 \cdot \sqrt{425} = 923 \text{ m/det.}$$



Gambar 2.1.15. Penentuan data uap dalam diagram $h - s$

Banyaknya aliran uap, perbandingan tekanan, bentuk penampang saluran

Sesuai dengan persamaan kontinuitas untuk gas dan uap bentuk penampang saluran dengan ekspansi maju pertama-tama mengecil, tetapi setelah mencapai kecepatan suara pada ekspansi selanjutnya kembali dibuat membesar.

Untuk masalah ini akan dijelaskan dengan singkat memakai harga-harga yang terdapat pada contoh yang lalu.

Contoh 6

Suatu masa aliran uap panas m_S = 1 Kg/detik dengan p_1 = 20 bar dan t_1 = 350°C harus diekspansikan isentropik sampai 3 bar.

Dipindai dengan CamScanner

Penampang saluran A harus dilaksanakan bagaimana supaya bisa memenuhi persamaan kontinuitas?

Jawab .

Dari diagram $h - s$ bisa dilihat pertambahan ekspansi tahap demi tahap, harga $h_1 - h_x$, besaran-besaran keadaan uap seperti p_x , v_x dan selanjutnya bisa didapat harga A_x, lihat tabel 2.1.1.

Pertama-tama penampang tersebut mengecil, dan setelah mencapai harga yang terkecil kemudian baru membesar lagi. Pada saat ekspansi mencapai 10,9 bar dengan perbandingan tekanan $p_x/p_1 = 0{,}546$, kecepatannya mencapai kecepatan suara, dan di tempat inilah letaknya penampang terkecil.

Perbandingan tekanan-Laval, Fungsi pengaliran ψ_s

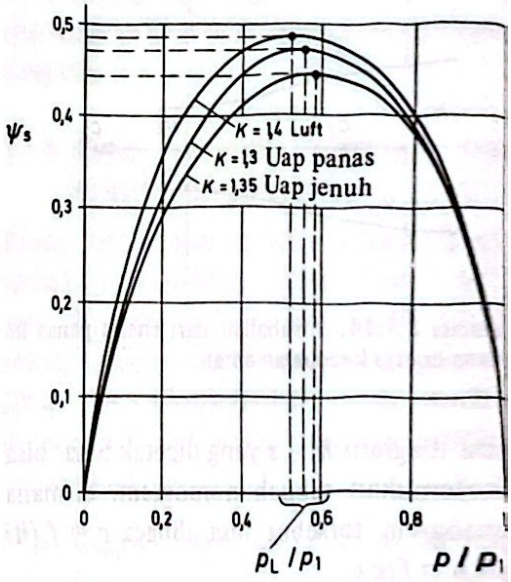
Dari "Mekanika Fluida untuk gas dan Uap" telah diketahui bahwa untuk suatu aliran Gas atau uap yang melalui saluran dengan luas penampang A, maka masa uap atau gas yang mengalir persatuan waktu bisa dihitung dari .

$$\dot{m}_s = A \cdot \psi_s \cdot \sqrt{2 \cdot (p_1/v_1)}$$

Fungsi pengaliran ψ_s tergantung kepada $\chi = c_p/c_v$ dan perbandingan tekanan p/p_1, p_1 adalah tekanan pada waktu masuk dan p adalah tekanan pada waktu ke luar. Lintasan kurve ψ_s terhadap p/p_1 terdapat pada Gambar 2.1.16.

Pada saat ψ_s mempunyai harga yang maksimum harga perbandingan p/p_1 di tempat tersebut disebut sebagai perbandingan tekanan Laval p_L/p_1 (dahulu disebut "perbandingan tekanan kritis", dan harganya $\psi_{s\,max}$ adalah :

$$\psi_{s\,maks} = \frac{2}{\varkappa + 1}^{1/(\varkappa - 1)} \cdot \sqrt{\frac{\varkappa}{\varkappa + 1}}$$



Gambar 2.1.16. Lintasan bilangan pengaliran ψ terhadap perbandingan tekanan p/p_1

Untuk gas dan uap harga $\psi_{s\,maks}$ adalah berbeda-beda, dan di bawah ini dicantumkan beberapa harga yang menarik perhatian

Gas atau uap air	$\varkappa$	p_L/p_1	$\psi_{s\,maks}$
Gas dengan 2 atom, Udara	1,4	0,528	0,484
Gas dengan 3 atom, Uap panas lanjut	1,3	0,546	0,473
Uap jenuh	1,135	0,577	0,450
Uap basah $\varkappa = 1{,}035 + 0{,}1 \cdot x$	Harga dihitung		

Tabel 2.1.1

p_1	20	20	20	20	20	20	20	bar
p_x	20	15	10,9	8	6	5	3	bar
h_1	3140	3140	3140	3140	3140	3140	3140	kJ/kg
h_x	3140	3060	2920	2912	2850	2810	2715	kJ/kg
$h_1 - h_x$	0	80	160	228	290	330	425	kJ/kg
c_x	0	400	565	675	763	812	920	m/det
v_x	0,140	0,175	0,224	0,280	0,350	0,400	0,600	m^3/kg
A_x		436	395	415	460	493	654	mm^2

Dengan demikian perhitungan luas penampang bisa ditentukan seperti biasanya.
Bila m_s juga p_1 dan v_1 telah diketahui, maka A = konstan/ψ_s. Jadi dengan demikian pertama-tama A akan mengecil, karena harga ψ_s naik. Kemudian setelah mencapai perbandingan tekanan Laval (Kecepatan suara) harga A harus kembali bertambah besar, karena harga ψ_s berkurang.
Hasil dari contoh 6 memperlihatkan bentuk profil penampang ini.

Di bawah kecepatan suara, Kecepatan suara dan di atas kecepatan suara

Dari bentuk konstruksi sudu pengarah dan sudu jalan untuk turbin uap atau untuk turbin gas besarnya kecepatan ke luar dapat diketahui. Kecepatan suara jarang sekali bisa dicapai, karena itu bentuk profil penampang sudu mulai dari bagian masuk sampai ke bagian ke luar bentuknya adalah mengecil.

Kecepatan suara

$c_L = \sqrt{2 \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \varkappa/(\varkappa + 1)}$ atau

$c_L = \sqrt{\varkappa \cdot p_L \cdot v_L}$

Tekanan Laval

$p_L = 0{,}577 \cdot p_1$ untuk uap jenuh

$p_L = 0{,}546 \cdot p_1$ untuk uap panas lanjut

Keadaan 1 pada permulaan ekspansi :

$\varkappa = c_p/c_v$.

Contoh

Untuk p_1 = 100 bar, t_1 = 450°C besarnya p_L = 54,6 bar dan c_L = 565 m/detik.
Untuk p_1 = 0,8 bar, x = 0,95 besarnya p_L = 0,462 bar dan c_L = 403 m/detik.
Kecepatan uap di atas kecepatan suara di dalam turbin uap terjadi pada "tingkat Curtis", dan juga terjadi di dalam tingkat terakhir dari turbin uap yang besar yang menggunakan kondensasi.

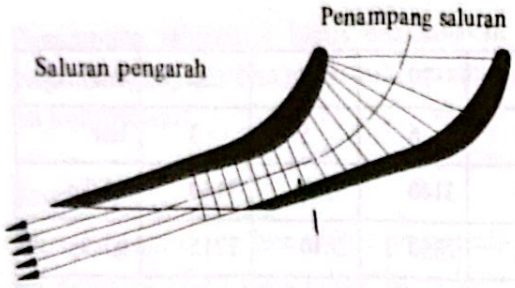
Penampang saluran pada turbin uap

Supaya dapat membedakan maka diberikan beberapa istilah sebagai berikut:

Saluran pengarah, Gambar 2.1.17.

Bila kecepatan uap yang ke luar dari saluran tidak harus mencapai kecepatan suara, maka bentuk profil saluran mulai dari pembulatan di bagian masuk sampai ke penampang di bagian ke luar terdapat pengurangan atau pengecilan penampang yang tetap. Panjang saluran ditentukan sedemikian rupa sehingga pancaran uap yang ke luar dari saluran bisa dihantarkan dengan baik dan tidak menyebar.

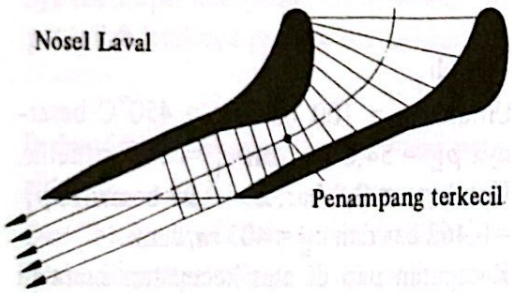
Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.1.17. Saluran pengarah

Nosel Laval, Gambar 2.1.18

Kecepatan uap ke luar lebih besar daripada kecepatan suara. Bentuk penampangnya pertama-tama mengecil lebih dahulu sampai ke A_{min} kemudian baru membesar lagi.



Gambar 2.1.18. Nosel Laval

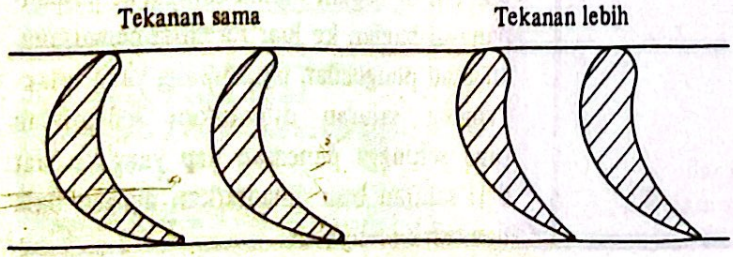
Saluran sudu jalan, Gambar 2.1.19.

Bentuk saluran ini harus sesuai dengan kondisi uap yang melewatinya. Dengan demikian terdapat bentuk profil sudu jalan yang hanya merupakan lengkungan murni jadi penampang antara bagian masuk dan bagian keluarnya sama (pada turbin tekanan sama atau impuls) dan bentuk profil yang penampangnya kebagian keluarnya makin berkurang (pada turbin tekanan lebih atau reaksi).

Perubahan tekanan dan kapasitas uap yang masuk ke dalam turbin.

Luas penampang saluran nosel dan sudu-sudu di dalam turbin dibuat untuk kondisi operasi turbin dengan beban penuh. Bila turbin dioperasikan dengan kondisi beban sebagian atau lebih besar dari beban penuh (over load), maka distribusi tekanan di dalam tingkat turbin akan berubah, karena "tekanan uap dinamis" di dalam saluran sudu-sudu menjadi berkurang atau lebih besar, sebab uap yang berekspansi di dalam turbin menjadi lebih sedikit atau lebih banyak kekuatannya. Hal ini terutama terdapat pada tingkat dari sisi bagian uap baru. Bila tekanan pada saluran pengaruh di bagian ke luar turun, maka c dan m_s akan naik, karena harga p/p_1 berubah, dan akan menimbulkan perubahan bilangan pengaliran ψ_s.

Jika turunnya tekanan ini sampai di bawahnya tekanan Laval, maka kecepatan masa uap yang mengalir persatuan waktu m_s dibagian ke luar saluran pengarah akan mencapai kecepatan suara. Ekspansi uap yang selanjutnya sampai di bawah tekanan Laval terjadi di dalam ruang sebelah belakang saluran pengarah. Dengan demikian penampang sebelah ke luar dari saluran pengarah berfungsi sebagai penampang tersempit dari nosel Laval.



Gambar 2.1.19 Profil sudu jalan.

Dipindai dengan CamScanner

2.1.9 Cara kerja dan bagian-bagian turbin uap bertingkat

Turbin uap bertingkat dengan kondensasi dalam satu rumah pada Gambar 2.1.20 bekerja menurut "proses tekanan sama" dengan roda turbin sendiri-sendiri tetapi masih tetap dalam satu poros. Selain itu untuk turbin uap yang dibuat dengan menggunakan "proses tekanan lebih", rotornya terdiri atas sebuah tromol yang dilengkapi dengan sudu-sudu, lihat Gambar 2.2.19. Untuk perbedaan ini akan dijelaskan nanti pada bab selanjutnya.
Turbin uap terdiri dari rotor dan rumah turbin; prinsip fungsi masing-masing dibahas secara singkat sebagai berikut :

Rotor turbin

1 Penggerak pompa oli utama dan regulator.
Di kanan ke dua titik adalah : Baut penutup cepat, bila terjadi kemungkinan putaran rotor turbin sampai lebih besar daripada yang telah ditentukan (overspeed), maka peralatan ini akan bergerak ke luar dan dengan melalui sistem pemindahan tuas uap yang masuk ke dalam turbin bisa dikurangi (ke dua baut tersebut adalah untuk pengaman).

2 Bantalan tekan dan bantalan dukung dari rotor turbin.

3 Tabung paking poros: Dengan adanya paking Labirin kebocoran uap melalui celah antara poros dan rumah turbin yang bebas dari singgungan atau geseran bisa dikurangi dengan sangat atau dibendung, tetapi kerugian kebocoran ini tetap tidak bisa dihindari.

4 Tingkat pertama: Di sini uap baru setelah melalui nosel Laval menggerakkan roda Curtis dengan 2 sudu jalan.

5 Selanjutnya 11 tingkat turbin, yang masing-masing dengan roda turbin sendiri-sendiri; bagian ini bisa disebut sebagai bagian turbin tekanan tinggi.

6 4 tingkat turbin tekanan rendah dengan pertambahan panjang sudu yang sangat besar.

7 Uap dari sebelah pinggir tabung paking poros bagian tekanan tinggi diambil dan dialirkan ke tabung paking tingkat tekanan rendah untuk dipakai sebagai uap perintang.

8 Tabung paking tingkat tekanan rendah, di sebelah kiri tabung ini terdapat tekanan kerendahan (kurang dari 1 bar); dengan dialirkannya uap perintang maka udara luar sekitar turbin terhalang tidak terhisap masuk ke dalam saluran uap bekas.

9 Bantalan dukung penghantar.

10 Kopling, di luar adalah peralatan untuk memutar poros: Setelah turbin berhenti dan sebelum dioperasikan rotor turbin yang besar yang bekerja dengan temperatur uap yang tinggi, diputar dengan pelan-pelan supaya bagian-bagian turbin bisa dipanaskan dengan merata.

11 Bantalan dukung generator.

Rumah turbin

Rumah turbin dibagi di tengah horisontal, dengan maksud supaya rotor bisa ditaruh ke dalam rumah dari atas.

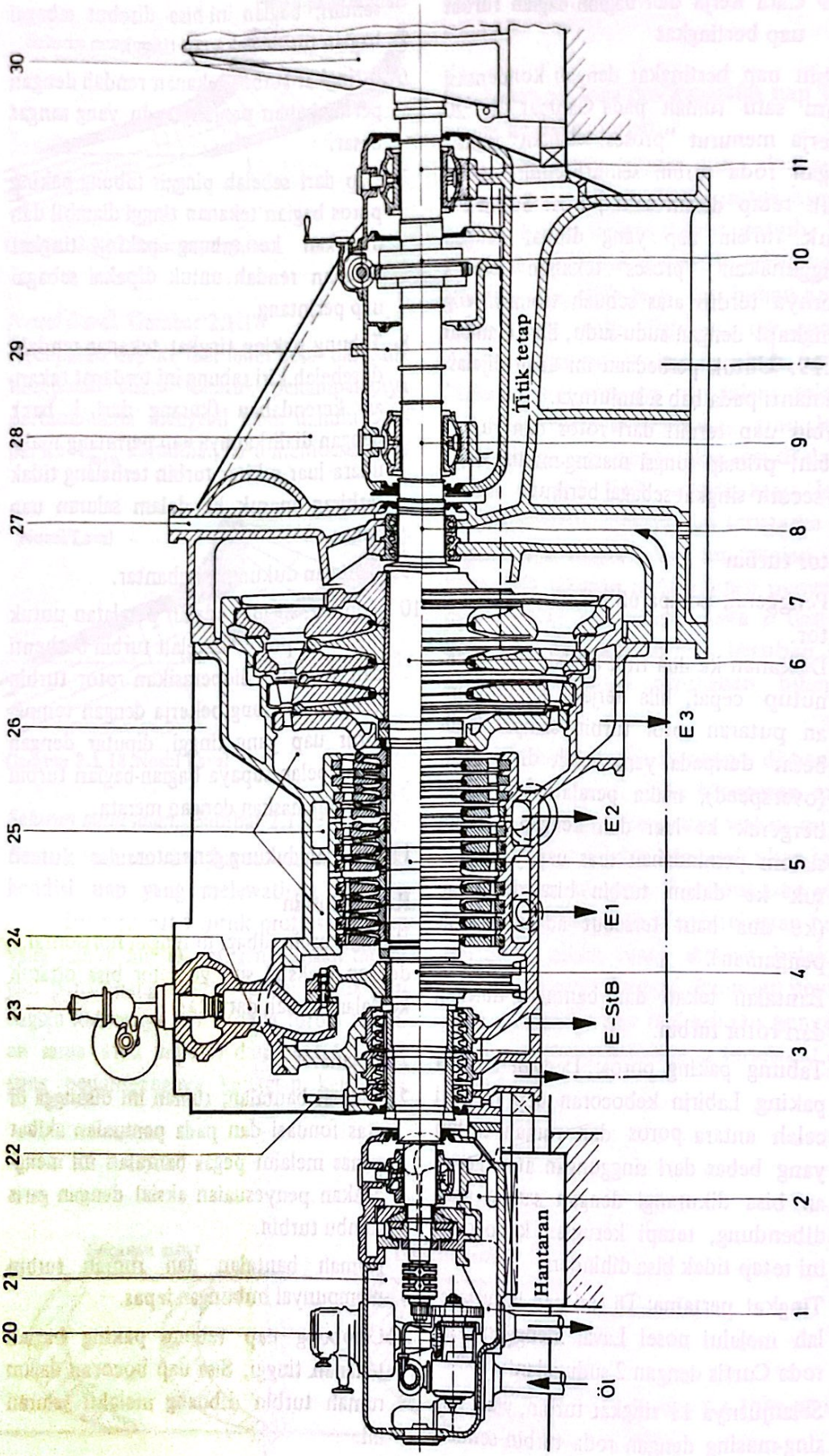
20 Regulator

21 Rumah bantalan; rumah ini disangga di atas fondasi dan pada pemuaian akibat panas melalui pegas bantalan ini mengadakan penyesuaian aksial dengan garis sumbu turbin.

Rumah bantalan dan rumah turbin mempunyai hubungan lepas.

22 Cerobong uap tabung paking bagian tekanan tinggi; Sisa uap bocoran dalam rumah turbin dibuang melalui saluran ini.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.1.20. Irisan memanjang suatu turbin uap dengan jenis konstruksi tekanan sama yang menggunakan kondensator

23 Katup pengatur uap baru; turbin mempunyai 3 sampai 5 katup, yang fungsinya untuk merubah besarnya daya yang dihasilkan turbin dengan jalan mengatur banyaknya uap yang dimasukkan ke dalam turbin.

24 Rumah katup; Pada temperatur uap baru yang tinggi seperti dalam masalah ini, sebagian atau seluruh uap tersebut dialirkan melalui nosel Laval untuk menggerakkan sudu-sudu roda turbin Curtis.

25 Rumah turbin bagian tekanan tinggi; Ruang kosong antara dinding sebelah luar dan dinding dalam digunakan untuk mengalirkan uap ekstraksi (uap yang dicerat dari turbin) E_1 dan E_2 guna dimasukkan ke dalam pesawat pemanas pendahuluan air pengisi ketel. Uap ini melalui lubang di belakang roda jalan 4 dan 7. Tekanan dan temperatur akan terbagi merata, sehingga beban dan tegangan panas (tegangan yang timbul akibat adanya panas) dalam bagian-bagian rumah turbin bisa turun.

26 Pelat pembungkus, di bawah pelat ini terdapat suatu bahan isolasi untuk menyekat panas.

27 Cerobong uap tabung paking tingkat tekanan rendah, dari cerobong ini harus bisa terlihat bahwa sisa uap perintang mengalir ke luar, yang berarti menunjukkan bahwa prosesnya tidak terbalik menjadi udara luar yang terisap masuk ke dalam saluran uap bekas.

28 Saluran uap bekas, yang serentak sebagai penghubung antara turbin dengan kondensator dan "dinding penyekat" dengan pemegang sudu pengarah, di bagian bawah pada E_3 adalah tempat pengambilan uap ekstraksi untuk dialirkan ke pesawat pemanas pendahuluan air pengisi ketel.

29 Pada saluran uap bekas terdapat rumah bantalan yang dituang. Titik tetap: tempat rumah turbin dihubungkan dengan fondasi adalah di sini; Bila rumah turbin memuai karena panas ia akan bergeser dari tempat ini ke kiri. Sebab rumah turbin di titik tetap sini diikat dengan fondasi (maka rumah turbin bagian muka yang akan meluncur di atas fondasi) penyangga sebelah kiri, dengan demikian penumpu bantalan yang di muka (hantaran pada nomor 2) ikut bergeser. Pada waktu yang bersamaan rotor dari bantalan tekan pada nomor 2 juga akan dibawa ke kiri. Tetapi dengan adanya kelonggaran yang ukurannya sesuai dengan geseran ke sisi (yang aksial) antara rotor dan bagian rumah turbin, juga pada tabung paking, maka kontak atau gesekan satu sama lainnya bisa dihindari.

30 Generator turbo.

2.2. PERPINDAHAN ENERGI DALAM TURBIN UAP

Bila panas jatuh atau selisih entalpi yang tersedia cukup besar, maka harus diekspansikan dalam beberapa tingkat secara berurutan. Alasannya adalah untuk mendapatkan perpindahan energi yang effektif, harga batas perbandingan antara kecepatan keliling sudu jalan u dan kecepatan uap c harus dipenuhi. Dan dari tinjauan gaya-gaya yang bekerja serta kekuatan material maka harga u diperbolehkan sampai 300 m/detik. Ukuran penampang masing-masing tingkat harus dibuat sedemikian rupa, sehingga dari aliran uap yang melalui penampang tersebut hanya selalu pada jumlah uap yang tertentu yang bisa berekspansi. Dengan demikian ukuran penampang tersebut dibuat untuk jumlah uap pada saat turbin mengalami pembebanan penuh.
Pada saat turbin mengalami pembebanan sebagian berarti uap yang mengalir makin

Dipindai dengan CamScanner

sedikit, maka pembagian panas jatuh di dalam turbin terganggu dan randemen turbin pun menjadi turun.

Panas jatuh dalam tiap tingkat turbin, prinsipnya adalah seperti pada waktu membahas turbin air, yaitu adanya pembagian panas jatuh pada sudu pengarah dan pada sudu jalan. Untuk itu supaya diperhatikan bahwa tiap masalah tujuannya adalah untuk mendapatkan randemen yang sebaik mungkin. Karena itu akan ditunjukkan, bahwa masalah besarnya panas jatuh dalam tiap tingkat turbin dan dengan demikian penentuan jumlah tingkat, juga pelaksanaan dari konstruksi masing-masing tingkat, yaitu dari pemilihan pembagian panas jatuh pada sudu pengarah dan sudu jalan, sangat besar sekali pengaruhnya dalam penentuan randemen turbin.

Turbin uap dibuat dalam 2 macam konstruksi: Turbin tekanan sama dan turbin tekanan lebih atau bisa juga dinamakan sebagai turbin impuls dan turbin reaksi. Bentuk konstruksi dan cara kerja kedua macam turbin tersebut akan segera dibahas.

2.2.1 Skema kecepatan, Gaya tangensial, Daya yang dihasilkan turbin, Panas Jatuh

Pertama kali uap diekspansikan di dalam sudu pengarah sehingga di dapatkan kecepatan uap ke luar c_1. Sudu pengarah tidak bergerak, karena dia dipasang dan diikat pada rumah turbin. Akhirnya uap yang baru keluar dari sudu pengarah itu, sampai dan masuk ke dalam saluran sudu jalan dan menggerakkan serta ikut berputar dengan sudu jalan dengan kecepatan u. Supaya pancaran uap yang keluar dari sudu pengarah bisa berfungsi dengan baik lancar bebas dari tumbukan, harus mempunyai harga perbandingan c_1 dan u yang tertentu, dengan demikian bisa didapat sudut masuk dan sudut keluarnya uap yang pasti. Hal ini bisa dilihat pada gambar segitiga kecepatan masuk, Gambar 2.2.1.

c_1 = Kecepatan absolut; kecepatan uap yang ke luar dari sudu pengarah yang tetap tidak bergerak ini diperoleh dari selisih entalpi uap.
Tekanan uap sebelum masuk sudu pengarah adalah lebih besar dari pada tekanan uap setelah ke luar dari sudu pengarah.

u = Kecepatan keliling sudu jalan, letak sudu jalan berhadapan dengan sudu pengarah.

w_1 = Kecepatan relatif; Kecepatan uap ini bekerja di dalam saluran sudu jalan yang sedang berputar. Harganya didapat dari susunan vektor c_1 dan u_1 ke w_1.

Sudut sudu α_1 dan β_1 harus dibuat sedemikian rupa, sesuai dengan kecepatan uap. Sudut α_1 adalah bebas bisa dipilih, tetapi besarnya sudut ini harus sekecil mungkin.

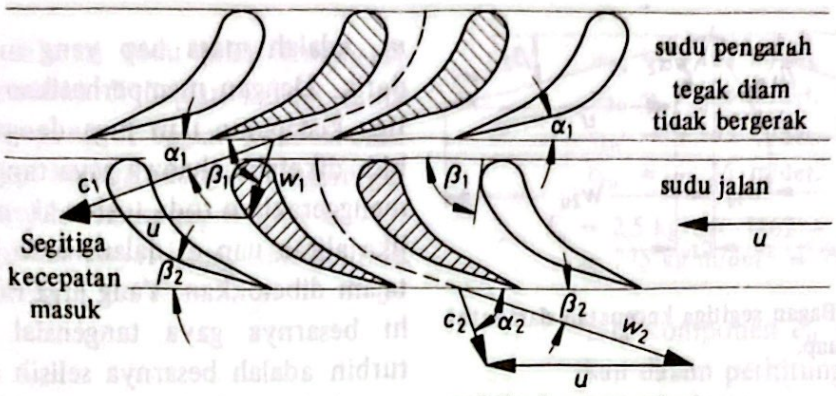
Sesudah uap dengan lancar bebas dari tumbukan masuk ke saluran sudu jalan dengan kecepatan w_1, uap tersebut meninggalkan sudu jalan dengan kecepatan w_2.

Besarnya w_2 bisa ditentukan sama atau lebih besar daripada w_1. Bila $w_2 = w_1$, maka luas penampang saluran sudu di bagian ke luar adalah sama dengan luas penampang saluran sudu di bagian masuk; Pancaran uap yang mengalir di dalam saluran sudu (ruang atau celah antara sudu-sudu turbin) mengalami pembelokan arah dan tidak mendapat pertambahan kecepatan.

Bila penampang saluran sebelah ke luar lebih sempit dari pada bagian masuknya, maka kecepatan w_2 lebih besar daripada w_1; untuk percepatan uap ini dibutuhkan energi, yang berarti pancaran uap di dalam saluran sudu jalan tersebut berekspansi.

Dipindai dengan CamScanner

PERPUSTAKAAN D III F. TEKNIK



Gambar 2.2.1. Gambar kerja sama antara sudu pengarah dan sudu jalan; segi tiga kecepatan masuk dan segi tiga kecepatan ke luar.

Dalam hal ini tekanan uap sebelum masuk ke sudu jalan adalah lebih besar daripada tekanan uap sesudah ke luar dari sudu jalan; karena itu turbin yang menggunakan sistem ini disebut turbin tekanan lebih. Segitiga kecepatan ke luar dan profil sudu turbin tekanan lebih diperlihatkan pada Gambar 2.2.1. Dan dari gambar bisa dilihat bahwa w_2 lebih besar daripada w_1: untuk mendapatkan kecepatan uap bisa naik menjadi w_2 uap yang berada di dalam sudu jalan tersebut membutuhkan selisih entalpi. Untuk mendapatkan segitiga kecepatan keluar: Sudut β_2 harus dipilih dan ditentukan dan pada w_2 digambarkan harganya u, dengan demikian baru bisa didapat kecepatan c_2,' dengan kecepatan c_2 ini uap bergerak di dalam ruang di luar sudu jalan, untuk masuk ke tingkat berikutnya atau dibuang ke saluran uap bekas.

Besarnya c_2 harus sekecil mungkin, karena energi kecepatan c_2 dari tingkat di mana uap tersebut ke luar adalah merupakan energi sisa yang sudah tidak bisa dimanfaatkan lagi. Dari pertimbangan ini menunjukkan bahwa bentuk profil sudu dan kecepatan uap yang berasal dari selisih entalpi tidak bisa ditentukan dengan sesuka hati; karena bila pemilihan bentuk profil sudu dan kecepatan uap kurang tepat, berarti sebagian besar energi akan hilang ikut energi yang tidak bisa dimanfaatkan c_2.

Arti tanda-tanda yang digunakan dalam segitiga kecepatan ke luar:

w_2 = Kecepatan relatif; sudut ke luar β_2 dapat dipilih sedemikian rupa, sehingga w_2 sama besar atau lebih besar daripada w_1.

u = Kecepatan keliling sudu jalan.

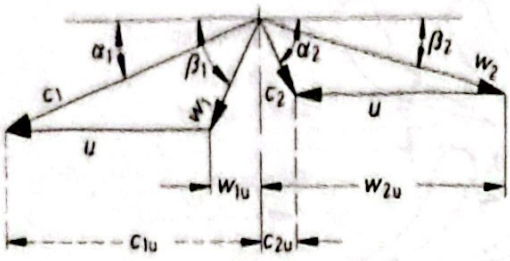
c_2 = Kecepatan absolut, adalah kecepatan uap bekas di dalam ruang sebelah belakang dari tingkat turbin tersebut. Besarnya sudut α_2 tidak bebas sama seperti besarnya c_2, karena didapat dari susunan vektor w_2 dengan u.

Kondisi yang diinginkan adalah besarnya kecepatan c_2 sekecil mungkin, dan kalau kondisi memungkinkan diinginkan arah c_2 bisa tegak lurus u, sebab dengan demikian memberikan kemungkinan lebih banyak energi di dalam sudu pengarah yang bisa dipindahkan untuk diubah menjadi tenaga mekanik, dan energi sisanya bisa dialirkan ke dalam sudu pengarah tingkat selanjutnya dengan lancar tanpa tumbukan.

Gambar segitiga kecepatan

Segitiga kecepatan masuk digambar berdampingan dengan segitiga kecepatan ke

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.2.2. Bagan segitiga kecepatan dari satu tingkat turbin uap.

luar, dengan demikian bisa didapat bagan segitiga kecepatan seperti yang terdapat pada Gambar 2.2.2.

Komponen kecepatan uap digambar ke dalam arah kecepatan keliling c_u dan w_u. Besarnya komponen ini adalah untuk mendapatkan harga gaya tangensial yang dihasilkan aliran uap untuk menggerakkan roda jalan. Harga komponen kecepatan ini akan positif bila arahnya searah dengan arah putaran roda turbin; tetapi bila arah komponen tersebut berlawanan arah dengan u harganya menjadi negatif. Sebagai contoh pada Gambar 2.2.2 c_{1u} positif, w_{1u} positif dan c_{2u} negatif, w_{2u} negatif.

Gaya tangensial F_u

Uap dengan masa m_s yang terus menerus mengalir di dalam sudu jalan turbin, akan menggerakkan peralatan mekanik turbin tersebut dengan gaya tangensial F_u. Oleh karena itu hanya komponen kecepatan uap yang searah dengan arah putaran roda turbin yang ada kerjanya, secara umum ditulis sebagai berikut :

$$F_u = \dot{m}_s \cdot (w_{1u} - w_{2u}) = \dot{m}_s \cdot (c_{1u} - c_{2u})$$

Dalam hal ini komponen kecepatan c_2 dan w_2 arahnya berlawanan dengan u, jika demikian untuk perhitungan menjadi :

$$F_u = \dot{m}_s \cdot [w_{1u} - (-w_{2u})] = \dot{m}_s \cdot (w_{1u} + w_{2u})$$
$$F_u = \dot{m}_s \cdot [c_{1u} - (-c_{2u})] = \dot{m}_s \cdot (c_{1u} + c_{2u})$$

m_s adalah masa uap yang mengalir per detik. Dengan memperhatikan bagan segitiga kecepatan dan juga dengan perasaan bisa diketahui bahwa gaya tangensial yang menggerakkan roda turbin akan lebih besar jika aliran uap di dalam sudu jalan makin tajam dibelokkan. Yang juga mempengaruhi besarnya gaya tangensial pada roda turbin adalah besarnya selisih entalpi uap yang bekerja di dalam turbin, sebagaimana yang akan diperlihatkan nanti.

Daya pada keliling roda turbin P_u

Daya yang terdapat pada keliling roda turbin diperoleh dari hasil perkalian gaya tangensial dengan kecepatan keliling roda jalan :

$$P_u = F_u \cdot u = \dot{m}_s \cdot u \cdot (w_{1u} - w_{2u})$$
$$= \dot{m}_s \cdot u \cdot (c_{1u} - c_{2u})$$

Pada saat menghitung supaya diperlihatkan tanda-tanda dari komponen c_u dan w_u.

Hubungan satu dengan lainnya dan juga selisih entalpi (panas jatuh) yang bekerja di salah satu tingkat turbin uap, diperlihatkan dalam contoh perhitungan di bawah ini.

Contoh 7

Suatu aliran uap dengan m_s = 2,5 Kg/detik dan kondisinya pada waktu masuk sudu pengarah p_1 = 20 bar, t_1 = 400°C. Uap ini harus berekspansi semaksimal mungkin di dalam sudu pengarah salah satu tingkat turbin uap, secara teoritis bila aliran tanpa gesekan kecepatan uap ke luar sudu pengarah c_0 = 400 m/detik.

Sedangkan kecepatan uap ke luar sebenarnya adalah

$$c_1 = 0{,}95 \cdot c_0 = 380 \text{ m/det}$$

Arah pancaran uap membentuk sudut α_1 = 17°

Dipindai dengan CamScanner

Penampang saluran sudu jalan (ruang di antara sudu-sudu) di bagian masuk sama dengan penampang di bagian ke luar. Jadi $\beta_2 = \beta_1$, tetapi karena adanya kerugian gesekan di sudu jalan maka $w_2 = 0{,}9 \times w_1$.
Roda jalan mempunyai kecepatan keliling $u = 200$ m/detik.

Dicari :

a) Panas jatuh isentrop teoritis h_t dalam KJ/Kg dan tekanan uap pada akhir ekspansi.

b) Bagan segitiga kecepatan dari tingkat turbin tersebut.

c) Gaya tangensial F_u, Daya P_u dan Selisih entalpi yang bekerja sesungguhnya h_u.

d) Randemen dari perpindahan energi; kondisi uap sebenarnya di bagian luar dari sudu jalan.

Jawab :

Untuk a) Dari $c_0 = 400$ m/detik $= 44{,}72 \cdot \sqrt{h_t}$ jadi $h_{st} = 80$ KJ/Kg. Harga ini dipakai untuk menggambar proses isentrop pada diagram $h - s$, dari sini didapat tekanan uap pada waktu akhir ekspansi $p = 15{,}3$ bar, lihat Gambar 2.2.3.

Untuk b) Diketahui $c_1 = 380$ m/detik dengan sudut $\alpha_1 = 17°$ dan $u = 200$ m/detik, dari sini bisa didapat $w_1 = 195$ m/detik dan $\beta_1 = 35°$. Selanjutnya harus dibuat $\beta_2 = \beta_1$ dan $w_2 = 0{,}9 \cdot w_1 = 176$ m/detik. Dengan diketahuinya $u = 200$ m/detik didapat $c_2 = 113$ m/detik dengan sudut $\alpha_2 = 117°$.

Untuk c) $F_u = \dot{m}_s \cdot (w_{1u} - w_{2u})$
$= \dot{m}_s \cdot (c_{1u} - c_{2u})$

dalam hal ini :

$w_{1u} = +162$ m/det.
$w_{2u} = -148$ m/det.
$c_{1u} = +365$ m/det.
$c_{2u} = +55$ m/det.

$F_u = 2{,}5$ kg/det $\cdot$ [162 $-$ ($-$148)] m/det.
$= 775$ kg m/det$^2 = 775$ N

Bila komponen c_u yang digunakan dalam perhitungan, hasilnya akan sama saja.

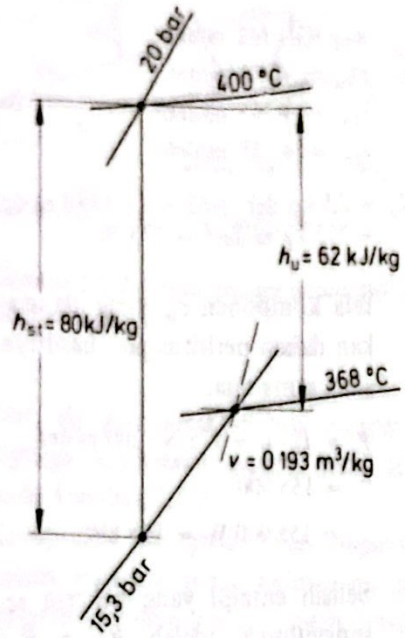
$P_u = F_u \cdot u = 775$ N $\cdot$ 200 m/det
$= 155\,000$
$= 155\,000$ W $= 155$ kW

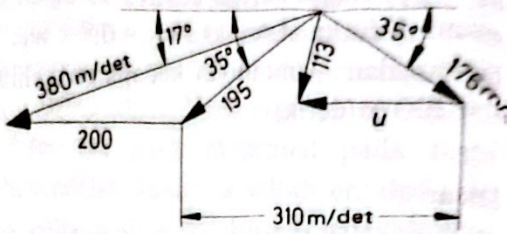
Selisih entalpi yang bekerja sesungguhnya adalah $h_u = P_u / \dot{m}_s$. Untuk hal ini harga $P_u = 155$ kW $= 155$ KJ/detik dan $\dot{m}_s = 2{,}5$ Kg/detik.
$h_u = 155$ KJ/detik : 2,5 Kg/detik $= 62$ KJ/Kg.

Untuk d) $\eta_u = h_u / h_{st} = 62$ kJ/kg : 80 kJ/kg
$= 0{,}775$
$= 77{,}5\%$.

Jadi 77,5% dari selisih entalpi pada proses isentrop dirubah menjadi daya pada roda turbin. Pada perpindahan energi ini terjadi kerugian sebesar 22,5%, letak kerugian tersebut adalah di saluran sudu pengarah yang berupa kerugian gesekan ($c_1 = 0{,}95 \cdot c_0$), kerugian yang sama terdapat juga di sudu jalan ($w_2 = 0{,}9 \cdot w_1$) dan kerugian energi berupa kecepatan uap ke luar $c_2 = 113$ m/detik.
Kondisi uap sebenarnya sesudah ke luar dari sudu jalan didapat dari proses politrop, dengan menggambar pada diagram $h - s$ harga $h_u = 62$ KJ/Kg sampai memotong garis lengkung $p = 15{,}3$ bar.
Dengan demikian diperoleh suatu kondisi uap dengan tekanan 15,3 bar, 368°C dan $v = 0{,}198$ m^3/Kg. Uap dengan kondisi seperti ini belum diperhitungkan terhadap

Dipindai dengan CamScanner





Gambar 2.2.3. Hasil dari contoh perhitungan.

semua kerugian yang ada pada tingkat turbin uap tersebut.

Konstruksi turbin uap yang bertingkat

Pada waktu membahas turbin air di bab 1.7, telah dijelaskan bahwa seluruh tinggi jatuh yang tersedia bisa dibagi untuk bekerja di dalam sudu pengarah dan di dalam sudu jalan. Di mana pada prinsipnya adalah untuk mencapai randemen yang baik dan juga untuk mendapatkan kecepatan putar serta ukuran konstruksi turbin yang paling ekonomis dan menguntungkan. Pada bab tersebut di atas terdapat juga pengertian tentang proses Aksi atau tekanan sama dan Reaksi atau tekanan lebih, yang digambarkan pada Gambar 1.7.1.

Selanjutnya telah ditunjukkan, bahwa turbin air selalu dibuat 1 tingkat, dan memang betul dalam pelaksanaannya turbin air dibuat dengan bentuk konstruksi yang berbeda-beda, karena kecepatan putar turbin pada waktu bekerja sangat berbeda.

Pada turbin uap panas jatuh yang tersedia sedemikian besarnya, sehingga untuk memanfaatkan panas jatuh tersebut kebanyakan diperlukan beberapa tingkat turbin uap. Dalam masalah ini selama dari segi kekuatan mengijinkan, tiap-tiap tingkat turbin harus dibuat untuk beroperasi dengan kecepatan keliling dan kecepatan putar yang tinggi, serta masing-masing tingkat dibuat dengan derajat reaksi yang sama, sehingga bentuk profil sudu turbin bisa dibuat mirip.

Untuk menentukan konstruksi turbin uap bisa dilaksanakan dengan cepat karena hanya ada 2 golongan turbin yaitu. Turbin tekanan sama, $r = 0$, Panas jatuh hanya bekerja di dalam sudu pengarah;

Turbin tekanan lebih, $r = 0{,}5$, setengah dari jumlah panas jatuh bekerja di dalam sudu pengarah dan setengahnya lagi bekerja di dalam sudu jalan.

Konstruksi dari kedua golongan turbin tersebut di atas adalah berbeda. Tetapi randemen turbin, biaya untuk instalasi dan ongkos pembuatan untuk turbin tekanan sama (turbin impuls) praktis sama besarnya dengan untuk turbin tekanan lebih (turbin reaksi). Pabrik turbin mulai mem-

Dipindai dengan CamScanner

buat turbin tekanan sama setelah ada model dari Laval (1884), dan jenis konstruksi lainnya dibuat oleh Parsons (1883). Jadi jenis konstruksi turbin tekanan sama dan turbin tekanan lebih ini umurnya sudah 100 tahun, dan mengalami perkembangan sehingga kondisi uap yang dimasukkan ke dalam turbin dan daya turbin bisa lebih tinggi serta ukuran dan randemen turbin bisa lebih baik.

Untuk kedua konstruksi turbin tersebut di atas, sudu-sudunya mempunyai perbandingan u/c_1 yang sudah tertentu, ialah *sekitar:*

tingkat dari turbin tekanan sama $u/c_1 = 0{,}5$
tingkat dari turbin tekanan lebih $u/c_1 = 1$

Di mana letaknya u adalah di tengah-tengah sudu jalan. Untuk sudu yang panjang yang ada di dalam tingkat tekanan rendah dari turbin dengan kondensasi, besarnya harga u yang terdapat pada kaki sudu dan ujung atas sudu adalah sangat berbeda. Untuk masalah ini ada perkecualiannya, yaitu tingkat dari turbin tersebut akan bekerja dengan derajat reaksi yang berbeda sesuai dengan kondisi tingkat itu, supaya mendapatkan perbandingan aliran dan randemen yang baik.

Kecepatan keliling u dan juga kecepatan putar n untuk kedua sistem turbin tersebut di atas adalah sama. Kecepatan putar untuk turbin di Eropa adalah $n = 3000$ menit^{-1}, hal ini disesuaikan dengan frekuensi dari pembangkit listriknya $f = 50$ Hz; bila turbin digunakan untuk menggerakkan pompa sentrifugal atau kompressor sentrifugal kecepatan putar turbin kebanyakan lebih besar dari 3000 menit^{-1}.

Perbedaan yang terdapat pada kedua sistem

- Besarnya panas jatuh yang bekerja dalam tingkat dan jumlah tingkat dari turbin,
- Pembagian tekanan di dalam sudu-sudu; Gaya geser aksial,
- Bentuk dari profil sudu,
- Rotor terdiri dari poros dengan piringan roda sendiri-sendiri atau dari Tromol yang dilengkapi dengan sudu-sudu,
- Letak kedudukan dari rangkaian sudu pengarah.

2.2.2 Turbin tekanan sama (turbin impuls), $r = 0$

Selisih entalpi yang disediakan untuk bekerja di dalam turbin, atau panas jatuh yang tersedia harus semuanya diekspansikan di dalam sudu pengarah. Di bagian muka dan di bagian belakang sudu pengarah terjadi penurunan tekanan uap.

Uap di dalam sudu jalan tekanannya tetap sama hanya aliran uap saja yang belok, untuk aliran tanpa gesekan besarnya $w_2 = w_1$. Makin tajam belokan sudu jalan, makin besar komponen w_u, makin besar juga Gaya tangensial f_u.

Sudut sudu jalan bisa dibuat tetap sama $\beta_1 = \beta_2$.

Randemen perpindahan energi akan menjadi lebih besar, bila kecepatan uap ke luar c_2 makin kecil. Perbandingan yang optimal bisa didapat, bila dibuat $u = .c_1/2$ atau $c_1 = 2u$. Lihat Gambar 2.2.4.

Bila kecepatan keliling dari roda jalan di tengah rangkaian sudu jalan $u = 200$ m/detik, maka seharusnya besar $c_1 = 400$ m/detik. Kecepatan c_1 ini timbul akibat adanya selisih entalpi sebesar $h_{st} = c_1^2/2 = 80$ KJ/Kg. Sudut sudu jalan dipilih sedemikian rupa sehingga kecepatan $c_2 = 105$ m/detik, di mana hal ini sesuai dengan besarnya energi uap bekas sebesar $h_2 = 5{,}5$ KJ/Kg. Karena kerugian gesekan diabaikan maka η_u dari tingkat turbin tersebut menjadi $(80 - 5{,}5)/80 = 93\%$.

Dipindai dengan CamScanner

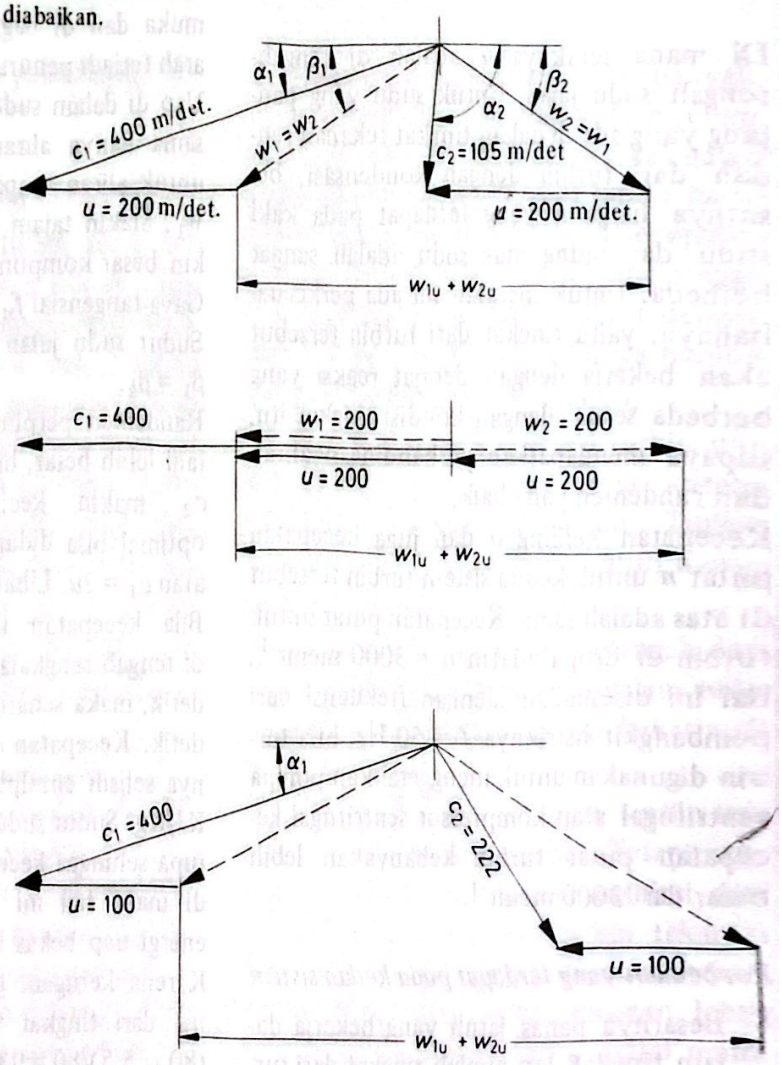
Seandainya aliran uap di dalam sudu tanpa gesekan dan semua sudut sudu = 0° (bandingkan dengan roda turbin Pelton), maka akan didapat randemen η_u = 100% lihat Gambar 2.2.4 bagian tengah. Aliran uap di dalam sudu jalan akan belok 180° dan besarnya c_2 sama dengan nol.

> Di $r = 0$, $\eta_{u\ maks}$ akan dicapai bila harga $u/c_1 = 0{,}5$

Bila turbin bekerja di $r = 0$ dengan harga u/c_1 yang lain (lebih besar atau lebih kecil dari 0,5), maka harga η_u akan turun, jadi makin jauh harga u/c_1 dari 0,5 makin kecil harganya η_u. DalamGambar 2.2.4 bagian bawah kecepatan u = 100 m/detik dan c_1 = 400 m/detik, bila besarnya seperti gambar di bagian atas (profil sudunya sama), bila kerugian diabaikan maka didapat c_2 = 222 m/detik, dari sini bisa didapat h_2 = 24,5 KJ/Kg. Jadi η_u = 69 %.

Dalam hal ini harganya $(w_{1u} + w_{2u})$ besar, Gaya tangensial F_u lebih besar daripada yang di atas. Pada kapasitas uap yang sama sudu jalan mengalami pertambahan momen bengkok/lentur yang cukup besar (proses permulaan menjalankan turbin). Daya yang didapat dari $P_u = F_u \cdot u$ akan makin kecil apabila kondisi operasi turbin

Gambar 2.2.4. Bagan kecepatan dari turbin tekanan sama, kerugian aliran uap diabaikan.
Atas : $u/c_1 = 0{,}5$
tengah : $u/c_1 = 0{,}5$
bawah : $u/c_1 = 0{,}25$
α_1 sekitar 20°
Semua sudut 0°
α_1 sekitar 20°



makin jauh dari kondisi operasinya yang terbaik yaitu $u/c_1 = 0{,}5$.

Kurva $\eta_u = f(u/c_1)$ didapat dari hubunga sebagai berikut :

$$\eta_u = P_u / P_{maks}$$

Dari harga-harga yang terdapat di sudu jalan diperoleh :

$$P_u = m_s \cdot u \cdot (w_{1u} + w_{2u})$$

Dan yang dimasukkan ke dalam sudu pengarah :

$$P_{maks} = m_s \cdot c_1^2/2$$

Sesuai dengan Gambar 2.2.4 bagian tengah:

$$c_1 = w_{1u} + w_{2u}; \quad w_{1u} = c_1 - u;$$
$$w_{2u} = w_{1u} = c_1 - u$$

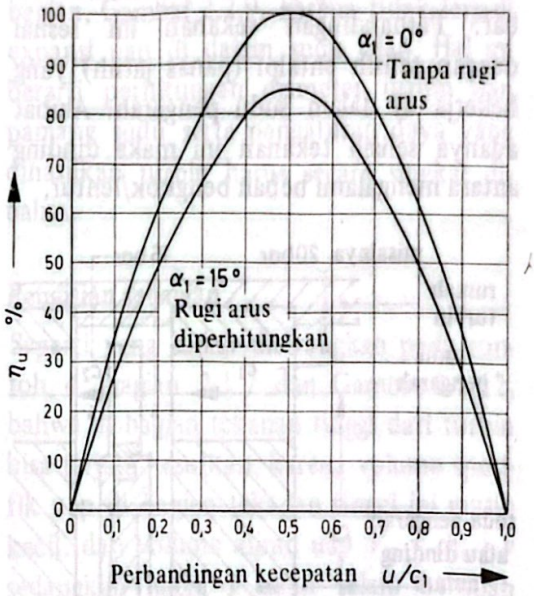
Bila harga-harga ini dimasukkan ke persamaan di atas, maka :

$$\eta_u = \frac{m_s \cdot u \cdot (w_{1u} + w_{2u})}{c_1^2/2}$$

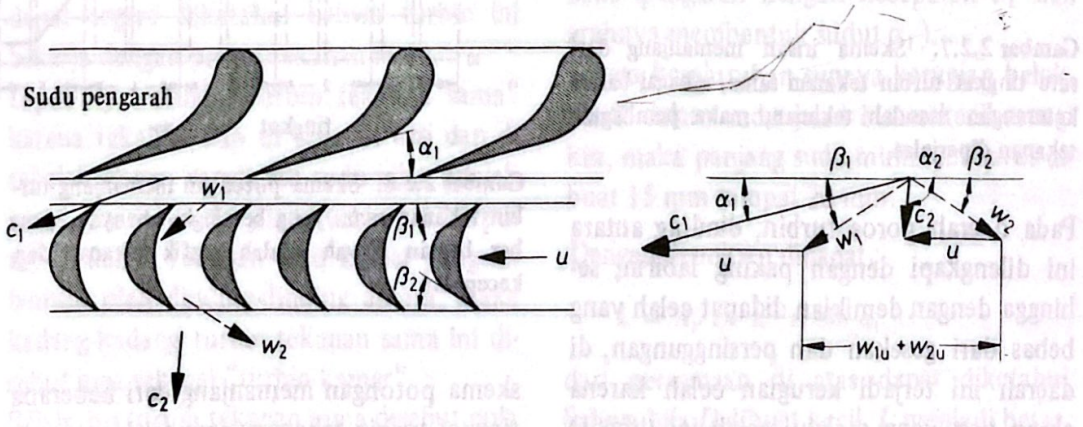
$$= \frac{2 \cdot u \cdot (c_1 - u + c_1 - u)}{c_1 \cdot c_1}$$

$$\eta_u = \frac{2 \cdot u \cdot 2 \cdot (c_1 - u)}{c_1 \cdot c_1} = 4 \cdot \frac{u}{c_1} \cdot \left(1 - \frac{u}{c_1}\right)$$

Dengan demikian kurva $\eta_u = f(u/c_1)$ dapat digambar, berupa sebuah Parabol berpangkat dua dengan tempat titik nol di $u/c_1 = 0$ dan $u/c_1 = 1$ sedangkan harga maksimumnya pada $u/c_1 = 0{,}5$, Gambar 2.2.5. Gambar 2.2.6 memperlihatkan penampang sudu turbin tekanan sama (turbin impuls) yang secara informatif menerangkan bentuk profil sudu, di mana menggambar sudut-sudut sudu dan vektor kecepatan yang sesuai dengan bagan segi tiga kecepatan.



Gambar 2.2.5. Kurva dari $\eta_u = f(u/c_1)$ tanpa dan dengan memperhatikan kerugian aliran uap.

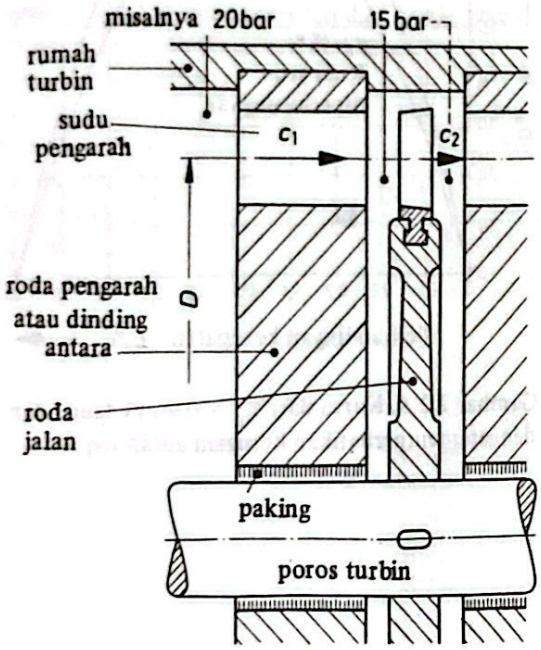


Gambar 2.2.6. Bagan kecepatan dan sudu-sudu dari satu tingkat turbin tekanan sama, informatif.

Dipindai dengan CamScanner

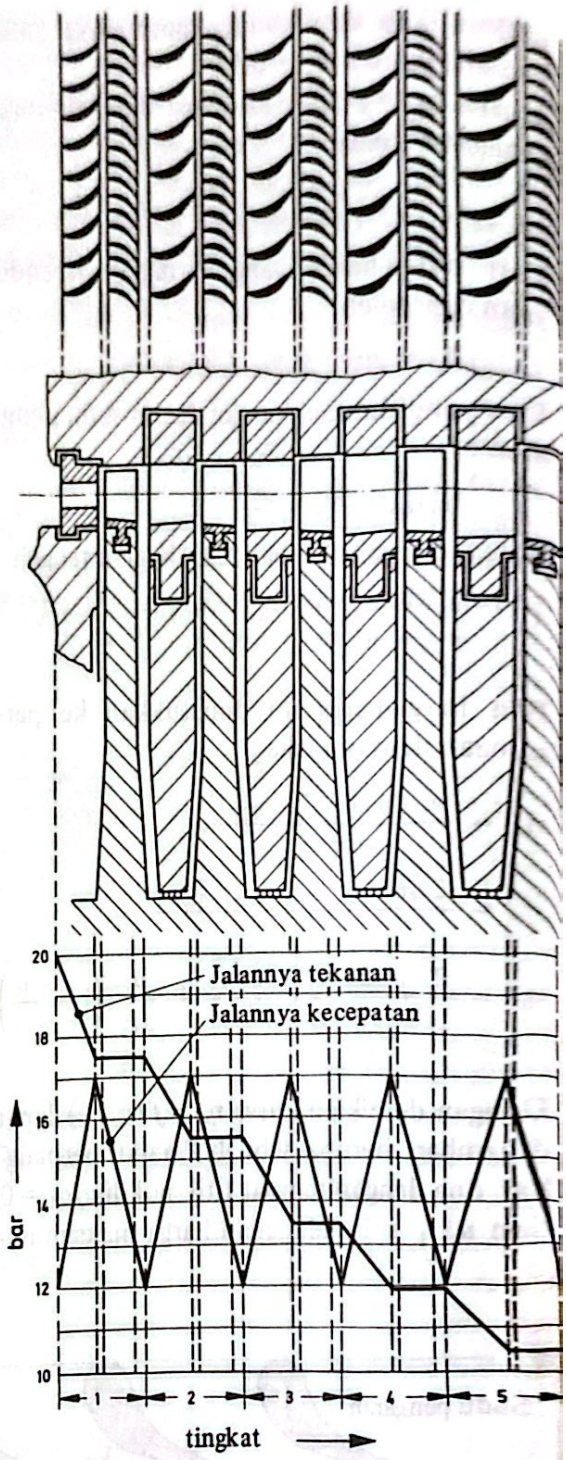
Bentuk konstruksi, Jalannya tekanan, cara beroperasi

Gambar 2.2.7 adalah skema penampang memanjang dari suatu tingkat turbin tekanan sama dengan diameter D. Di bagian sebelah kiri adalah "dinding antara" yang ditempatkan di dalam rumah turbin. Pada kedua bagian dinding antara terdapat sudu pengarah. Di sebelah muka dinding antara bekerja suatu tekanan uap 20 bar, dan di sebelah belakangnya bekerja tekanan 15 bar. Perbandingan tekanan ini sesuai dengan selisih entalpi (panas jatuh) yang bekerja di dalam sudu pengarah. Akibat adanya selisih tekanan ini maka dinding antara mengalami beban bengkok/lentur.



Gambar 2.2.7. Skema irisan memanjang dari satu tingkat turbin tekanan sama, sebagai bahan keterangan masalah tekanan, maka pembagian tekanan diperjelas.

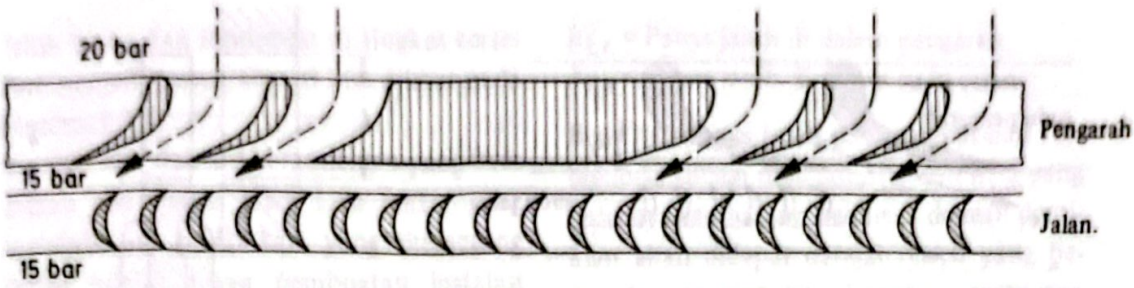
Pada daerah poros turbin, dinding antara ini dilengkapi dengan paking labirin, sehingga dengan demikian didapat celah yang bebas dari gesekan dan persinggungan, di daerah ini terjadi kerugian celah karena aliran uap yang melalui celah ini (bocor) energinya tidak bisa dimanfaatkan. Suatu



Gambar 2.2.8. Skema potongan memanjang turbin tekanan sama yang bertingkat banyak, gambar bagian bawah adalah grafik tekanan dan kecepatan.

skema potongan memanjang dari beberapa tingkat turbin tekanan sama terdapat pada Gambar 2.2.8. Di bagian atas dari gambar

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.2.9. Pengisian sebagian pada tingkat dari turbin tekanan sama.

tersebut adalah gambar penampang sudu-sudu turbin dan di bagian bawahnya adalah gambar jalannya tekanan dan kecepatan.

Tekanan uap di dalam sudu pengarah turun, tetapi kecepatan uap di dalam sudu pengarah naik. Di ruang tempat roda turbin tekanan uap tetap konstan, dalam arti tekanan uap sebelum dan sesudah roda jalan tekanannya sama, uap melewati sudu jalan hingga kecepatan uap di bagian ke luar sudu jalan turun menjadi c_2.

Pada rotor turbin tekanan sama ini tidak terdapat gaya geser aksial yang besar; tetapi yang bekerja pada rotor turbin hanya sisa gaya geser yang asalnya dari selisih tekanan yang kecil, akibat aliran uap di dalam sudu jalan dan aliran uap di dalam tabung paking poros, gaya geser ini diterima dan ditahan oleh bantalan tekan.

Kembali kepada Gambar 2.1.20 irisan memanjang turbin dengan kondensasi. Dari tipe konstruksi rotor, yang terdiri dari beberapa piringan roda yang sendiri-sendiri dapat segera diketahui bahwa turbin ini bekerja dengan proses tekanan sama.

Dipilihnya istilah "turbin tekanan sama" karena tekanan uap di sebelah kiri dan di sebelah kanan rangkaian sudu jalan adalah sama. Karena roda jalan turbin ini berputar di dalam ruangan atau kamar yang dibentuk oleh dinding-dinding antara, maka kadang-kadang turbin tekanan sama ini disebut juga sebagai "turbin kamar".

Selain itu turbin tekanan sama disebut pula sebagai turbin impuls. Turbin tekanan sama bisa juga dioperasikan dengan pengisian sebagian, Gambar 2.2.9, karena tidak terjadi expansi uap di dalam sudu jalan. Hal ini berarti perhitungan diameter turbin dan panjang sudu serta pengaturan daya yang dihasilkan turbin harus secara singkat dibahas.

Pengisian sebagian

Seperti yang sudah diterangkan pada contoh 4, bagian 2.1.7 dan Gambar 2.1.12, bahwa di bagian tekanan tinggi dari turbin bisa terjadi kesulitan, karena volume spesifik uap di bagian tekanan tinggi ini masih kecil, dan volume aliran uap $V_s = \dot{m}_s \cdot v$ sedangkan harga v akan selalu berubah membesar. Penampang saluran uap dihitung dari sisi sebelah ke luar dari rangkaian sudu pengarah,

$$A_1 = D \cdot \pi \cdot L \cdot \tau \cdot \sin \alpha_1, \text{ Gambar 2.2.10.}$$

($\sin \alpha_1$, karena pancaran uap ke luar dari sudu pengarah dengan kecepatan c_1 dan arahnya membentuk sudut α_1).

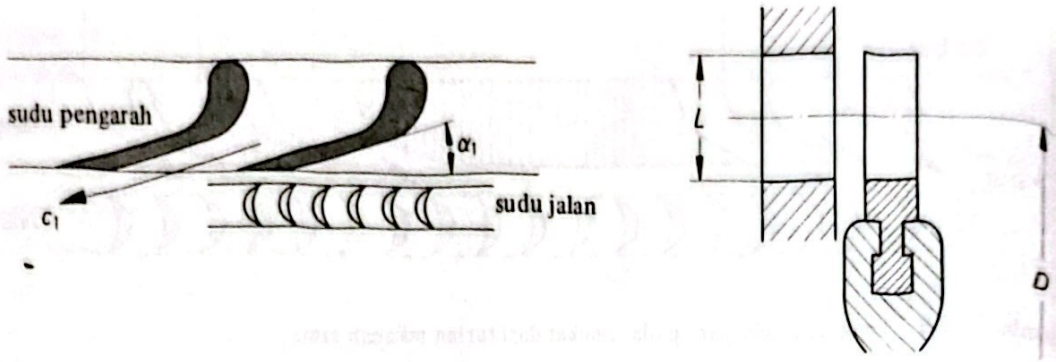
Secara keseluruhan supaya kerugian belokan di dalam sudu jalan bisa sekecil mungkin, maka panjang sudu minimum harus dibuat 15 mm sampai 20 mm.

Dengan demikian didapat :

$$L = A_1/D \cdot \pi \cdot \tau \cdot \sin \alpha_1$$

dari persamaan di atas dapat diketahui bahwa bila D dibuat kecil, L menjadi besar. Tetapi dengan adanya kemungkinan peng-

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.2.10. Penjelasan tentang penampang saluran pada turbin tekanan sama.

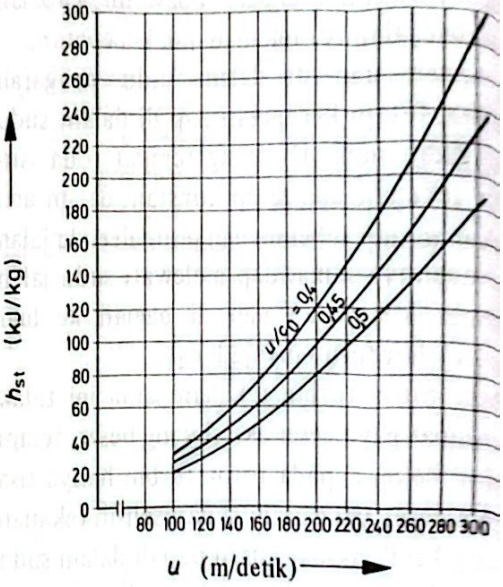
isian sebagian maka D bisa dibuat lebih besar dan untuk itu busur tempat saluran uap masuk ke dalam turbin (sudu pengarah) bisa diperkecil. Hal ini untuk turbin tekanan sama adalah memungkinkan, karena aliran uap di dalam sudu jalan tidak terganggu. Untuk masalah ini bisa dilihat perbandingan pengisian sebagian yang terdapat pada turbin Pelton.

Tetapi untuk turbin uap adalah kebalikannya yaitu diameter roda bisa dibuat lebih besar, sehingga untuk kecepatan putar yang tertentu didapat kecepatan keliling u yang besar, sering kali lebih baik dengan pengisian sebagian tetapi D dibuat lebih besar. Karena bila tingkat dari turbin tersebut bekerja dengan u yang besar, berarti tingkat tersebut bekerja dengan panas jatuh yang besar dan jumlah tingkat dari turbin tersebut menjadi sedikit.

Untuk turbin uap yang pengaturan dayanya dengan jalan merubah kapasitas uap yang dimasukkan ke dalam turbin, maka sistemnya adalah sama juga dengan pengisian sebagian ini. Karena itu pada turbin tekanan lebih kebanyakan di bagian depannya ditempatkan turbin tekanan sama sebagai tingkat pengatur.

Panas jatuh pada tingkat turbin

Jumlah tingkat dari suatu turbin uap didapat dari besarnya panas jatuh yang bisa bekerja di tiap-tiap tingkat.



Gambar 2.2.11. Grafik kecepatan keliling dengan panas jatuh pada tingkat dari turbin tekanan sama.

Pada turbin tekanan sama terdapat salin ketergantungan antara Diameter roda D kecepatan putar n dan panas jatuh pad tingkat turbin tersebut h_{st}. Sebabnya da hubungan $u/c_1 = 0{,}5$ diperoleh $c_1 = 2$ dan $h_{st} = c_1^2/2000$ dalam KJ/Kg, bila c_1 da lam m/detik. Dan juga bila n dalam ^{1}/meni maka $u = D \cdot \pi \cdot n/60$.

Pada Gambar 2.2.11 diperlihatkan grafi harga-harga tersebut di atas, untuk harg u/c_1 yang berbeda-beda.

Bila dipilih harga u/c_1 lebih kecil dari 0; maka untuk harga u yang sama harga pana jatuh pada tingkat turbin tersebut aka

Dipindai dengan CamScanner

lebih besar dan randemen di tingkat tersebut menjadi turun, seperti bisa dilihat pada Gambar 2.2.5.

Kecuali bila dalam hal randemen yang baik bukan merupakan salah satu faktor yang menentukan, melainkan yang memegang peran adalah biaya pembuatan instalasi turbin yang murah, maka tingkat dari turbin tersebut dipilih dengan menggunakan harga u/c_1 yang kecil.

Pertimbangan seperti tersebut di atas berlaku untuk industri turbin, misalnya untuk turbin yang uap bekasnya akan digunakan untuk pemanas. Maka uap bekas yang ke luar dari turbin entalpinya harus dibuat lebih tinggi dan hal ini tidak menjadi masalah karena entalpi uap bekas tersebut tidak hilang percuma, tetapi yang jelas randemen turbin tersebut adalah jelek, sebab uap yang semestinya masih bisa diekspansikan di dalam turbin terpaksa harus dikeluarkan sebagai uap bekas.

Pada turbin dengan kondensasi diameter tingkat dari turbin dan u selalu bertambah besar, karena volume aliran uap V yang berekspansi di dalam turbin selalu bertambah besar, sehingga saluran-saluran yang dilalui uap tersebut juga harus dibuat selalu bertambah besar. Panas jatuh yang bekerja di tingkat bagian uap masuk sampai di tingkat bagian uap ke luar ke kondensator besar atau jumlahnya adalah berbeda.

2.2.3 TURBIN TEKANAN LEBIH $r = 0{,}5$

Untuk lebih mudah dimengerti, maka untuk masalah ini diulangi lagi secara singkat: Derajat reaksi r menunjukkan banyaknya bagian panas jatuh pada tingkat dari turbin yang bekerja di dalam roda jalan, jadi :

$$r = \frac{h_{\text{pada jalan}}}{h_{\text{tingkat}}} = \frac{h_{La}}{h_{Le} + h_{La}}$$

h_{Le} = Panas jatuh di dalam pengarah.
h_{La} = Panas jatuh di dalam sudu jalan.

Besarnya panas jatuh pada tingkat dari turbin bisa dibagi menjadi h_{Le} dan h_{La} yang besarnya sembarang, sehingga dengan demikian akan didapat derajat reaksi yang besarnya tergantung kepada perencana turbin, masalah ini sama seperti pada turbin air.

Bila tingkat dari turbin tekanan lebih ditentukan dengan $r = 0{,}5$, maka berarti setengah dari besarnya panas jatuh pada tingkat tersebut bekerja di sudu pengarah dan yang setengahnya lagi bekerja di dalam rangkaian sudu jalan.

Tekanan uap pada saat masuk ke dalam sudu jalan adalah lebih besar dari pada waktu ke luar dari sudu jalan. Dengan demikian pada rangkaian sudu jalan terdapat suatu tekanan lebih, hal inilah yang membedakan dengan turbin tekanan sama, dan tekanan lebih pada sudu jalan tersebut mengakibatkan timbulnya gaya geser aksial yang arahnya searah dengan poros turbin. Besarnya gaya geser aksial ini sebanding dengan banyaknya tingkat turbin dan akibatnya turbin harus dilengkapi dengan suatu sistem yang bisa mengimbangi gaya aksial tersebut.

Bagan setigita kecepatan untuk $r = 0{,}5$ pada Gambar 2.2.12.

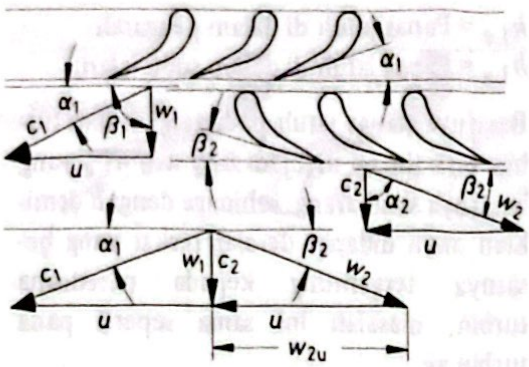
Bila harus dibuat $h_{st} = h_{Le} + h_{La}$ dan $h_{Le} = h_{La}$.

Letak kemiringan kecepatan c_1 harus sedatar mungkin. Selain itu kecepatan uap ke luar c_2 dari tingkat sebelumnya diberi tanda c_2' dan kecepatan ini dipakai sebagai kecepatan uap masuk ke dalam tingkat yang ditinjau ini. Dengan demikian didapat :

$$c_1 = 44{,}72 \cdot \sqrt{h_{Le} + c_2'^2/2000} \text{ dalam m/detik}$$

kalau h_{Le} dalam KJ/Kg.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.2.12. Gambar segitiga kecepatan dari tingkat turbin tekanan lebih dengan $\gamma = 0{,}5$.

Dengan digambar besarnya u maka akan didapat w_1.

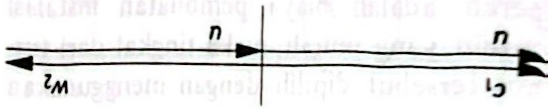
Besarnya panas jatuh yang bekerja di dalam sudu jalan harus sama. Dalam hal ini besarnya w_1 diperhitungkan sebagai kecepatan uap masuk ke sudu jalan, dan pada segitiga kecepatan ke luar didapat :

$$w_2 = 44{,}72 \cdot \sqrt{h_{La} + w_1^2/2000}$$

Dengan digambarnya u dan w_2 akan didapat kecepatan uap bekas atau kecepatan uap ke luar c_2 dari tingkat tersebut. Untuk menggambar segitiga kecepatan ke luar besarnya u dipilih sedemikian rupa supaya bisa didapat arah c_2 tegak lurus u, sehingga besarnya c_{2u} = nol dan komponen keliling c_2 sudah tidak ada gunanya lagi. Kecepatan uap keluar c_2 merupakan energi yang masuk ke tingkat berikutnya c'_2.

Dengan adanya $h_{Le} = h_{La}$ didapat segitiga kecepatan masuk sama dengan segitiga kecepatan ke luar. Dan ini berarti geometri dari profil sudu pengarah dan sudu jalan adalah sama.

Suatu transformasi energi yang maksimum bisa didapat apabila besarnya c_2 = nol, dengan demikian semua energi yang terdapat pada c_1 dari sudu pengarah dan energi pada w_2 dari sudu jalan semuanya ditransformasikan menjadi gaya keliling (gaya tangensial) F_u. Peristiwa ini hanya bisa terjadi dalam teori dan dalam kondisi aliran fluida yang tidak ada kerugiannya sama sekali, dengan demikian semua sudut besarnya adalah nol dan dibuat $u = c_1$ serta $u = w_2$, Gambar 2.2.13.



Gambar 2.2.13. Bagan kecepatan teoritis dari tingkat turbin tekanan lebih dengan $r = 0{,}5$, semua sudut nol dan aliran tanpa gesekan.

Pada $r = 0{,}5$ untuk $u/c = 1$ bisa dicapai $\eta_{u\,maks}$

Gaya keliling F_u

Dari dalil pergerakan seperti yang terdapat pada turbin tekanan sama, dalam hal ini berdasarkan Gambar 2.2.12,

$$F_u = \dot{m}_s \cdot (c_{1u} - c_{2u})$$

atau

$$F_u = \dot{m}_s \cdot (w_{1u} - w_{2u})$$

Untuk itu tanda-tanda agar diperhatikan kembali. Komponen c_u atau w_u arahnya adalah berlawanan dengan arah u, dengan demikian harus dihitung sebagai $-(-c_u) = +c_u$ dan juga untuk komponen w_u menjadi $+w_u$. Arah dari w_{2u} selalu berlawanan dengan arah u, jadi harus dihitung dengan $(w_{1u} + w_{2u})$; tetapi bisa juga terjadi dihitung dengan memakai $-w_{1u}$ atau $+c_{2u}$.

Grafik dari η_u dengan u/c_1

Daya yang dihasilkan dari tingkat turbin didapat dari $P_u = F_u \cdot u$ di mana :

$$P_u = u \cdot \dot{m}_s \cdot (w_{1u} + w_{2u})$$

Untuk $\dot{m}_s$ = 1Kg/detik, maka daya dari tingkat tersebut menjadi :

Dipindai dengan CamScanner

$$h_u = u \cdot (w_{1u} + w_{2u})$$

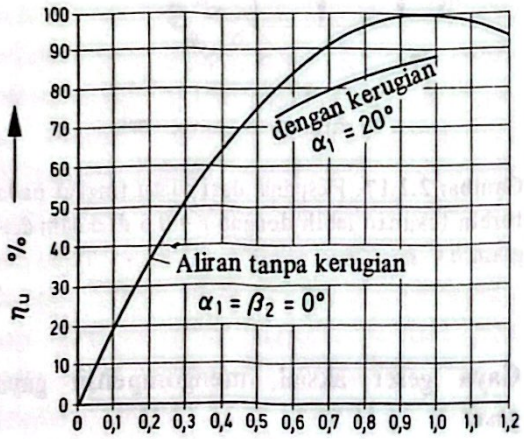
Untuk suatu perbandingan yang ideal, maka besarnya semua sudut 0°, $c_2 = w_1 = w_{1u} = 0$ dan $h_{Le} = c_1^2/2$ serta $h_{st} = h_{Le} + h_{La}$ demikian juga $h_{Le} = h_{La}$
jadi $h_{st} = 2 \cdot c_1^2/2 = c_1^2$.
Randemen keliling $\eta_u = h_u/h_{st}$.

$$\eta_u = \frac{u \cdot (w_{1u} + w_{2u})}{c_1^2} = \frac{u}{c_1} \cdot \frac{w_{2u}}{c_1}$$

dan $w_{2u} = 2 \cdot c_1 - u$

$$\eta_u = \frac{u}{c_1} \cdot \frac{2 \cdot (c_1 - u)}{c_1} = \frac{u}{c_1} \cdot \left(2 - \frac{u}{c_1}\right)$$

grafik dari η_u dengan u/c_1 bisa digambar, Gambar 2.2.14, dari sini didapat harga η_u maksimum bila $u/c_1 = 1$.

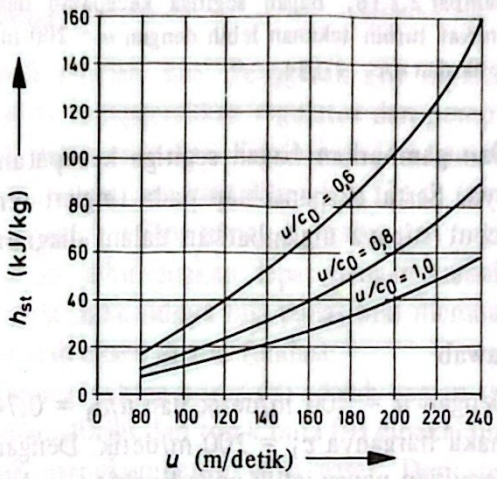


Gambar 2.2.14. Grafik dari $\eta_u = f(u/c_1)$ untuk beberapa harga u/c_1 yang berbeda.

Dalam daerah sekitar $u/c_1 = 0{,}7$ sampai dengan 1,2 jalannya η_u sudah datar dan mendekati 1. Suatu perencanaan turbin dengan $u/c_1 = 0{,}7$ untuk kondisi $r = 0{,}5$ bisa didapat harga panas jatuh yang cukup besar, dan pada prinsipnya tidak akan memperoleh harga η_u yang jelek.

Panas jatuh dari tingkat turbin tekanan lebih $r = 0{,}5$

Untuk aliran fluida tanpa kerugian, harga semua sudut adalah sama dengan nol, sehingga $h_{st} = c_1^2$.
Dalam hal ini $u/c_1 = 1$ sebagai harga yang terbaik, akan diperoleh $c_1 = u$, dengan demikian panas jatuhnya hanya separuh dari pada panas jatuh yang terdapat pada turbin tekanan sama dengan $h_{st} = c_1^2/2$.



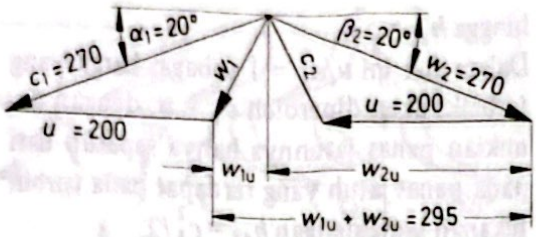
Gambar 2.2.15. Panas jatuh pada tingkat turbin tekanan lebih dengan $r = 0{,}5$ untuk beberapa harga u/c_1 yang berbeda-beda dan aliran fluida yang tanpa kerugian.

Supaya tidak terlalu banyak jumlah tingkat turbin, maka pada tingkat tekanan lebih $r = 0{,}5$ dalam prakteknya untuk harga u/c_1 diletakan sampai 0,7. Hal ini mengakibatkan randemen turbin menjadi agak jelek sedikit, tetapi menghasilkan kenaikan panas jatuh pada tingkat turbin yang sangat besar. Dengan demikian panjang konstruksi turbin menjadi lebih pendek dan ongkos pembuatan turbin menjadi lebih murah. Gambar grafik h_{st} dengan u untuk harga u/c_1 yang berbeda-beda pada kondisi aliran uap tanpa gesekan terdapat pada Gambar 2.2.15.

8. Contoh

Suatu tingkat dari turbin tekanan lebih $r = 0{,}5$ bekerja dengan $u = 200$ m/detik dan harga $u/c_1 = 0{,}74$ serta diberikan harga sudut $\alpha_1 = \beta_2 = 20°$.
Berapakah besarnya h_{st}, h_u, η_u ?

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.2.16. Bagan segitiga kecepatan dari tingkat turbin tekanan lebih dengan u = 200 m/detik dan u/c_1 = 0,74.

Dan gambarkan bagan segitiga kecepatannya. Serta ekspansi uap pada tingkat tersebut supaya digambarkan dalam diagram $h - s$.

Jawab

Dengan u = 200 m/detik dan u/c_1 = 0,74 maka harganya c_1 = 200 m/detik. Dengan demikian panas jatuh pada tingkat tersebut adalah $h_{st} = c_1^2/1000$ = 73 KJ/Kg. Dalam hal ini besarnya kecepatan uap masuk c_2' dan w_1 diabaikan atau semuanya dianggap habis digunakan untuk mengatasi kerugian aliran. Bagan segitiga kecepatan terdapat pada Gambar 2.2.16 dan pada gambar bisa dilihat bahwa segitiga kecepatan masuk dan segitiga kecepatan ke luar adalah sama serta $(w_{1u} + w_{2u})$ = 295 m/detik.

Dari situ didapat :

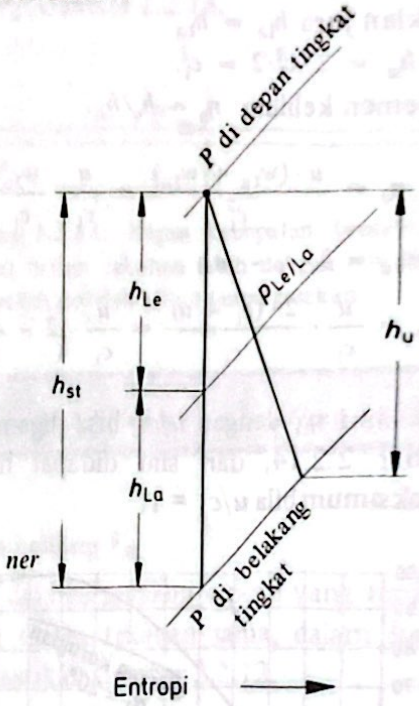
$$h_u = u \cdot (w_{1u} + w_{2u}) = 200 \cdot 295/1000 = 59 \text{ kJ/kg.}$$

Randemen keliling :

$$\eta_u = h_u/h_{st} = 59/73 = 0{,}81 = 81\%$$

Mulai dari titik permulaan ekspansi secara isentrop panas jatuh h_{st} digambar di dalam diagram $h - s$. Separuh dari panas jatuh dipakai di sudu pengarah dan separuhnya lagi dipakai di sudu jalan. Gunanya mengetahui keadaan uap ini adalah untuk menghitung panjangnya sudu dan dipakai dalam perhitungan kekuatan bagian-bagian turbin.

h_u digambar sedemikian rupa, sehingga ujungnya garis ekspansi politrop terletak di satu titik dengan garis yang menyatakan tekanan terakhir dari tingkat tersebut. Gambar 2.2.17.



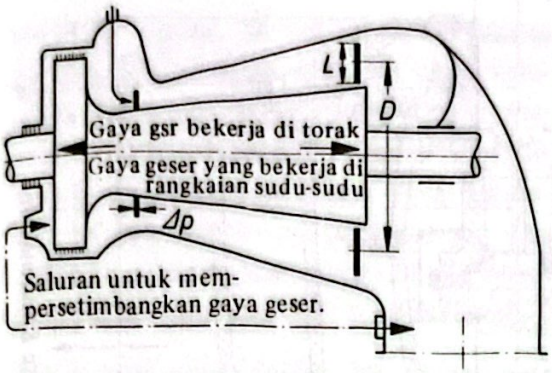
Gambar 2.2.17. Ekspansi dari suatu tingkat pada turbin tekanan lebih dengan r = 0,5 di dalam diagram $h - s$.

Gaya geser aksial, mengompensir gaya geser

Dengan adanya penurunan tekanan yang bekerja pada rangkaian sudu jalan di tiap-tiap tingkat, maka hal ini mengakibatkan timbulnya gaya geser aksial. Dan besarnya gaya geser yang timbul di tiap tingkat adalah $S = A \cdot \Delta p$, di mana luas permukaan $A = D \cdot \pi \cdot L$, dan L adalah panjang sudu, serta Δ p adalah selisih tekanan yang bekerja.

Supaya seluruh gaya geser yang bekerja searah dengan arah aliran uap ini bisa dikompensir, maka turbin dilengkapi dengan torak buta yang fungsinya untuk mengimbangi gaya geser tersebut di atas. Pada permukaan torak buta akan bekerja selisih tekanan

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.2.18. Skema cara mempersetimbangkan gaya geser aksial dengan menggunakan torak butal.

seperti yang dijelaskan pada Gambar 2.2.18, karena permukaan sebelah belakang torak tersebut dihubungkan dengan pipa ke tempat yang lebih rendah tekanannya.

Diameter dari torak buta dibuat sedemikian rupa besarnya, sehingga pada saat turbin bekerja dengan beban penuh, jalannya tekanan yang bekerja pada torak bisa memperseimbangkan (mengkompensir) gaya geser. Diameter sebelah luar dari torak buta dilengkapi dengan celah-celah Labyrinth yang bebas dari singgungan (tidak menyentuh rumah turbin). Pada saat turbin bekerja dengan beban sebagian, besarnya tekanan uap akan berubah, maka arah dari gaya geser aksial juga berubah (terbalik), dengan demikian turbin harus dilengkapi dengan bantalan tekan untuk menahan sisa-sisa gaya geser aksial ke kedua arah yang tidak bisa dikompensir lagi.

Kemungkinan selanjutnya untuk menghilangkan gaya geser aksial untuk turbin dengan rumah yang banyak, adalah arah aliran uap dan arah tiap 2 buah rumah turbin dibuat berlawanan, dengan cara ini turbin sudah tidak membutuhkan torak buta lagi.

Konstruksi dan cara kerja dari turbin tekanan lebih; Turbin dengan kondensasi

Turbin pada Gambar 2.2.19 adalah suatu turbin tekanan lebih, yang bekerjanya sebagai turbin dengan kondensasi. Pada prinsipnya perbedaan konstruksi sudu jalanlah yang membedakan antara konstruksi turbin tekanan lebih ini dengan turbin tekanan sama pada Gambar 2.1.20.

Rotor

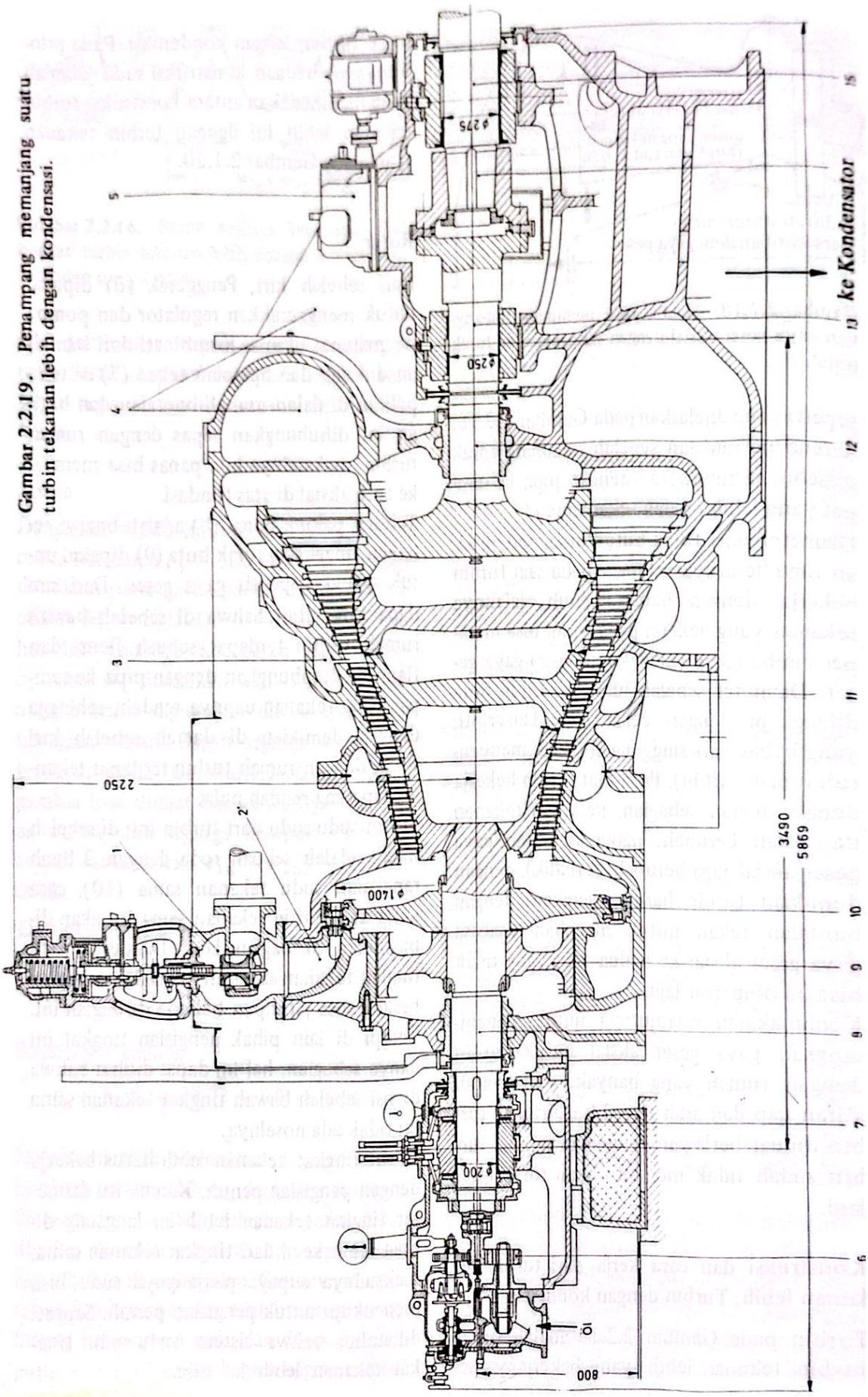
Dari sebelah kiri, Penggerak (6) dipakai untuk menggerakkan regulator dan pompa oli pelumas utama. Kombinasi dari bantalan dukung dan bantalan tekan (7) di tempatkan di dalam rumah bantalan dan bagian ini dihubungkan lepas dengan rumah turbin, maksudnya bila panas bisa memuai ke arah aksial di atas fondasi.

Tabung paking poros (8) adalah bagian tekanan tinggi dan torak buta (9) dipakai untuk mengkompensir gaya geser. Dari sini dapat diketahui bahwa di sebelah bawah rumah turbin terdapat sebuah flens, dan flens ini dihubungkan dengan pipa ke tempat yang tekanan uapnya rendah, sehingga dengan demikian di daerah sebelah kiri torak dengan rumah turbin terdapat tekanan uap yang rendah pula.

Sistim sudu-sudu dari turbin ini; di sebelah muka adalah sebuah roda dengan 2 buah rangkaian sudu tekanan sama (10), cara kerja dari turbin tekanan sama ini akan dibicarakan di bagian lain. Diameter roda tingkat tekanan sama ini besar dan sebagian besar panas jatuhpun bekerja di bagian ini. Tetapi di lain pihak pengisian tingkat ini hanya sebagian, hal ini dapat dilihat bahwa di sisi sebelah bawah tingkat tekanan sama ini tidak ada noselnya.

Untuk tingkat tekanan lebih harus bekerja dengan pengisian penuh. Karena itu diameter tingkat tekanan lebih ini langsung dibuat lebih kecil dari tingkat tekanan sama, maksudnya supaya panjangnya sudu bisa mencukupi untuk pengisian penuh. Seperti diketahui bahwa sistem sudu-sudu tingkat tekanan lebih ini dibagi-bagi menjadi

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.2.19. Penampang memanjang suatu turbin tekanan lebih dengan kondensasi.

CS Dipindai dengan CamScanner

beberapa bagian. Di sisi sebelah belakang (di akhir) tiap bagian, sebagian uap dikeluarkan dari dalam turbin untuk dipakai memanaskan air pengisi ketel. Di dalam rumah turbin terdapat suatu cincin yang digunakan sebagai saluran pengambilan uap dan salurannya untuk mengeluarkan uap tersebut dari turbin terdapat di sebelah bawah.

Konstruksi rotor turbin ini dibuat dari beberapa bagian yang kemudian dipasang menjadi satu. Masing-masing bagian dibuat dengan sistem tempa dan hal ini adalah lebih ringan daripada bila dibuat dari silinder yang pejal dan satu sama lainnya dilas. Untuk torak buta guna mengimbangi gaya geser aksial dan roda tingkat tekanan sama sesudah disambung dengan poros memakai sambungan susut juga dilas. Dari ukuran-ukuran yang ada dalam gambar bisa didapat pandangan besarnya sistem turbin ini.

Rumah turbin

Dari rumah katup (1) yang ada beberapa katup dengan dudukan rangkapnya uap masuk ke Pemancar (2) dengan nosel Laval kemudian baru ke sudu yang melengkung dari roda Curtis. Rumah turbin ini pertama kali dibagi (dapat dipisah-pisahkan) secara horisontal, selain itu juga dibagi ke dalam arah memanjang. Sisi bagian depan dibuat dari baja tuang, sisi bagian tekanan rendah dibuat dari besi tuang abu-abu. Di tempat (3) mencerat (mengeluarkan) uap sebenarnya di dalam dinding rumah turbin terdapat alur/celah-celahnya. Sudu-sudu pengarah ditempatkan langsung di dalam rumah turbin.

Saluran uap bekas (4) dihubungkan memakai sirip-sirip penguat dengan rumah bantalan turbin.

Dengan alat pemutar (5) memungkinkan rotor turbin sebelum distart dan sesudah mesin dimatikan diputar pelan-pelan dengan jumlah putaran yang rendah, sampai pembagian temperatur turbin merata.

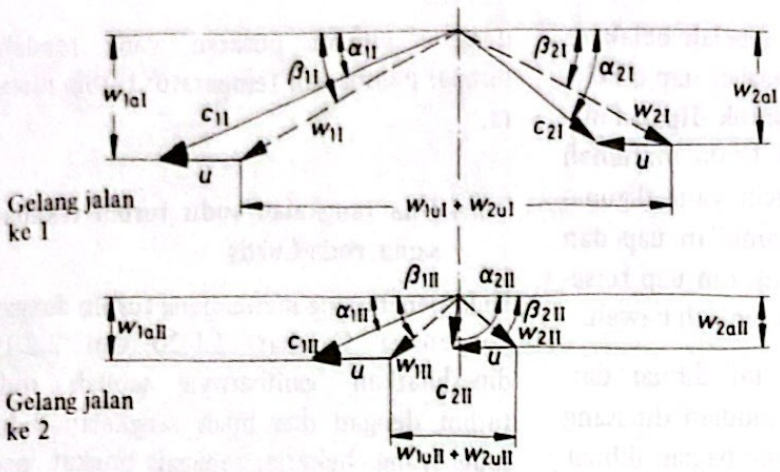
2.2.4 Dua rangkaian sudu turbin tekanan sama, roda Curtis

Pada penampang memanjang turbin dengan kondensasi Gambar 2.1.20 dan 2.2.19 diperlihatkan gambarnya sebuah roda turbin dengan dua buah rangkaian sudu-sudu yang bekerja sebagai tingkat pertama di muka. Pada bab ini akan dibahas turbin dengan sebuah roda jalan yang bekerja dengan prinsip tekanan sama. Uap dengan selisih entalpi yang besar bekerja di dalam sudu pengarah, dengan demikian uap yang ke luar dari sudu pengarah kecepatannya lebih besar daripada kecepatan suara. Sudu pengarahnya harus dibuat seperti konstruksi nosel Laval. Pertama-tama uap yang ke luar dari nosel Laval masuk ke dalam rangkaian sudu jalan 1 dengan kecepatan tinggi dan bekerja di dalam sudu tersebut sampai suatu sisa kecepatan tertentu, kemudian masuk ke dalam sudu pembelok yang ditempatkan di dalam rumah turbin dan uap tersebut dibelokkan arahnya untuk dimasukkan ke dalam rangkaian sudu jalan ke 2. Perpindahan energi dengan sistem ini disebut sebagai "tingkat kecepatan". Prinsip ini ditemukan pertama kali oleh Curtis dari Amerika.

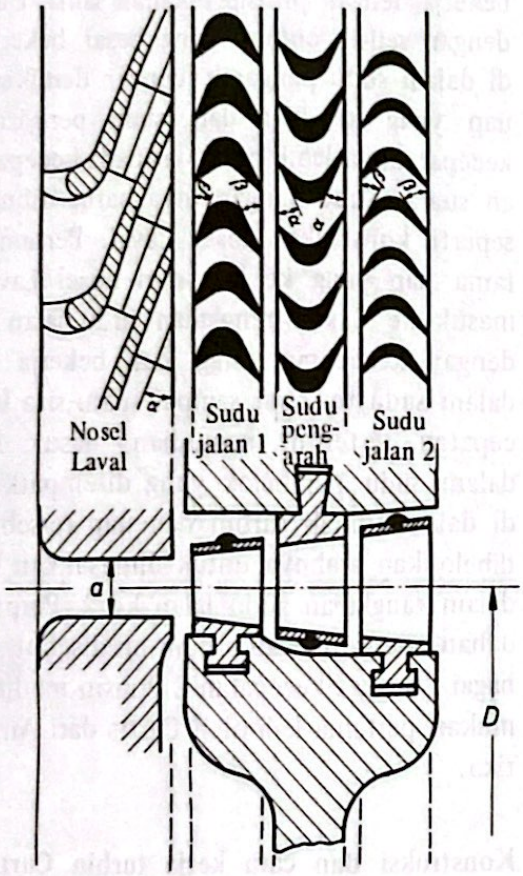
Konstruksi dan cara kerja turbin Curtis, Gambar 2.2.20.

Rangkaian sudu jalan 1 dimasuki uap yang ke luar dari nosel Laval dengan kecepatan $c_{1\,I}$ dan uap ini bekerja di dalam sudu 1 tersebut. Dengan sedikit proses kerja reaksi di dalam sudu jalan (3%) uap ke luar dengan kecepatan $c_{2\,1}$ dan mulai masuk ke sudu pembelok. Di dalam sudu ini uap sedikit berekspansi, kemudian uap pergi

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.2.20. Pena pang sudu dan bag segitiga kecepatan u tuk sebuah roda Cur dengan 2 buah sa jalannya.



ke rangkaian sudu jalan 2 dengan kecepatan $c_{2\,II}$ dan di dalam sudu jalan 2 ini uap memberikan energinya serta meninggalkan sudu jalan tersebut dengan kecepatan $c_{2\,II}$. Di kedua rangkaian sudu jalan tersebut dapat dibuatkan bagan segitiga kecepatannya dan dari sini dapat dihitung besarnya gaya keliling.

$$F_u = \dot{m}_s \cdot (w_{1u\,I} + w_{2u\,I} + w_{1u\,II} + w_{2u\,III})$$

Setelah diadakan penyederhanaan dengan tidak memperhatikan kerja reaksi, mak seluruh panas jatuhnya sesuai dengan :

$$h_{st} = c_0^2/2000 \text{ dalam kJ/kg, } c_0 \text{ dalam m/det}$$

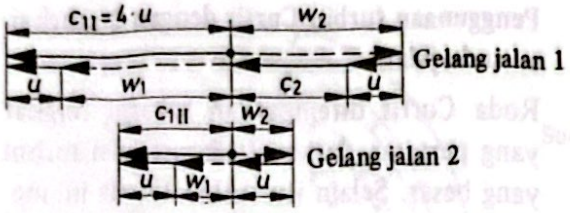
$$P_u = F_u \cdot u \quad \text{dan} \quad \eta_u = h_u/h_{st}$$

Dalam teori akan didapat $\eta_u = 1$, bil besarnya semua sudut sama dengan nol aliran uap tanpa gesekan, $c_{2\,II}$ = nol, da harus dibuat perbandingan kecepatan u/c = 0,25. Hal ini bisa diketahui tanpa haru mengadakan perhitungan yang terperinc tetapi dari bagan kecepatan, Gamba 2.2.21.

Bila kecepatan uap sangat tinggi atau kece patan uap dinaikkan, maka biasanya rod turbin Curtis dibuat dengan memakai buah rangkaian sudu jalan. Dan secara te oritis untuk harga η_u yang terbaik terleta pada $u/c_1 = 0{,}125$.

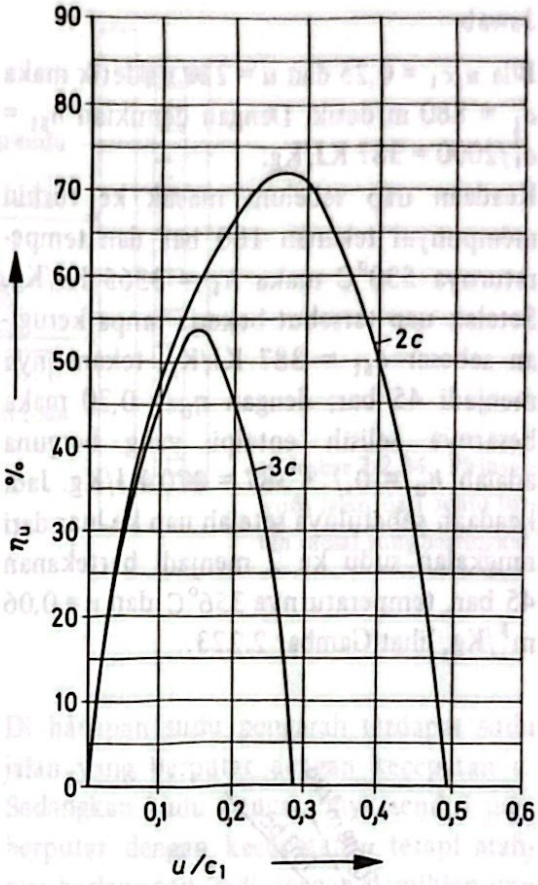
Roda Curtis dengan 2 rangkaian sudu jalan : $\eta_{u\,maks}$ di $u/c_1 = 0{,}25$
Roda Curtis dengan 3 rangkaian sudu jalan : $\eta_{u\,maks}$ di $u/c_1 = 0{,}125$.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.2.21. Bagan kecepatan dari turbin Curtis dengan 2 rangkaian sudu jalan; besarnya semua sudut sama dengan nol, dan aliran fluida tanpa gesekan

Kecepatan uap yang tinggi akan mengakibatkan kerugian aliran yang tinggi juga. Pada Gambar 2.2.22 diperlihatkan grafik lintasan η_u untuk beberapa harga u/c_1 dengan memperhatikan besarnya kerugian yang ada.



Gambar 2.2.22. Grafik dari η_u dengan u/c_1 untuk roda turbin tekanan sama yang mempunyai beberapa rangkaian sudu jalan.

Pemakaian roda Curtis dengan 2 rangkaian sudu jalan sebagai tingkat pertama

Seperti telah diketahui bahwa kebanyakan roda Curtis dengan 2 rangkaian sudu jalan dipakai sebagai tingkat pertama untuk turbin yang bertingkat banyak. Sebabnya pertama-tama turbin Curtis ini termasuk turbin tekanan sama yang bisa bekerja dengan pengisian sebagian (dengan demikian segmen pipa pancar hanya terdapat di sebagian dari keliling roda) dan turbin ini digunakan sebagai "tingkat pengatur" untuk pengaturan kapastitas uap. Selain itu untuk turbin yang bekerja dengan panas jatuh dan tekanan uap yang tinggi, turbin Curtis ini digunakan untuk menurunkan tekanan dan temperatur uap dengan cepat. Tempat ekspansi uap terdapat di dalam nosel Laval, dengan demikian uap yang ke luar dari turbin Curtis energinya banyak terpakai dan dalam waktu yang sama volume spesifik uap sudah bertambah besar dengan cepat, sehingga untuk tingkat berikutnya di mana tingkatnya turbin sudah harus mempunyai panjang sudu yang tertentu dan dengan pengisian penuh (seluruh sudu dikeliling roda harus dimasuki uap) bisa dicukupi dengan uap tersebut. Hal ini terutama sekali dibutuhkan oleh turbin tekan lebih.

Bila perlu dan yang paling sering dilakukan adalah membuat diameter roda Curtis dengan 2 rangkaian sudu jalan lebih besar, maksudnya supaya kemungkinan panas jatuh yang bekerja lebih banyak. Kecepatan kelilingnya berkisar antara u = 150 m/detik sampai dengan 230 m/detik.

Contoh 9

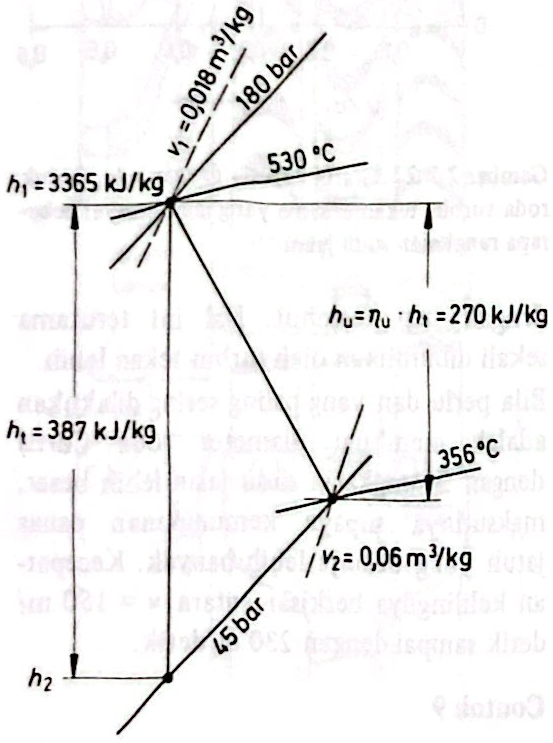
Berapakah selisih entalpi yang bekerja pada sebuah roda Curtis dengan 2 rangkaian sudu jalan, apabila letak u/c_1 = 0,25 dan kecepatan putarannya u = 220 m/detik? Bagaimanakah keadaan uapnya yang ke luar dari rangkaian sudu jalan ke 2, bila keadaan uap yang masuk ke turbin dengan tekanan 180 bar, t = 530°C, dan η_u = 70%?

Dipindai dengan CamScanner

Jawab

Bila $u/c_1 = 0{,}25$ dan $u = 220$ m/detik maka $c_1 = 880$ m/detik. Dengan demikian $h_{st} = c_1^2/2000 = 387$ KJ/Kg.

Keadaan uap sebelum masuk ke turbin mempunyai tekanan 180 bar dan temperaturnya 530°C maka $h_1 = 3365$ KJ/Kg. Setelah uap tersebut bekerja tanpa kerugian sebesar $h_{st} = 387$ KJ/Kg, tekanannya menjadi 45 bar; dengan $\eta_u = 0{,}70$ maka besarnya selisih entalpi yang berguna adalah $h_u = 0{,}7 \cdot 387 = 270$ KJ/Kg. Jadi keadaan sebetulnya setelah uap ke luar dari rangkaian sudu ke 2 menjadi bertekanan 45 bar, temperaturnya 356°C dan $v = 0{,}06$ m^3/Kg, lihat Gambar 2.2.23.



Gambar 2.2.23. Penentuan keadaan uap di dalam diagram $h - s$.

Dari hasil contoh tersebut di atas, dapat diketahui besarnya penurunan kondisi uap sesudah uap melalui turbin Curtis.

Penggunaan turbin Curtis dengan 2 rangkaian sudu jalan

Roda Curtis ditempatkan sebagai tingkat yang pertama dari suatu konstruksi turbin yang besar. Selain itu turbin Curtis ini merupakan salah satu alternatif untuk penggunaan konstruksi turbin yang kecil dan mudah. Dalam hal ini daya yang dihasilkan turbin bisa mencapai 1000 kW, bila randemen yang agak kecil tidak menjadi soal. Di dalam kapal turbin Curtis dengan 2 rangkaian sudu jalan dipakai untuk menggerakkan kapal mundur, tetapi bila kapal bergerak maju, maka turbin ini berjalan kosong tanpa beban. Karena adanya gesekan roda maka sedikit uap dingin dialirkan ke dalam turbin ini.

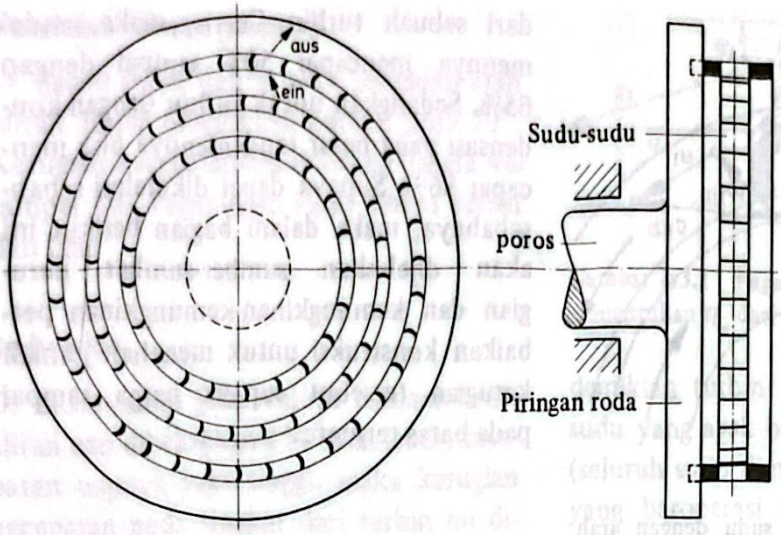
2.2.5 Turbin Radial yang berputar berlawanan arah

Arah aliran uap di dalam turbin yang telah kita bahas dalam prinsipnya adalah sejajar dengan arah poros turbin. Dengan demikian turbin-turbin tersebut bisa disebut juga sebagai turbin aksial.

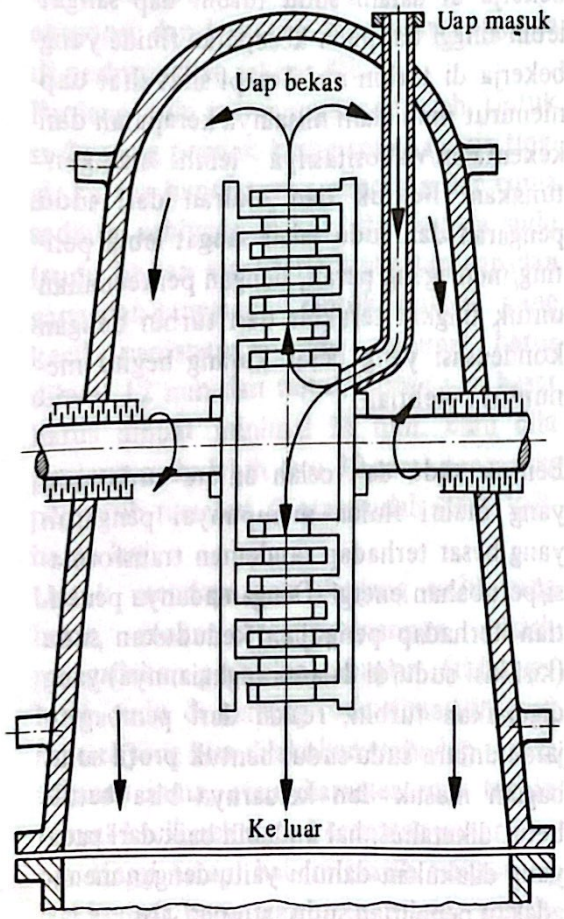
Suatu konstruksi turbin radial juga dibuat, dengan beberapa rangkaian sudu yang diatur sedemikian rupa sehingga berurutan dan ditempatkan pada piringan roda yang letaknya tegak lurus arah poros turbin, Gambar 2.2.24.

Dalam pelaksanaan sebenarnya terdapat dua buah piringan yang satu sama lainnya saling bekerja, untuk penjelasan selanjutnya terdapat pada Gambar 2.2.25. Sistem sudu-sudunya agak sama, uap dialirkan masuk ke dalam rangkaian sudu-sudu yang paling dalam dan kemudian uap tersebut berekspansi ke luar. Dengan demikian pada waktu yang bersamaan rangkaian sudu yang berikutnya bekerja pula sebagai sudu jalan yang berputar dengan kecepatan keliling yang sama tetapi arah putarannya berlawanan arah.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.2.24. Piringan roda jalan dari suatu turbin radial yang bertingkat.



Gambar 2.2.25. Gambar skema dari suatu konstruksi turbin radial dengan arah putaran yang berlawanan Ljungstrom.

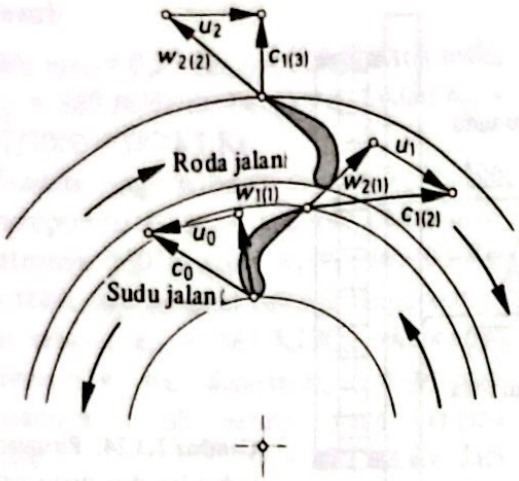
Di hadapan sudu pengarah terdapat sudu jalan yang berputar dengan kecepatan u. Sedangkan sudu pengarahnya sendiri juga berputar dengan kecepatan u tetapi arahnya berlawanan, jadi dengan demikian uap yang mengalir di dalam turbin menghasilkan pergerakan sudu dengan kecepatan $2u$, lihat Gambar 2.2.6.

Sistem sudu-sudu pada turbin ini dibuat seperti tingkat turbin reaksi dengan r = 0,5. Untuk suatu konstruksi yang sejenis, turbin radial dengan kedua buah rangkaian sudu I dan II yan bekerja bersama-sama, bisa beroperasi dengan panas jatuh 4 kali lebih banyak daripada konstruksi turbin aksial.

Jumlah tingkat turbin radial ini hanya sedikit, turbin ini elastis terhadap panas, oleh karena itu bagian-bagian yang bergerak sangat cepat meneruskan panas, dan sebab itu dalam operasinya turbin ini menggunakan uap baru yang temperaturnya tinggi.

Sesudah diketemukan oleh kakak-beradik Ljungström dari Swedia, maka turbin ini diberi nama Turbin Ljungström dan lisensinya dibuat di Jerman oleh Pabrik mesin Augsburg-Nurnberg.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.2.26. Penampang sudu dengan arah putar yang berlawanan dari turbin radial.

Selanjutnya konstruksi turbin radial ini secara mendetail tidak dibahas dalam buku ini. Perlu pula diketahui bahwa tekanan uap pada kedua piringan roda turbin mempunyai kecenderungan mendorong/memisahkan satu dengan yang lainnya, bila dari sebelah belakang piringan tersebut tidak didorong kembali dengan suatu gaya tekan yang sama besarnya dengan gaya tekan yang ditimbulkan uap tersebut. Selain itu turbin harus dilengkapi dengan paking Labyrinth dan piringan lawan yang ditempatkan di dalam rumah turbin.

Keistimewaan yang lain dari turbin ini adalah dapat menggerakkan 2 buah generator listrik, sesudah listrik dibangkitkan oleh masing-masing generator dan jumlah putaran turbin normal, maka sistim listrik pada pembangkit tersebut baru dijadikan satu. Turbin radial ini dibuat dengan sistem tekanan lawan dan sebagai turbin dengan kondensasi serta digunakan untuk membangkitkan tenaga listrik.

2.3 KERUGIAN DI DALAM TINGKAT TURBIN DAN RANDEMENNYA

Randemen dari turbin uap sangat tergantung kepada daya yang dihasilkan turbin. Untuk suatu turbin yang kecil, misalnya dari sebuah turbin Curtis, maka randemennya mencapai 50% sampai dengan 65%. Sedangkan untuk turbin dengan kondensasi yang besar randemennya bisa mencapai 86%. Supaya dapat diketahui sebab-sebabnya, maka dalam bagian berikut ini akan dijelaskan sumber-sumber kerugian dan kemungkinan-kemungkinan perbaikan konstruksi untuk menahan jumlah kerugian tersebut supaya harga sampai pada batas tertentu.

2.3.1 Kerugian di sudu-sudu turbin

Sudu-sudu turbin adalah suatu tempat di mana energi aliran uap harus diubah menjadi gaya keliling. Kecepatan uap yang bekerja di dalam sudu turbin uap sangat lebih tinggi daripada kecepatan fluida yang bekerja di turbin air. Tetapi sifat-sifat uap menurut ilmu alam misalnya kerapatan dan kekentalan/viskositasnya lebih mengun-tungkan. Bentuk dan ukuran dari sudu pengarah dan sudu jalan sangat lebih penting/memegang peran, dengan perkecualian untuk tingkat terakhir dari turbin dengan kondensasi yang besar kurang begitu menuntut ketelitian.

Bentuk sudu dan celah antara sudu-sudu yang dialiri fluida mempunyai pengaruh yang besar terhadap randemen transformasi/perubahan energi. Dengan adanya penelitian terhadap pengujian kedudukan sudu (kisi-kisi sudu/di dalam rangkaiannya) yang digunakan turbin, reaksi dari pembagian jarak antara sudu-sudu, bentuk profil sudu bagian masuk dan keluarnya bisa betul-betul diketahui, hal ini lebih baik dari pada yang dilakukan dahulu yaitu dengan mengadakan penelitian sudu satu per satu.

Berikut ini akan diterangkan secara singkat pengaruh-pengaruh sebenarnya di dalam nosel dan sudu-sudu.

Dipindai dengan CamScanner

Nosel dan saluran pengarah

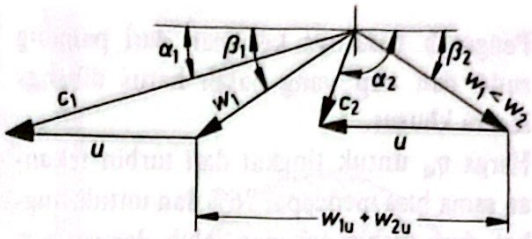
Di dalam nosel dan saluran pengarah arah aliran fluida dibelokkan kurang lebih 70°. Kerugian kecepatannya dihitung antara 4% sampai 5%. Permukaan sudu dibuat bersih dan licin

Sudu jalan

Di dalam sudu jalan turbin tekanan sama aliran uap dibelokkan 150° dan lebih, kecepatan uapnya juga tinggi, maka kerugian kecepatan pada tingkat dari turbin ini dihitung sampai 7%. Untuk tingkat dari turbin tekanan lebih kecepatan uap dan belokannya lebih kecil, aliran uapnya lebih baik karena pada waktu yang bersamaan uap tersebut mendapat percepatan akibat dari ekspansi dan kerugian kecepatan yang ada di perhitungkan sekitar 4%.

Panjang sudu mempunyai pengaruh. Untuk sudu yang pendek kerugiannya makin tinggi, karena hantarannya pancaran uap cuma sedikit, sehingga di kaki dan kepala sudu (sudu bagian atas) terjadi pusaran uap dan gangguan-gangguan. Untuk turbin yang kecil panjangnya sudu minimal harus dibuat 12 mm dan untuk turbin yan besar harus dibuat minimal 18 mm. Baru bila panjang sudu lebih dari 30 mm, pengaruh-pengaruh tersebut di atas sudah tidak kelihatan lagi.

Untuk mendapatkan panjang sudu yang besar, maka kemungkinannya adalah mengadakan pengisian sebagian (tidak seluruh sudu di keliling roda dimasuki uap) seperti yang bisa dilakukan terhadap turbin tekanan sama, atau diameter roda turbin dibuat kecil, sehingga kecepatan putar turbin tinggi tetapi hal ini masih tergantung lagi kepada kecepatan putar mesin yang digerakkan turbin. Khusus untuk turbin yang kecil biasanya ditentukan dengan kecepatan putar yang tinggi dan turbinnya dilengkapi dengan roda gigi transmisi, dengan



Gambar 2.3.1 Bagan segitiga kecepatan untuk menentukan η_u dari suatu tingkat turbin.

demikian turbin bisa mempunyai panjang sudu yang agak besar dan pengisian penuh (seluruh sudu dimasuki uap). Untuk turbin yang beroperasi dengan uap basah akan mendapat kerugian pengereman, sebab tetesan-tetesan air yang berbentuk kabut akan memisahkan diri dan tidak bergerak menuruti arah gerakannya uap, melainkan akan berkumpul di pinggir-pinggir sudu.

Kerugian selanjutnya adalah kerugian uap ke luar, uap bekas ini ke luar meninggalkan sudu jalan dengan energi yang berbentuk kecepatan c_2. Kesimpulannya yang bisa diambil adalah η_u dari tingkat, randemen pada keliling roda bisa dihitung dari bagan segitiga kecepatan, Gambar 2.3.1.

Lagi pula $\eta_u = h_u/h_{st}$. Teoritis untuk panas jatuh isentrop misalnya pada tingkat dari turbin tekanan lebih $h_{st} = c_0^2/2000$. Bila sudah ditetapkan diameter tingkat D dan kecepatan keliling u sudah bisa ditentukan dari $u/c_0 = 0{,}45 \ldots 0{,}50$. Kemudian dipilih besarnya sudut-sudut sudu α_1 dan β_2, dan ada kemungkinan besarnya sudut α_2 menjadi 90°. Sebagai ganti kerugian kecepatan masuk dibuat $c_1 = 0{,}95 \cdot c_0$, sebagai ganti $w_2 = w_1$ dibuat $w_2 = 0{,}93 \cdot w_1$ dan kemudian dibaca besarnya $w_{1u} + w_{2u}$. Dengan demikian besarnya $h_u = u \cdot (w_{1u} + w_{2u})$.

Besarnya energi c_2 tidak perlu diperhatikan, karena dari tingkat yang kita tinjau, kerja dari energi tersebut hilang ke luar. Dari konstruksi bagan segitiga kecepatan ini semua pengaruh kerugian dari sudut-sudut sudu juga terpenuhi.

Dipindai dengan CamScanner

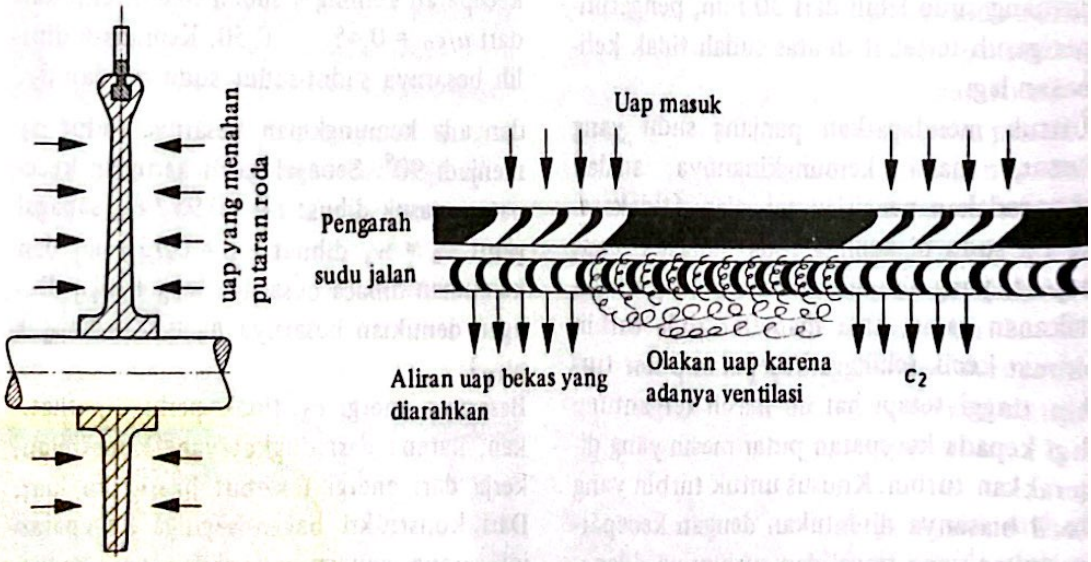
Pengaruh besarnya kerugian dari panjang sudu dan uap yang basah harus dibahas secara khusus.

Harga η_u untuk tingkat dari turbin tekanan sama bisa mencapai 76% dan untuk tingkat dari turbin tekanan lebih dengan r = 0,5, bisa mencapai 82%.

2.3.2 Tingkat dari turbin tekanan sama. Gesekan roda, ventilasi, celah

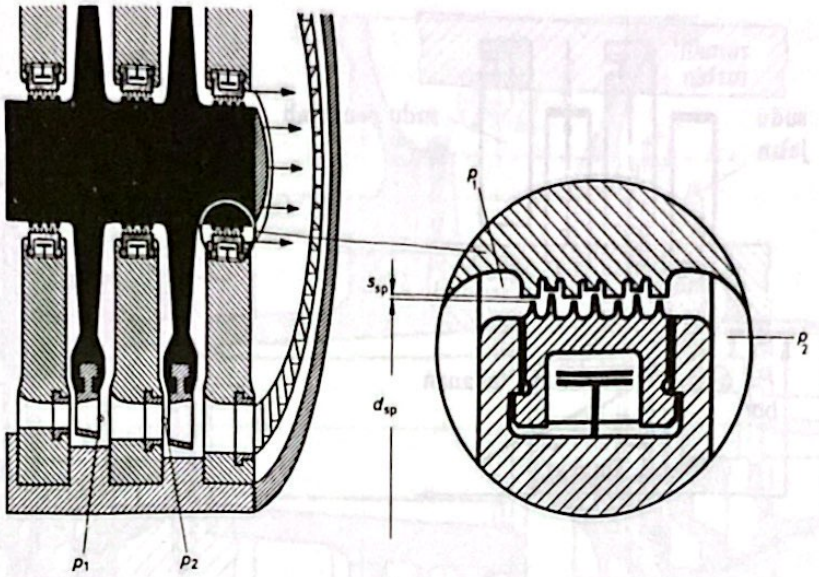
Tingkat dari turbin tekanan sama terdiri dari sebuah piringan roda jalan, yang berputar di dalam suatu ruangan yang di bagian depan dan belakangnya dibatasi atau tingkat tersebut dibentuk oleh dinding-dinding antara. Di tiap tingkat terjadi kerugian gesekan dengan uap roda, harga kerugian ini akan makin besar bila: Diameter roda makin besar (D^2), dan makin tinggi kecepatan roda (u^3) serta makin kecil spesifik volume atau makin besar kerapatannya uap. Di dalam tingkat turbin tekanan tinggi penurunan daya yang diakibatkan oleh kerugian gesekan ini bisa mencapai 100 KW. Besarnya energi kerugian gesekan ini akan memanaskan uap, karena itu misalnya untuk turbin yang digunakan untuk menggerakkan kapal mundur, ketika kapalnya bergerak maju turbin ini aka berjalan kosong tanpa beban dan ua dingin secara terus menerus harus dialir kan ke dalam turbin ini.

Pada tingkat dari turbin tekanan sama hanya sebagian dari sudu di sekeliling roda yang dimasuki/digerakkan oleh uap, Gambar 2.3.2, maka akibatnya akan timbul kerugian ventilasi. Bila sudu jalan yang bergerak melewati bagian yang tidak ada nosel atau sudu pengarahnya, hingga sudu jalan tersebut tidak dialiri/dimasuki uap, maka pada bagian ini akan terdapat olakan pada pusaran-pusaran uap, dan hasil dari peristiwa ini akan bekerja sebagai rem. Kerugian ventilasi ini tergantung kepada panjang sudu $L^{1,5}$, besarnya pemasukan uap ke dalam sudu-sudu turbin dan kecepatan keliling u^3 serta kepada kerapatan uap. Untuk turbin yang kecil kerugian ventilasi ini dapat diketahui dengan jelas dan sangat mengurangi randemen turbin. Kerugian celah (kebocoran) terdapat di tempat di mana poros turbin melewati/menembus dinding antara. Penurunan tekanan yang terjadi sesuai dengan besarnya panas jatuh yang bekerja pada tingkat turbin. Tempat ini dilengkapi dengan paking Labyrinth yang



Gambar 2.3.2. Untuk menerangkan kerugian gesekan roda dan kerugian ventilasi.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.3.3. Kerugian celah pada poros yang menembus dinding antara dari tingkat turbin tekanan sama.

bebas singgungan, Gambar 2.3.3.
Pelaksanaan paking Labyrinth bisa dilihat pada gambar penampangnya yang diperbesar, paking ini terdiri dari suatu alur-alur kecil pada poros dan semacam pegas yang ditempatkan dalam suatu tabung. Besarnya ruang main (celah) S_{sp} ditentukan dengan mengingat besarnya lendutan dan pembengkokan yang terjadi pada poros serta harus dengan memperhatikan kondisi poros ketika putarannya sampai di kecepatan kritis. Poros elastis yang bentuknya ramping kerugian kebocorannya sedikit. Besarnya kerugian celah (kebocoran) ini bisa dihitung memakai persamaan kontinuitas.

2.3.3 Tingkat dari turbin tekanan lebih: Kerugian celah

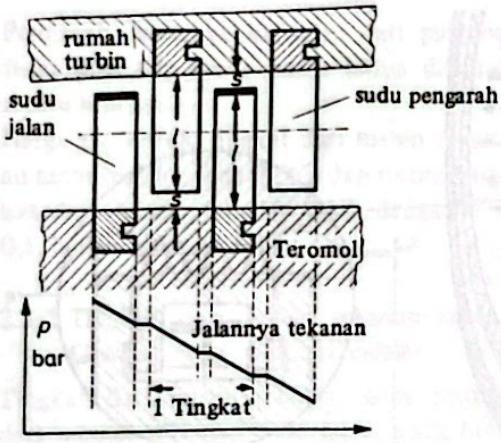
Di tingkat dari turbin tekanan lebih, besarnya kerugian gesekan roda dengan uap dan kerugian ventilasi bisa diabaikan, sebab gesekan hanya terjadi di sebagian kecil dari keliling teromol dan di turbin tekanan lebih seluruh sudu di sekeliling roda dimasuki uap (pengisian penuh) sehingga dengan demikian kerugian ventilasipun tidak ada.

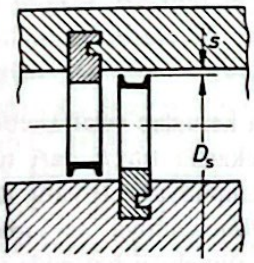
Tetapi sebaliknya kerugian celah (kebocoran) di tingkat tekanan tinggi dari turbin tekanan lebih mempunyai arti yang sangat besar, sebab kebocorannya terdapat di antara rotor dan rumah turbin pada ujung dari sudu pengarah dan sudu jalan. Luas permukaan penampang celah lebih besar, sebab diameternya lebih besar dan besarnya kelonggaran celah harus cukup besar (1‰ sampai 2‰ dari D), dengan demikian ujungnya sudu tidak bisa bergerak (bersinggungan).

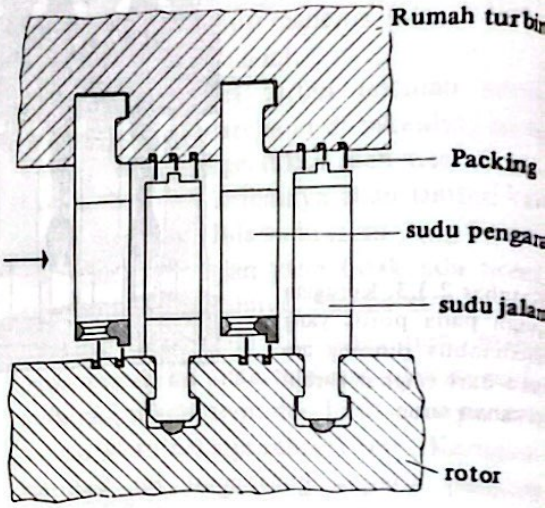
Gambar 2.3.4. memperlihatkan besarnya kelonggaran celah s dan jalannya tekanan, dari penurunan tekanan lebih uap tersebut akan terjadi kecepatan. Makin pendek panjangnya sudu dan makin besar kebutuhan celah untuk mengatasi perbedaan temperatur pada saat turbin start, makin besarlah kerugian kebocorannya. Sebab uap tersebut mengalir di ujung-ujung sudu melalui penampang celah tanpa bekerja (memberikan energinya untuk bekerja).

Kedua gambar yang lain pada Gambar 2.3.4 memperlihatkan kemungkinan untuk memperkecil celah. Dengan menggunakan suatu lapisan pelat yang tipis maka celah tersebut

Dipindai dengan CamScanner







Gambar 2.3.4. Kerugian kebocoran (celah) di ujung sudu jalan dan di ujung sudu pengarah dari turbin tekanan lebih.

bisa dibuat lebih rapat. Apabila ujung sudu sampai bergeser, maka hanya pelat inilah yang diasah habis dan sudunya sendiri tidak rusak.

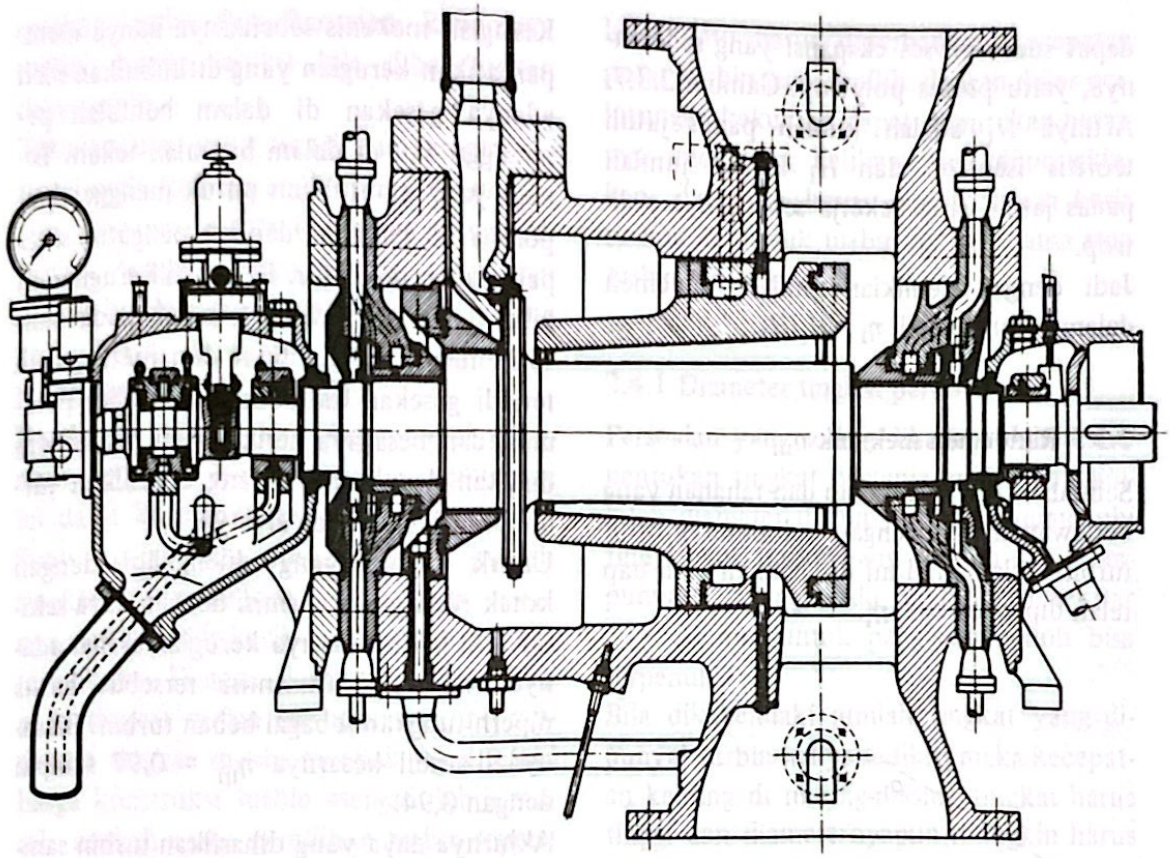
Penyangga sudu pengarah

Di bagian tingkat tekanan tinggi dari turbin dengan kondensasi bekerja dengan uap tekanan tinggi dan temperaturnya 530°C. Uap ini mempunyai spesifik volume yang kecil, jika kapasitas V nya pun kecil dan sudu-sudu turbinnya pun pendek-pendek. Untuk turbin tekanan lebih supaya bisa mendapatkan kelonggaran celah yang sekecil mungkin, maka sudu pengarah ditempatkan di dalam semacam tabung silinder yang berdinding tipis, Gambar 2.3.5. Di sebelah luar dari tabung silinder tersebut terdapat uap dengan temperatur tinggi yang baru ke luar dari tingkat pertama, dan ruangan antara tabung penyangga sudu pengarah dan rumah turbin dipenuhi oleh uap tersebut, kemudian uap itu akan mengalir masuk ke dalam tabung untuk menggerakkan sudu jalan. Seluruh keliling tabung penyangga sudu pengarah ditahan oleh rumah turbin dan elastis terhadap panas. Uap yang bocor dan terus mengalir ke sisi saluran uap buang tanpa memberikan energinya untuk bekerja hanya sedikit sekali.

Gambar 2.3.5 memperlihatkan penampang turbin kecil yang bekerja dengan putaran tinggi, diameter tingkat turbin ini sekitar 400 mm. Sistem konstruksi turbin ini digunakan juga untuk konstruksi turbin yang besar-besar.

Dipindai dengan CamScanner

PERPUSTAKAAN D III F. TEKNIK



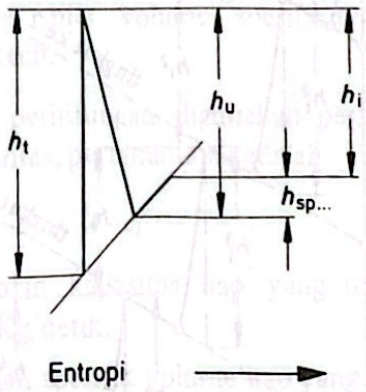
Gambar 2.3.5. Turbin tekanan lawan dengan rumah selubung ganda

2.3.4 Randemen dalam turbin η_i

Kerugian di tiap-tiap tingkat turbin adalah kerugian di sudu-sudu turbin, kerugian gesekan dan kerugian ventilasi, serta kerugian kebocoran (celah).

Bila yang diperhatikan hanya kerugian di sudu-sudu turbin, maka akan didapat η_u.

Sesudah perhitungan kerugian selanjutnya disesuaikan/diperhitungkan terhadap kerugian entalpi, akan diperoleh panas jatuh di dalam tingkat h_i dan randemen dalam tingkat η_i, Gambar 2.3.6. Selanjutnya besarnya kerugian akan berubah di tiap tingkat, dan biasanya selalu makin kecil, sebab volume spesifik uap makin besar, temperatur uap makin rendah dan sudu-sudu turbin makin panjang dan kelonggaran celah bisa dibuat lebih kecil lagi. Dari alasan-alasan tersebut di atas untuk bagian tekanan tinggi dari turbin besar maupun



Gambar 2.3.6. Panas jatuh dalam tingkat h_i dari sebuah turbin.

turbin kecil, yang bekerja dengan uap baru yang bertekanan tinggi, randemennya lebih jelek dari pada bagian tekanan rendahnya. Grafik antara kurva randemen dengan tekanan terdapat pada Gambar 2.1.10. Dari hasil penggambaran harga hasil perhitungan h_i dari tingkat di dalam diagram $h - s$, di-

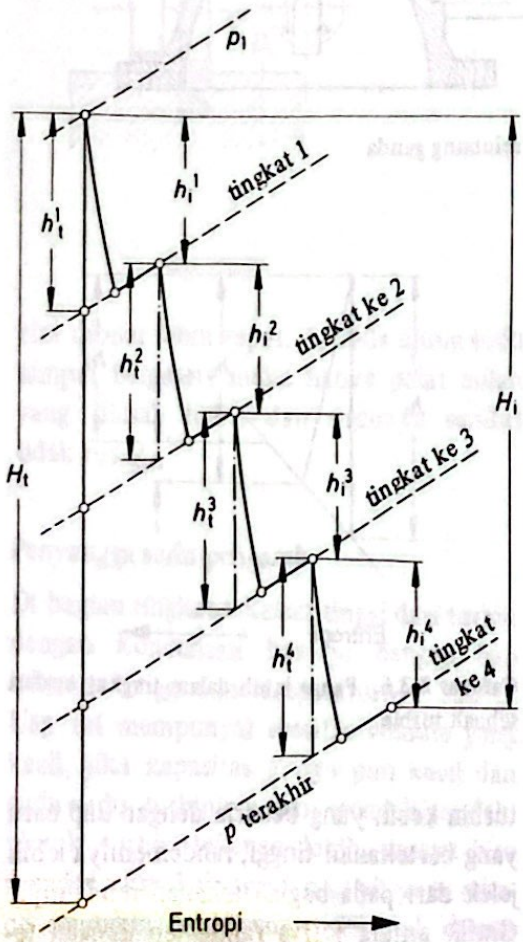
Dipindai dengan CamScanner

dapat suatu proses ekspansi yang sebenarnya, yaitu proses polytrop, Gambar 2.3.7. Artinya H_t adalah jumlah panas jatuh teoritis isentrop dan H_i adalah jumlah panas jatuh yang bekerja sebenarnya politrop.

Jadi dengan demikian jumlah randemen dalam turbin adalah $\eta_i = H_i/H_t$.

2.3.5 Randemen mekanik η_m

Sebuah kerugian gesekan dan tahanan yang berlawanan arah dengan arah putaran rotor turbin, selama hal ini disebabkan oleh uap telah dipenuhi oleh η_i.



Gambar 2.3.7. Jalannya ekspansi yang sebenarnya di dalam tingkat dari turbin yang bertingkat banyak

Kerugian mekanis sebenarnya hanya memperhatikan kerugian yang ditimbulkan oleh adanya gesekan di dalam bantalan peluyangga dan di dalam bantalan tekan. Tenaga yang dibutuhkan untuk menggerakan pompa oli pelumas dan oli pengatur serta pergerakan regulator. Besarnya kerugian ini sebetulnya cuma sedikit, sebab pada bantalan turbin yang dibuat dari metal putih terjadi gesekan hidraulik dari bahan pelumas, dan besarnya kerugian ini bila dibandingkan dengan daya yang dihasilkan turbin praktis tidak ada artinya.

Untuk turbin yang dilengkapi dengan kotak roda gigi transmisi dengan daya sekitar 100 MW, besarnya kerugian akibat adanya roda gigi transmisi tersebut harus diperhitungkan sebagai beban turbin. Biasanya diambil besarnya η_{im} = 0,97 sampai dengan 0,94.

Akhirnya daya yang dihasilkan turbin sampai ke kopling dihitung memakai randemen effektif η_e yang diperoleh dari :

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \text{atau} \quad \eta_i = \eta_e/\eta_m,$$

Bandingkan dengan Gambar 2.1.10.

2.3.6 Kesimpulan

Besarnya kerugian turbin tergantung kepada:

- Daya yang dihasilkan turbin, dalam hal ini termasuk besarnya turbin uap dan kapasitas uap yang masuk ke dalam turbin.
- Keadaan uap, yaitu tekanan, temperatur dan spesifik volume uap baru, untuk turbin tekanan lawan tergantung juga pada kondisi uap bekasnya.

Untuk turbin dengan daya yang besar di dalam bagian tekanan tinggi, panjang sudu dan besarnya diameter roda, pengaruhnya terhadap kerugian dalam yaitu kerugian

Dipindai dengan CamScanner

gesekan roda dan kerugian kebocoran (celah) hanya sedikit bila dibandingkan daya turbin.

Tekanan uap yang tinggi dan temperatur tinggi pada turbin yang bekerja dengan sistem pemanas antara (pemanas ulang), di bagian tengah turbin antara rotor dan rumah turbin diperlukan kelonggaran yang agak besar, sehingga dengan demikian kerugiannyapun lebih besar.

Randemen turbin uap mempunyai pengaruh terhadap konstruksi dan semuanya ini dasar ke pemikiran dari segi ekonomi. Suatu turbin bisa dibuat dengan jumlah tingkat yang sedikit, bila harga u/c_1-nya dipilih lebih kecil daripada harga yang terbaiknya. Dengan demikian panas jatuh pada tingkat turbin cukup tinggi dan randemen tingkat turbin menjadi jelek tetapi harga konstruksi turbin menjadi lebih murah, apakah usaha pemilihan turbin seperti ini ada artinya. Sama juga bila dengan alasan keselamatan kerja maka kelonggaran celah antara poros dan sudu-sudu dibuat besar, dan bagaimanakah harga randemen turbin tersebut.

Tidak semua turbin uap yang mempunyai daya yang dihasilkan turbin sama randemen turbinnya juga sama. Hal ini tergantung kepada pelaksanaan konstruksi turbin sebab tidak semua turbin dibuat dengan tujuan utama harus mempunyai randemen yang tinggi.

2.4 DIAMETER TINGKAT PERTAMA DAN TINGKAT TERAKHIR DARI TURBIN UAP

Dalam membuat disain turbin uap, penentuan ukuran tingkat pertama dan tingkat terakhir pada hakekatnya mempunyai pengaruh dalam menentukan ukuran turbin secara keseluruhan. Dari sini bisa didapat diameter tingkat yang terletak di antara tingkat pertama dan tingkat terakhir, jumlah tingkat dan jumlah rumah turbin.

Untuk itu harus diperhatikan kecepatan putar turbin yang dipilih, dengan dasar perhitungan kekuatan dapat ditentukan besarnya kecepatan keliling yang dimungkinkan, dan juga harus dipilih sistem kerja turbin: termasuk turbin tekanan sama atau turbin tekanan lebih.

2.4.1 Diameter tingkat pertama

Persoalan yang sering dihadapi dalam menentukan tingkat pertama adalah pengambilan diameter turbin yang bisa memenuhi tinggi panas jatuh yang bekerja dan mempunyai panjang sudu mulai dari sekitar L = 20 mm untuk pengisian penuh bisa terpenuhi.

Bila dikehendaki jumlah tingkat yang dipunyai turbin hanya sedikit, maka kecepatan keliling di masing-masing tingkat harus tinggi dan diameternyapun mungkin harus besar juga.

Masalah tersebut di atas untuk tingkat pertama sering bertentangan, sebab sudu dari tingkat pertama biasanya terlalu pendek, terutama bila volume spesifiknya uap masih kecil.

Untuk perhitungan digunakan persamaan kontinuitas, pertama-tama adalah :

$$\dot{m}_s \cdot v_1 = A \cdot c_1$$

$\dot{m}_s$ adalah kapasitas uap yang mengalir dalam Kg/detik.

v_1 adalah spesifik volume uap yang ke luar dari sudu pengarah dalam m^3/Kg.

A adalah Luas penampang bagian yang dilalui uap dalam m^2

c_1 adalah kecepatan uap pada waktu ke luar dari sudu pengarah dalam m/detik.

Penampang bagian yang dialiri uap tegak lurus c_1

$$A = D \cdot \pi \cdot a \cdot \tau \cdot \sin \alpha_1$$

Dipindai dengan CamScanner

D = Diameter tingkat rata-rata.
a = Tinggi saluran = Panjang sudu pada roda jalan
α_1 = Sudut ke luar untuk arah dari c_1.

Dari persamaan kontinuitas yang lainnya adalah :

$$A = \dot{m}_s \cdot v_1 / c_1$$

dan bila dijadikan satu persamaan tersebut di atas menjadi :

$$D \cdot \pi \cdot a \cdot \tau \cdot \sin \alpha_1 \cdot c_1 = \dot{m}_s \cdot v_1$$

untuk $c1$ menjadi :

$$\frac{u}{u/c_1}$$

dan harga u menjadi :

$$\frac{D \cdot \pi \cdot n}{60}$$

selanjutnya bila digabungkan didapat :

$$\dot{m}_s \cdot v_1 = D \cdot \pi \cdot a \cdot \tau \cdot \sin \alpha_1 \cdot \frac{D \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot u/c_1}$$

Dari sini didapat persamaan untuk diameter tingkat :

$$D = \sqrt{\frac{\dot{m}_s \cdot v_1 \cdot 60 \cdot u/c_1}{\pi^2 \cdot \tau \cdot a \cdot n \cdot \sin \alpha_1}}$$

Untuk tingkat pertama

Harga-harga yang akan dimasukkan ke dalam persamaan ini bisa dipilih dan dapat disesuaikan dengan kebutuhan. Kecuali volume spesifik uap v_1 yang tergantung kepada kondisi uap yang ada. Tetapi sebelumnya harus diperkirakan lebih dahulu besarnya sudu pengarah, sebab harga volume spesifik v_1 adalah harga volume spesifik uap sesudah berekspansi di dalam sudu pengarah dan letaknya di ujung sudu tersebut. Untuk jelasnya berikut ini akan diterangkan contoh perhitungan pemakaian mus di atas.

Contoh 10

Tentukanlah lebih dahulu, berapak besarnya diameter tingkat pertama dari buah turbin tekanan sama yang bertingk banyak, bila daya turbin P = 3500 Kw. Be dasarkan turbin yang sejenis atau dari m del, maka kecepatan putarnya ditentuka n = 10.000 putaran/menit. Untuk pengisia penuh harus dibuat tinggi salurannya a = 25 mm. Bila diketahui kondisi uap bar dengan tekanan 40 bar, temperaturny 420°C dan tekanan uap bekas 0,05 ba serta tingkat pertama harus bekerja denga u/c_1 = 0,45; dipilih α_1 = 16° dan diperkir kan τ = 0,88.

Jawab

Kapasitas uap yang mengalir dihitung dari :

$$\dot{m}_s = P/H_t \cdot \eta_e,$$

di mana H_t = Jumlah panas jatuh seluruh nya.

Panas jatuh H_t = 3255 – 2070 = 118 KJ/Kg, Gambar 2.4.1. Menurut gamba 2.1.10 ditaksir besarnya randemen η_e = 0,76.

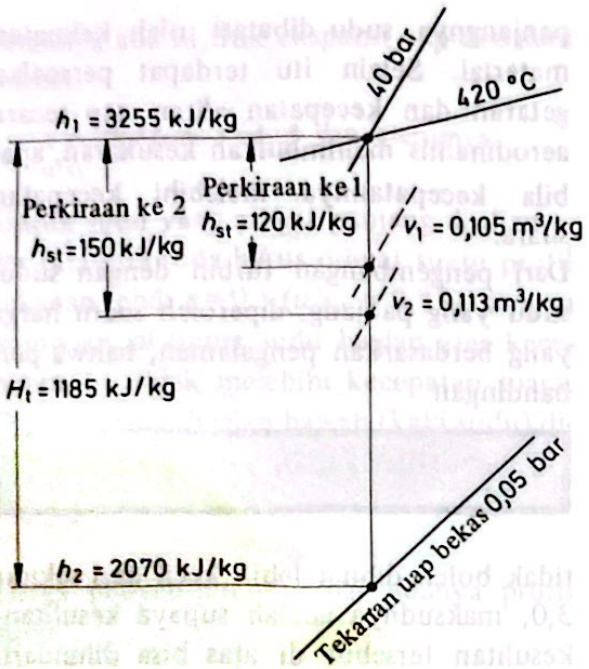
$\dot{m}_s$ = 3500/1185 · 0,76 = 3,9 Kg/detik.

Pertama sekali diperkirakan diameter D = 400 mm. Jadi $u = D \cdot \pi \cdot n/60 = 0{,}4 \cdot \pi \cdot$ 10000/60 = 210 m/detik.

Dengan harga u/c_1 = 0,45 maka harga c_1 = u/045 = 465 m/detik.

Dalam hal ini dianggap terjadi kerugian aliran, sehingga diperhitungkan besarnya kecepatan ke luar teoritis c_0 = 490 m/detik, jadi panas jatuh pada tingkat tersebut adalah $h_{st} = c_0^2/2000$ = 120 KJ/Kg. Selanjutnya penurunan panas jatuh ini digambarkan pada gmabar kondisi uap baru yang diekspansikan isentrop, Gambar 2.4.1. Dari

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.4.1 Penentuan jumlah panas jatuh seluruhnya dan juga panas jatuh di tingkat pertama, pada contoh perhitungan.

sini bisa didapat besarnya volume spesifik uap v_1 = 0,105 m³/Kg.

Dengan memakai harga yang umumnya digunakan a = 0,025 m, didapat :

$$D = \sqrt{\frac{3{,}9 \text{ kg/det} \cdot 0{,}105 \text{ m}^3\text{/kg} \cdot 60 \text{ det/min} \cdot 0{,}45}{\pi^2 \cdot 0{,}88 \cdot 0{,}025 \text{ m} \cdot 10000 \text{ menit}^{-1} \cdot 0{,}276}}$$

$$= 0{,}43 \text{ m}$$

Sedangkan yang diperkirakan pertama sekali harga D = 400 mm. Untuk itu sekali lagi diambil harga perkiraan yang lebih besar D = 450 mm, setelah dihitung dengan cara tersebut di atas, didapat h_{st} = 150 KJ/Kg dan v_1 = 0,113 m³/Kg, lihat gambar 2.4.1.

$$D = \sqrt{\frac{3{,}9 \cdot 0{,}113 \cdot 60 \cdot 0{,}45}{\pi^2 \cdot 0{,}88 \cdot 0{,}025 \cdot 10\,000 \cdot 0{,}276}}$$

$$= 0{,}445 \text{ m}$$

Dengan demikian untuk tingkat pertama dibuat dengan D = 450 mm, dan panjang sudunyapun sudah mencukupi yaitu di sekitar 25 mm.

Apabila pemilihan kecepatan putar turbin bebas, maka bisa dipilih kecepatan putar yang tinggi, hingga diameter roda menjadi kecil dan sudu-sudunya lebih panjang.

Sama seperti apabila harga u/c_1 dirubah, maka diameter roda turbinnya pun akan menjadi lain.

Tingkat pertama dari konstruksi turbin tekanan lebih

Persamaan perhitungan D tersebut di atas juga berlaku untuk turbin ini. Untuk harga u/c_1 = 1,0 sampai dengan 0,7. Lagi pula ekspansi uap di dalam tingkat atau panas jatuh dari tingkat separuh ada di sudu pengarah dan yang separuhnya lagi di sudu jalan. Pada dasarnya panas jatuh pada tingkat turbin tekanan lebih ini lebih kecil daripada panas jatuh pada turbin tekanan sama, meskipun kedua jenis turbin tersebut bekerja dengan u yang sama. Pada bagian ke luar dari sudu pengarah turbin tekanan lebih mempunyai volume spesifik uap yang lebih kecil. Dan supaya panjang sudunya memenuhi maka diameter tingkatnyapun harus dipilih lebih kecil.

Untuk perbandingan, dari hasil perhitungan tingkat pertama dari turbin pada contoh 10, bila untuk turbin tekanan lebih dengan diharuskan mempunyai panjang sudu 25 mm, maka seharusnya diameternya lebih kecil.

Roda Curtis dengan 2 rangkaian sudu jalan sebagai tingkat pertama

Bila dari hasil perhitungan dalam perencanaan turbin menunjukkan bahwa diameternya terlalu kecil, maka untuk mengatasi hal tersebut, untuk tingkat pertama digunakan roda Curtis dengan 2 sudu jalan yang seperti telah diketahui diameter D nya lebih besar.

Untuk roda Curtis dengan 2 sudu jalan harga kecepatannya u dipilih antara u =

Dipindai dengan CamScanner

160 sampai 200 m/detik, dan uap yang berekspansipun cukup besar sesuai dengan yang diinginkan serta untuk tingkat berikutnya diameter dan panjangnya sudu bisa dibuat memenuhi kebutuhan.
Memang roda Curtis dengan 2 rangkaian sudu jalan ini mempunyai randemen yang agak jelek, tetapi pemilihan roda Curtis sebagai tingkat pertama tetap harus diambil dan sebagian dari kejelekan roda Curtis ini bisa dipenuhi/dicukupi lagi oleh tingkat-tingkat berikutnya.

2.4.2 Diameter tingkat terakhir dari turbin dengan kondensasi

Tingkat terakhir dari turbin dengan kondensasi yang mempunyai daya besar harus dilengkapi dengan diameter yang besar dan sudu-sudunya yang panjang, sebab spesifik volume uap v bertambah besar sehingga volume kapasitas uap $\dot{V}_s = \dot{m}_s \cdot v$ yang mengalirpun juga bertambah besar. Harga-harga di bawah ini menunjukkan bahwa v dari uap kenyang tergantung kepada tekanannya dan juga dicantumkan harga temperatur dari uap kenyang tersebut.

Tekanan	0,07	0,05	0,035	bar
t_s	38,7	32,5	28,6	°C
v	20,9	28,7	40,0	m^3/kg

Sebaliknya untuk uap baru dengan tekanan 150 bar, temperatur 535°C mempunyai volume spesifik v = 0,023 m^3/Kg, dan bila uap tersebut diekspansikan sampai di tingkat terakhir maka berarti volume uap tersebut naik sampai 1200 kali. Pada turbin dengan kondensasi yang besar yang dilengkapi dengan sistem pemanas pendahuluan air pengisi ketel, uap untuk memanaskan air pengisi ketel tersebut dikeluarkan/dicerat dari turbin di beberapa tempat, jadi sekitar 70% dari jumlah uap baru ke luar dan masuk ke Kondensator. Pelaksanaan pembuatan diameter roda dan panjangnya sudu dibatasi oleh kekuatan material. Selain itu terdapat persoalan getaran dan kecepatan aliran uap secara aerodinamis menimbulkan kesukaran, apabila kecepatannya melebihi kecepatan suara.
Dari pengembangan turbin dengan sudu-sudu yang panjang, diperoleh suatu harga yang berdasarkan pengalaman, bahwa perbandingan

$$\lambda = D_m/L$$

tidak boleh dibuat lebih kecil dari sekitar 3,0, maksudnya adalah supaya kesulitan-kesulitan tersebut di atas bisa dihindari. Dalam hal ini D_m adalah Diameter rata-rata tingkat dan L adalah panjang sudu. Untuk lebih jelasnya maka berikut ini akan diberikan persamaan untuk menghitung diameter tingkat terakhir.
Pertama sekali persamaan kontinuitas untuk menghitung D pada tingkat pertama ditulis sekali lagi :

$$\dot{m}_s \cdot v_1 = D \cdot \pi \cdot a \cdot \tau \cdot \sin \alpha_1 \cdot \frac{D \cdot \pi \cdot n}{(u/c_1) \cdot 60}$$

Tinggi saluran a diganti dengan panjang sudu L dan selanjutnya harga $L = D/\lambda$ ditempatkan di dalam persamaan, sehingga dengan demikian didapat :

$$D = \sqrt[3]{\frac{\dot{m}_s \cdot v_1 \cdot \lambda \cdot (u/c_1) \cdot 60}{\pi^2 \cdot \tau \cdot n \cdot \sin \alpha_1}}$$

$\dot{m}_s$ dalam Kg/detik.

Dari P, H_t, η_e di mana untuk menghitungnya harus diperhatikan besarnya uap yang dicerat/dikeluarkan dari turbin yang dialirkan ke pemanas air pengisi ketel.
v_1 dalam m^3/Kg adalah spesifik volume uap di sudu jalan bagian ke luar, dan harganya sangat mudah untuk ditentukan, sebab

Dipindai dengan CamScanner

letaknya ada di titik ekspansi uap di dalam turbin.

$\lambda = \frac{D_m}{L} = 3 \cdots 4 \cdots 6$ dan seterusnya.
u/c_1

Untuk sudu yang sangat panjang di diameter rata-rata roda harus dibuat suatu profil tekanan lebih $r = 0{,}5$ ($u/c_1 = 0{,}85$), dengan demikian di ujung sudu bagian atas kecepatan w_2 tidak melebihi kecepatan suara. Di ujung sudu bagian bawah (kaki sudu) didapat profil sudu untuk tekanan sama.

$\tau = 0{,}9$

Harga penyempitan akibat adanya profil sudu.

β_2 = sekitar $\alpha_1 = 20^\circ$ untuk disain yang pertama.

Dengan ini diameter rata-rata untuk tingkat terakhir bisa ditentukan lebih dahulu.

Pengaliran ke beberapa bagian tekanan rendah

Bila ukurannya turbin sedemikian rupa besarnya dan kecepatan keliling di diameter rata-rata sudu mencapai sekitar 400 m/detik, maka aliran uap bekas dari bagian tekanan tinggi dibagi menjadi beberapa bagian untuk dimasukkan ke turbin tekanan rendah, Gambar 2.4.2. Gambar yang sebelah kiri memperlihatkan skema turbin yang bekerja dengan tidak menggunakan pemanas ulang (pemanas antara); sedangkan yang sebelah kanan adalah skema turbin yang memakai pemanas antara (pemanas ulang), dan dalam gambar tersebut bisa dilihat adanya turbin dengan tekanan sedang. Arah aliran uap di dalam turbin di bagian tekanan tinggi adalah berlawanan dengan arah aliran di dalam bagian tekanan sedang (tengah), dengan demikian gaya geser aksial yang ada bisa dikompensir (disetimbangkan); demikian juga bagi keempat aliran uap di bagian tekanan rendah permasalahannya adalah sama. Ketiga rotor turbin tersebut di atas satu dengan lainnya dihubungkan dengan kencang.

Suatu contoh penggunaan persamaan di atas untuk perhitungan diameter adalah sebagai berikut.

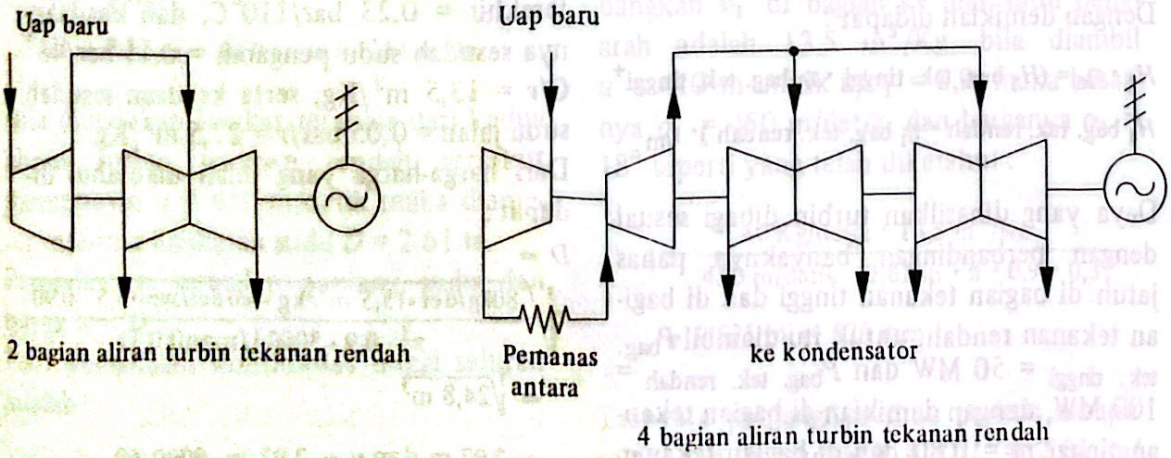
Contoh 11

Buatlah perkiraan dan perhitungan Diameter dan panjang sudu dari tingkat terakhir suatu turbin dengan kondensasi yang bekerja dengan pemanas ulang. Selain itu tentukan juga kondisi uap sebelum tingkat terakhir.

Diketahui :

$P = 150\,000$ kW; $n = 3000$ 1/menit

Tekanan uap baru 150 bar, temperaturnya 535°C



Gambar 2.4.2. Turbin kondensasi dengan 2 dan 4 aliran turbin tekanan rendah

Dipindai dengan CamScanner

Pemanas ulang (pemanas antara) dilakukan pada p = 15 bar dan temperatur uap menjadi 535°C.
Tekanan uap bekas = 0,05 bar.
Untuk tingkat terakhir diketahui :
Jumlah uap yang dikeluarkan dari turbin untuk dialirkan ke pemanas pendahuluan air pengisi ketel = 74 t/jam.
$\lambda = 3{,}5$

u/c_1 = 0,9 sebagai harga rata-rata
λ = 0,9 sebagai harga penyempitan akibat adanya sudu
α_1 = 18°

Kecepatan keliling di diameter rata-rata sudu tidak boleh lebih besar dari pada u = 420 m/detik. Bila tidak mungkin dibuat dalam sebuah turbin, bagian tekanan rendahnya bisa dibuat menjadi beberapa aliran.

Jawab

Kapasitas uap $\dot{m}_s = P/H_t \cdot \eta_e$
Dengan adanya pemanas ulang (antara) maka panas jatuh seluruhnya H_t adalah merupakan penggabungan antara panas jatuh di bagian tekanan tinggi dengan panas jatuh dari bagian tekanan rendah.
Harga η_i di dalam bagian tekanan tinggi adalah berbeda dengan η_i di bagian tekanan rendah, harga η_m adalah untuk seluruh turbin.
Dengan demikian didapat :

$$H_t \cdot \eta_e = (H_t \text{ bag. tek. tinggi} \cdot \eta_i \text{ bag. tek. tinggi} + H_t \text{ bag. tek. rendah} \cdot \eta_i \text{ bag. tek. rendah}) \cdot \eta_m$$

Daya yang dihasilkan turbin dibagi sesuai dengan perbandingan banyaknya panas jatuh di bagian tekanan tinggi dan di bagian tekanan rendah, untuk itu diambil $P_{\text{bag. tek. tinggi}}$ = 50 MW dan $P_{\text{bag. tek. rendah}}$ = 100 MW, dengan demikian di bagian tekanan tinggi η_i = 0,80 dan di bagian tekanan rendah η_i = 0,85 (lihat Gambar 2.1.10).

Dari harga yang didapat pada Gamba 2.4.3 didapat:

$H_t \cdot \eta_e$ = (600 kJ/kg · 0,80 + 1215 kJ/kg · 0,8
· 0,99 = 1500 kJ/kg
$\dot{m}_s$ = 150 000 kW/1500 kJ/kg = 100 kg/det.
= 360 t/jam.

Jumlah uap tersebut dikurangi 74 ton/jam untuk dialirkan ke pesawat pemanas pendahuluan air pengisi ketel, jadi jumlah uap yang bekerja di turbin tekanan rendah adalah :

m_s = 286 t/jam = 80 kg/det.

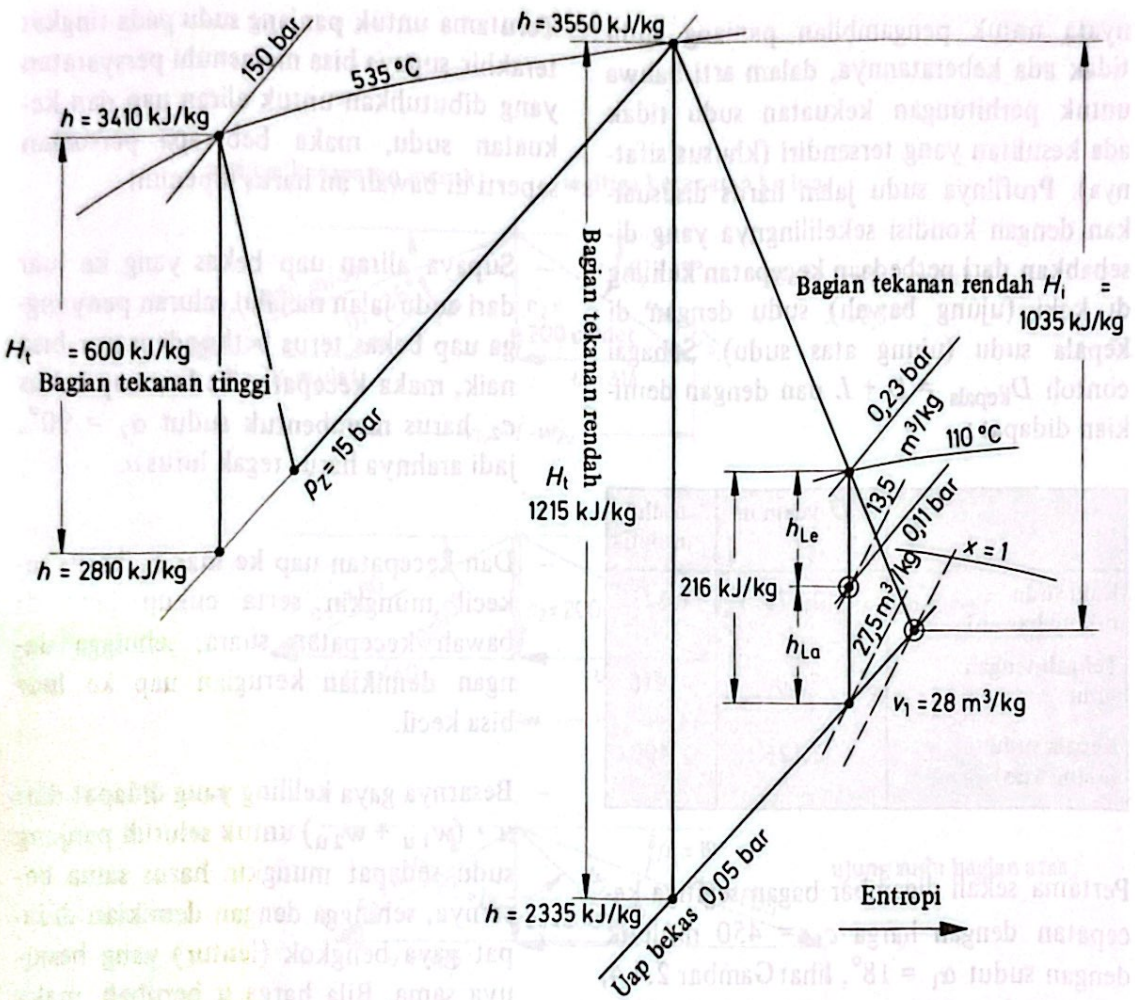
v_1 = spesifik volume dalam m^3/Kg.
Selanjutnya harus ditentukan lebih dahulu bahwa untuk diameter rata-rata sudu tingkat terakhir mempunyai profil tekanan lebih r = 0,5 dan harga u/c_1 = 0.90. Bila harga u diinginkan = 420 m/detik, maka harganya c_1 = 466 m/detik dan panas jatuh pada tingkat ini adalah $h_{st} = c_1^2/1000 = 466^2/1000 = 216$ KJ/Kg.
Masalah ini kemudian digambarkan di diagram $h - s$ sedemikian rupa, hingga titik akhir dari proses isentrop terletak pada garis 0,05 bar dan selanjutnya bisa digambarkan letak titik awal proses politrop dari bagian tekanan rendah, sehingga dengan demikian harga v pada bagian ke luar dari sudu pengarah dan sudu jalan bisa dibaca, lihat Gambar 2.4.3. Keadaan sebelum tingkat terakhir = 0,23 bar/110°C, dan keadaannya sesudah sudu pengarah = 0,11 bar/48° C/v = 13,5 m^3/Kg, serta keadaan sesudah sudu jalan = 0,05 bar/v = 27,5 m^3/Kg.
Dari harga-harga yang telah diketahui didapat :

$$D = \sqrt[3]{\frac{80\text{kg/det} \cdot 13{,}5\ \text{m}^3/\text{kg} \cdot 60\,\text{det/min} \cdot 3{,}5 \cdot 0{,}90}{\pi^2 \cdot 0{,}9 \cdot 3000\,1/\text{menit}\ 0{,}31}}$$

$$= \sqrt[3]{24{,}8\ \text{m}^3}$$

= 2,92 m dan $u = 2{,}92 \cdot \pi \cdot 3000/60$
= 458 m/detik

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.4.3 Penentuan tinggi jatuh seluruhnya pada turbin dengan pemanas antara; Perhitungan keadaan uap pada sebelum dan sesudah tingkat terakhir.

Bila bagian tekanan rendah dibuat menjadi 2 aliran, maka akan didapat :

$$D = \sqrt[3]{12{,}4}$$

$D = 2{,}32$ m dan $u = 364$ m/det

Bila diinginkan tingkat terakhir dari kedua aliran turbin tekanan rendah tersebut mempunyai $u = 410$ m/detik maka diameter rata-rata lingkaran sudu $D = 2{,}61$ m

Pemeriksaan terhadap panjang sudu dan harga $\lambda = D/L$.

Dari persamaan kontinuitas tinggi saluran adalah :

$$a = \frac{\dot{m}_s \cdot v_1}{c_1 \cdot D \cdot \pi \cdot \tau \cdot \sin \alpha_1}$$

Karena dialirkan ke kedua turbin tekanan rendah, maka jumlah uap untuk masing-masing turbin adalah $m_s = 40$ Kg/detik, sedangkan v_1 di bagian ke luar sudu pengarah adalah 13,5 m^3/Kg, bila diambil $u = 410$ m untuk $u/c_1 = 0{,}9$, maka besarnya $c_1 = 450$ m/detik, dan harganya $\alpha_1 = 18°$ seperti yang telah diketahui :

$$a = \frac{40 \text{ Kg/detik} \cdot 13{,}5 \text{ m}^3/\text{Kg}}{450 \text{ m/detik} \cdot 2{,}61 \text{ m} \cdot \pi \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}31}$$

$$= 0{,}525 \text{ m} = 525 \text{ mm}$$

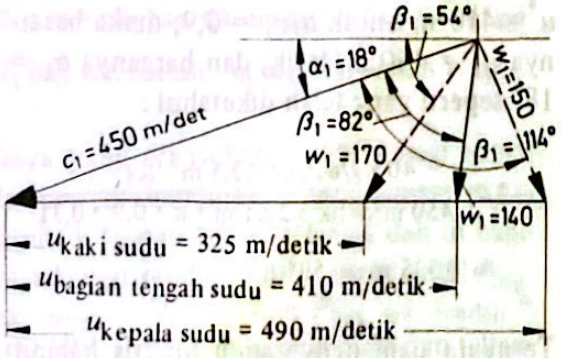
Ternyata panjangnya sudu praktis hampir sama dan harganya $\lambda = D/L = 2{,}61$ m/ $0{,}525$ m $= 5{,}0$. Dari hasil pemeriksaan ter-

Dipindai dengan CamScanner

nyata untuk pengambilan panjang sudu tidak ada keberatannya, dalam arti bahwa untuk perhitungan kekuatan sudu tidak ada kesulitan yang tersendiri (khusus sifatnya). Profilnya sudu jalan harus disesuaikan dengan kondisi sekelilingnya yang disebabkan dari perbedaan kecepatan keliling di kaki (ujung bawah) sudu dengan di kepala sudu (ujung atas sudu). Sebagai contoh $D_{kepala} = D + L$ dan dengan demikian didapat :

	D dalam m	u dlm. m/detik
Kaki sudu (ujung bawah)	2,075	325
Tengah-tengah sudu	2,600	410
Kepala sudu (ujung atas)	3,125	490

Pertama sekali digambar bagan segitiga kecepatan dengan harga $c_1 = 450$ m/detik dengan sudut $\alpha_1 = 18°$, lihat Gambar 2.4.4, dari beberapa harga u tersebut dapat ditarik kesimpulan bahwa sudut masuk sudu jalan berkisar mulai $\beta_1 = 54°$ di kaki sudu naik terus sampai $\beta_1 = 144°$ pada kepala sudu, dalam keadaan seperti ini harus dijaga bahwa peralihan aliran uap dari sudu pengarah ke sudu jalan harus tanpa tumbukan dan olakan.



Gambar 2.4.4 Bagan segitiga kecepatan masuk untuk tingkat terakhir; dari contoh perhitungan.

Terutama untuk panjang sudu pada tingkat terakhir supaya bisa memenuhi persyaratan yang dibutuhkan untuk aliran uap dan kekuatan sudu, maka beberapa persoalan seperti di bawah ini harus dipenuhi :

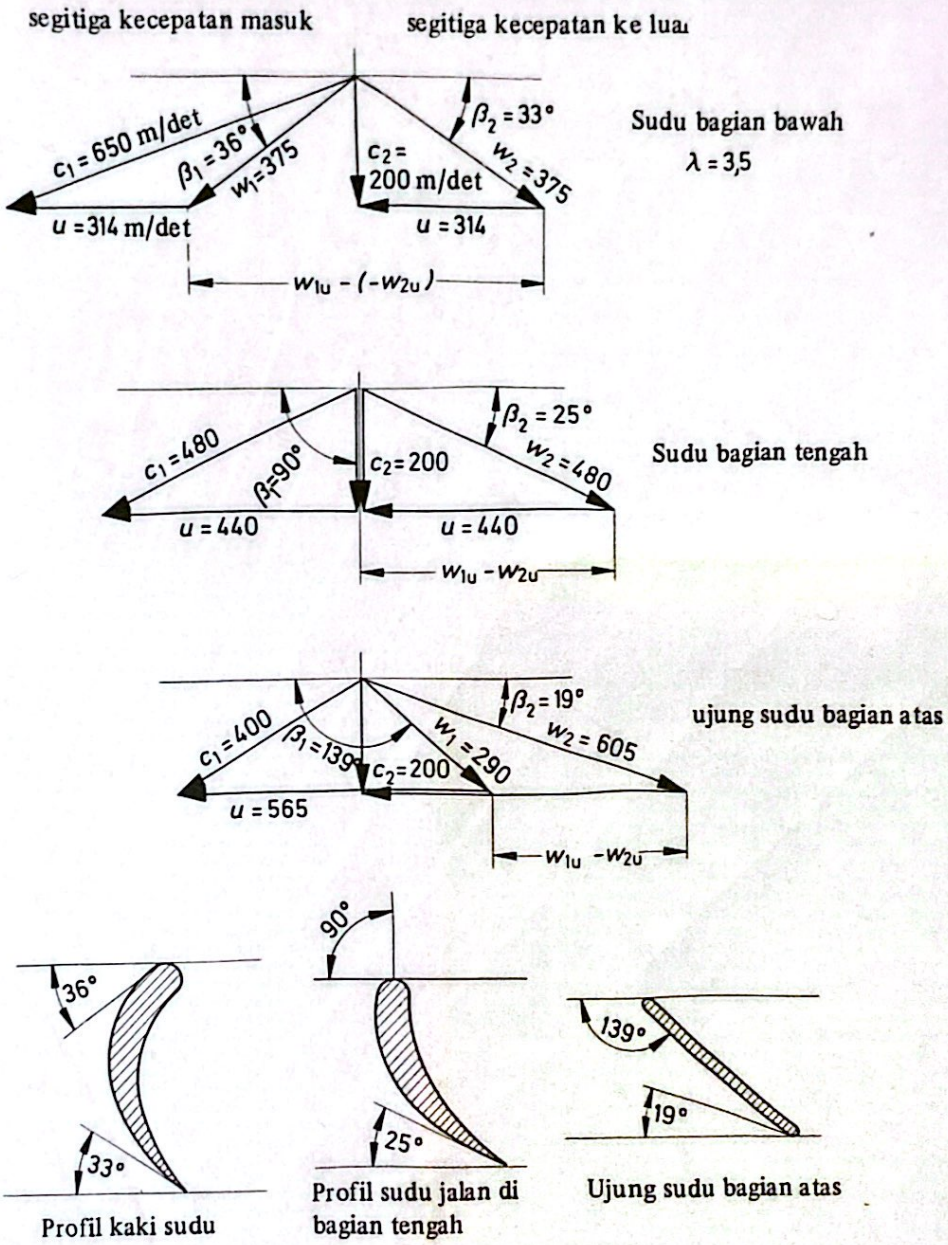
- Supaya aliran uap bekas yang ke luar dari sudu jalan melalui saluran penyangga uap bekas terus berkondensator bisa naik, maka kecepatan ke luar uap bekas c_2 harus membentuk sudut $\alpha_2 = 90°$, jadi arahnya harus tegak lurus u.

- Dan kecepatan uap ke luar c_2 harus sekecil mungkin serta cukup jauh di bawah kecepatan suara, sehingga dengan demikian kerugian uap ke luar bisa kecil.

- Besarnya gaya keliling yang didapat dari $u \cdot (w_{1u} + w_{2u})$ untuk seluruh panjang sudu sedapat mungkin harus sama besarnya, sehingga dengan demikian didapat gaya bengkok (lentur) yang besarnya sama. Bila harga u berubah, maka harga penjumlahan $(w_{1u} + w_{2u})$ yang dikarenakan adanya pembagian-pembagian panas jatuh yang ada harus disesuaikan, dan pemilihan sudut-sudut pun harus disesuaikan pula, lihat Gambar 2.4.5.

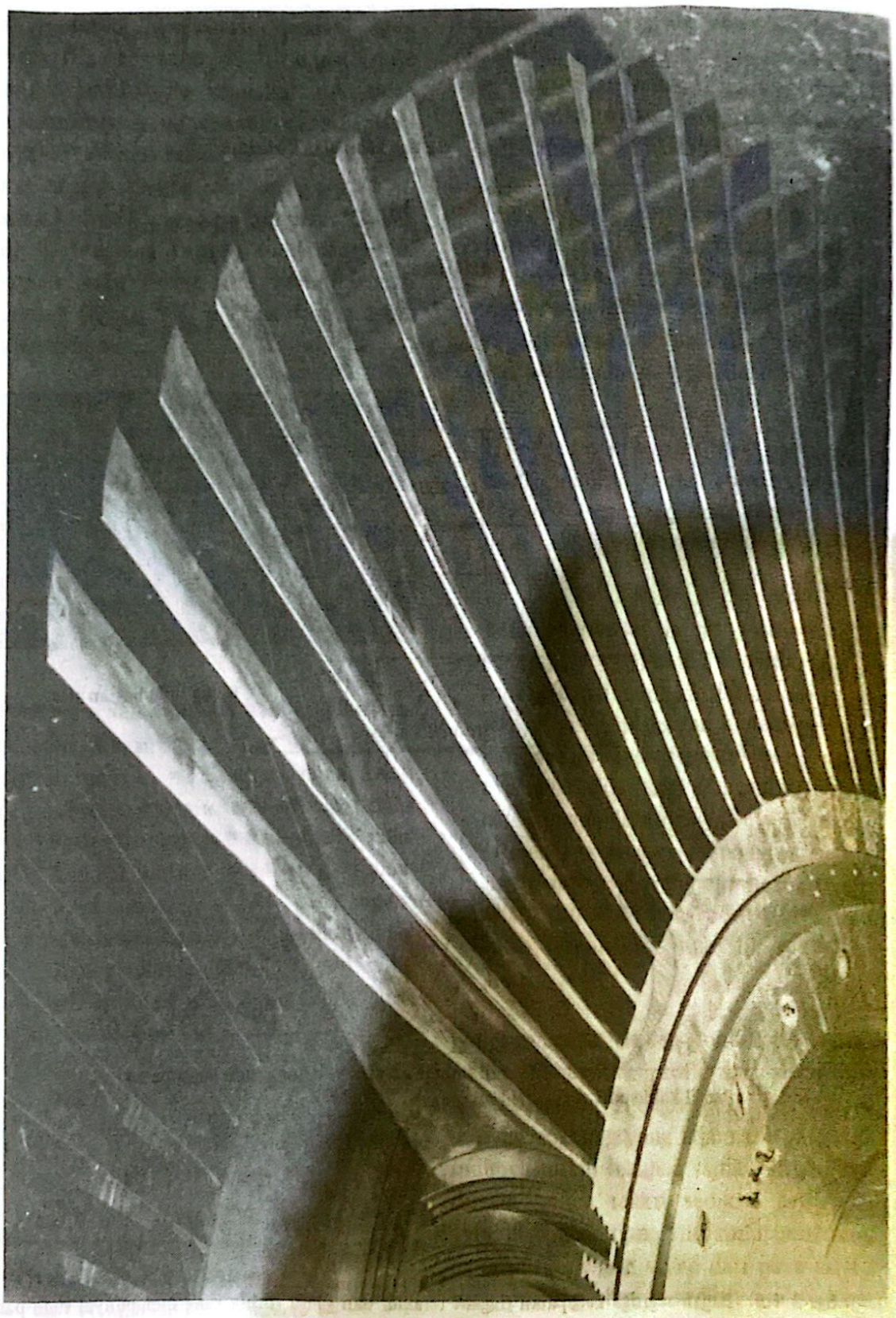
Dengan memperhatikan kondisi tersebut di atas maka bentuk profil dari sudu jalan tingkat terakhir di bagian kaki (bawah) dibuat melengkung yang tajam mirip dengan sudunya turbin tekanan sama yang bekerja dengan sistem reaksi sedikit, sedangkan yang di bagian ujung atas sudu bentuknya datar mirip dengan sayap dari pesawat terbang profilnya hanya sedikit melengkung, dan yang di bagian tengah sudu mempunyai profil tekanan lebih dengan $r = 0{,}5$. Gambaran tentang sudu tingkat terakhir yang demikian terdapat pada Gambar 2.4.6.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.4.5. Bagan segitiga kecepatan tingkat terakhir dari suatu turbin yang mempunyai sudu panjang, untuk sudu bagian bawah (kaki sudu), sudu bagian tengah, dan sudu bagian atas (kepala sudu); c_2 tegak lurus u (2.3).

CS Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.4.6. Sudu tingkat terakhir dari turbin dengan kondensasi yang mempunyai daya besar; *BBC*

Dipindai dengan CamScanner

3 Persoalan-persoalan khusus pada tingkat terakhir dari turbin dengan kondensasi

ŋgan adanya pembebanan yang tinggi tingkat terakhir dari turbin dengan ɪdensasi yang mempunyai daya besar, ɪbul suatu persoalan yang menuntut ·hatian secara khusus. Sebab beberapa ːsoalan tersebut harus diselesaikan ŋgan pertolongan Computer dan penelin-penelitian di sarana pengujian yang mplit.

rsoalan teknik aliran fluida akan timbul, a kecepatan uap di sudu pengarah dan di du jalan lebih besar daripada kecepatan ara. Perubahan kecepatan ini terjadi di lam tingkat, sebab kecepatan uap besar-ʻa di bawah atau di atas kecepatan suara ɪ tergantung kepada kondisi uap. Tetapi asanya tingkat terakhir bekerja di daerah ɪbsonic (di bawah kecepatan suara). Teta-i ada juga daerah yang bekerja dengan iran uap yang mendekati kecepatan suara au kecepatan uapnya ada di daerah tran-ɔnic, dan hal ini biasanya terjadi di ujung agian atas dari sudu jalan yang besar. ehingga bentuk profil ujung sudu ini harus ibuat menyerupai profil sayap pesawat erbang, karena penampang sudu ini mene-ima gaya/beban yang besar.

udu jalan selain mengalami beban beng-ok/lentur yang ditimbulkan oleh adanya aya keliling (gaya tangensial) juga meng-lami gaya sentrifugal akibat dari beratnya endiri. Menurut teknik aliran fluida seba-gai titik tolak desain sudu, penampang profil yang berbeda sepanjang sudu ke-kuatannya harus bisa menahan seluruh gaya-gaya yang ada. Di dalam sudu yang menguncup (tirus) dan terpilin (puntir) terdapat suatu perbandingan tegangan yang sukar untuk dianalisa. Frekuensi pribadi (frekuensi sendiri) dari sudu ketika sudu berjalan dilarang jadi satu atau sama dengan kelipatan (beberapa kali) dari frekuensi putaran, di mana untuk sudu yang panjang dan berdiri bebas mempunyai peredaman terhadap getaran hanya sedikit.

Persoalan uap basah

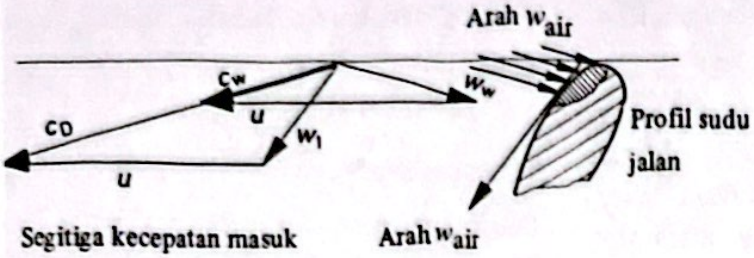
Tingkat terakhir dari turbin bekerja di daerah uap basah. Hal ini berlaku juga di turbin yang terdapat di Pusat Listrik Tenaga Nuklir. Dan persoalan uap basah selanjutnya akan dibahas dalam bab ini. Ekspansi uap di dalam turbin dapat dibikin sedemikian rupa sehingga kandungan uap mencapai $x = 0{,}85$.

Sejak puluhan tahun yang lalu telah diketahui dengan jelas peristiwa pemisahan air dengan uap di dalam sudu-sudu turbin. Tetapi karena kejadiannya yang ruwet/kacau maka sampai sekarang orang hanya bisa memperkirakan tempat-tempat di tingkat turbin yang paling besar mengalami tumbukan-tumbukan air kondensasi.

Dengan adanya tetesan-tetesan air ini maka akibatnya tidak hanya kerugian pengereman tetapi juga lambat laun akan timbul erosi yang mempercepat kerusakan sisi bagian masuk sudu jalan. Hal ini disebabkan karena kerapatan tetesan air adalah lebih besar daripada kerapatan uap sehingga akibatnya kecepatan air tidak bisa menyamai kecepatan uap, dalam Gambar 2.4.7 diperlihatkan gambar segitiga kecepatan masuknya. Bagian uap (85%) mendapat kecepatan sebesar c_1, sedangkan bagian air (15%) hanya bisa mencapai sebagian dari kecepatan uap yaitu hanya sebesar c_{air}. Kemudian pada c_{air} tersebut digambarkan besarnya kecepatan keliling u, maka didapat kecepatan tetesan air w_{air} yang mengenai punggung sudu (sudu sebelah belakang). Dan akibatnya akan timbul usaha pengereman dan perusakan sudu.

Dengan dilakukannya pengerasan maka daya tahan sudu dipertinggi, sehingga umur sudu bisa mencapai 30 000 jam kerja.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.4.7 Perbedaan kecepatan uap dan kecepatan tetesan air di dalam suatu tingkat turbin yang beroperasi dengan uap basah, segitiga kecepatan masuk.

Persoalan untuk kemungkinan mendapatkan daya turbin yang maksimum

Daya turbin didapat dari $P = m_s \cdot H_t \cdot \eta_e$, Jadi hal ini tergantung kepada banyaknya kapasitas uap yang mengalir masuk ke turbin dan tergantung kepada besarnya panas jatuh.

Untuk penggunaan panas jatuh di dalam turbin ada suatu batasan maksimum kondisi uap baru yang diperbolehkan masuk ke dalam turbin, yaitu untuk tekanan uap mulai dari 160 bar sampai dengan 220 bar dan temperatur uap baru yang diijinkan adalah sampai 535°C. Meskipun begitu ada beberapa turbin yang bekerja dengan uap baru yang bertemperatur 650°C, tetapi harga turbin jadi mahal karena dibuat dari baja austenit dan pelaksanaan pembuatan konstruksi turbin menjadi sukar.

Batas minimum kondisi uap baru adalah tergantung kepada tekanan uap bekas. Dalam daerah ini kelembaban uap tergantung kepada temperatur dan tekanan uap bekas serta tergantung kepada temperatur media (bahan) pendingin uap bekas, tekanan uap bekas yang masih bisa digunakan adalah sampai 0,04 bar. Makin kecil tekanan uap bekas makin besar panas jatuh H_t yang terjadi.

Selain itu dengan menggunakan sistim pemanas ulang (pemanas antara) akan menaikkan besarnya panas jatuh.

Dengan makin kecilnya tekanan uap bekas akan makin besar spesifik volumenya dan dengan demikian kapasitas uap yang mengalirpun akan makin besar. Supaya penampang yang dialiri uap tersebut bisa cukup besarnya, maka panjangnya sudu harus dibuat sedemikian rupa dengan mengingat batas kemampuan sudu tersebut menerima beban. Dari luas penampang yang dialiri uap ini bisa diperoleh kapasitas uap yang melalui penampang tersebut, yang besarnya :

$$\dot{m}_s = A \cdot \frac{c_{2a}}{v} \text{ dan harga } A = D \cdot \pi \cdot L \text{ dalam m}^2$$

c_{2a} adalah kecepatan uap ke luar dalam m/detik ; v adalah spesifik volume uap dalam m^3/Kg.

c_{2a} (komponen aksial dari c_2) ditetapkan sebagai harga batas, yang besarnya di bawah kecepatan suara yaitu sekitar 300 m/detik, selain itu besarnya luas penampang A bisa dipakai sebagai harga untuk menghitung sudu-sudu, kemudian dari persamaan untuk mendapat m_s bisa diketahui bahwa kapasitas uap dan daya turbin akan lebih besar bila v makin kecil. Karena masalah inilah maka tekanan uap bekas dibuat lebih tinggi, misalnya tekanan uap bekas dibuat 0,07 bar sebagai ganti dari 0,04 bar. Kerugian panas jatuh yang timbul akan bisa disusul oleh makin besarnya kapasitas uap (20,5 m^3/Kg diganti menjadi 34,8 m^3/Kg).

Kecepatan putar n = 3000 menit^{-1} atau n = 1500 menit^{-1}

Dengan diturunkan kecepatan putar turbin, maka gaya sentrifugal yang bekerja pun

Dipindai dengan CamScanner

an menjadi makin kecil. Besarnya tegang- akibat gaya sentrifugal pada dasarnya ;a dihitung dari $\sigma_z = u^2 \cdot \varrho$, di mana ϱ tinya adalah kerapatan bahan.

la dibuat u = konstan dan kekuatan ihan yang diijinkan tetap, maka diameter ngkat rata-rata dihitung dari

$$D = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n}$$

ila kecepatan putar dibuat setengahnya, aka diameter D akan dua kali lipat besar- ya. Dengan demikian yang dialiri uap ada tingkat terakhir yang ditentukan de- gan $A = D^2 \cdot \pi/4$ akan menjadi besar, isalnya untuk n = 1500 1/menit besarnya can menjadi 4 kali lipat dari pada untuk rbin dengan n = 3000 1/menit Turbin ang demikian ini bekerja dengan kapasitas ap yang lebih besar, ukuran dan beratnya rbin menjadi lebih besar serta generator ang digerakkan turbin ini besar juga.

)i dalam Pusat Listrik Tenaga Nuklir, supa- a daya yang dihasilkan turbin bisa besar an kapasitas uap yang bekerja di dalam rbin bisa banyak serta pertimbangan ong- os pembuatan, maka turbin uapnya di- uat dengan kecepatan putar n = 1500 enit^{-1}. Tetapi sekarang dikembangkan ga pembuatan turbin dengan n = 3000 enit^{-1}.

.5 BEBERAPA PELAKSANAAN KONSTRUKSI TURBIN UAP

)alam bab berikut ini dibahas secara sing- at beberapa konstruksi turbin uap yang elah dibuat untuk daerah penggunaan ang berbeda-beda.

.5.1 Turbin kecil dengan sebuah roda jalan

Turbin pada Gambar 2.5.1 beroperasi hanya lengan 1 buah rangkaian sudu jalan dan sistim kerja turbin ini sama seperti turbin Curtis dengan 2 rangkaian sudu jalan. Uap baru masuk ke dalam nosel Laval melalui katup pengatur yang letaknya di atas sebelah kanan; setelah ke luar dari nosel uap melalui sudu jalan masuk ke dalam kamar pembalik, lihat gambar tambahan di sebelah kanan, dan kemudian uap kembali melalui sudu jalan masuk ke saluran uap bekas ke luar, di sebelah bawah masih terlihat gambar sebagian dari flens saluran uap bekas tersebut.

Dari bentuk konstruksinya yang mudah dan bila bagian-bagian konstruksi turbin ini distandarkan (disesuaikan dengan peraturan), maka akan memberikan kemungkinan ongkos pembuatan yang murah dan assemblingnya-pun mudah. Kondisi uap baru yang dipakai bisa sampai 125 bar, 525°C dan tekanan uap bekasnya sampai 5 bar. Dari keadaan dingin dalam waktu sekitar 10 detik turbin ini sudah bisa dibandingkan dengan beban penuh.

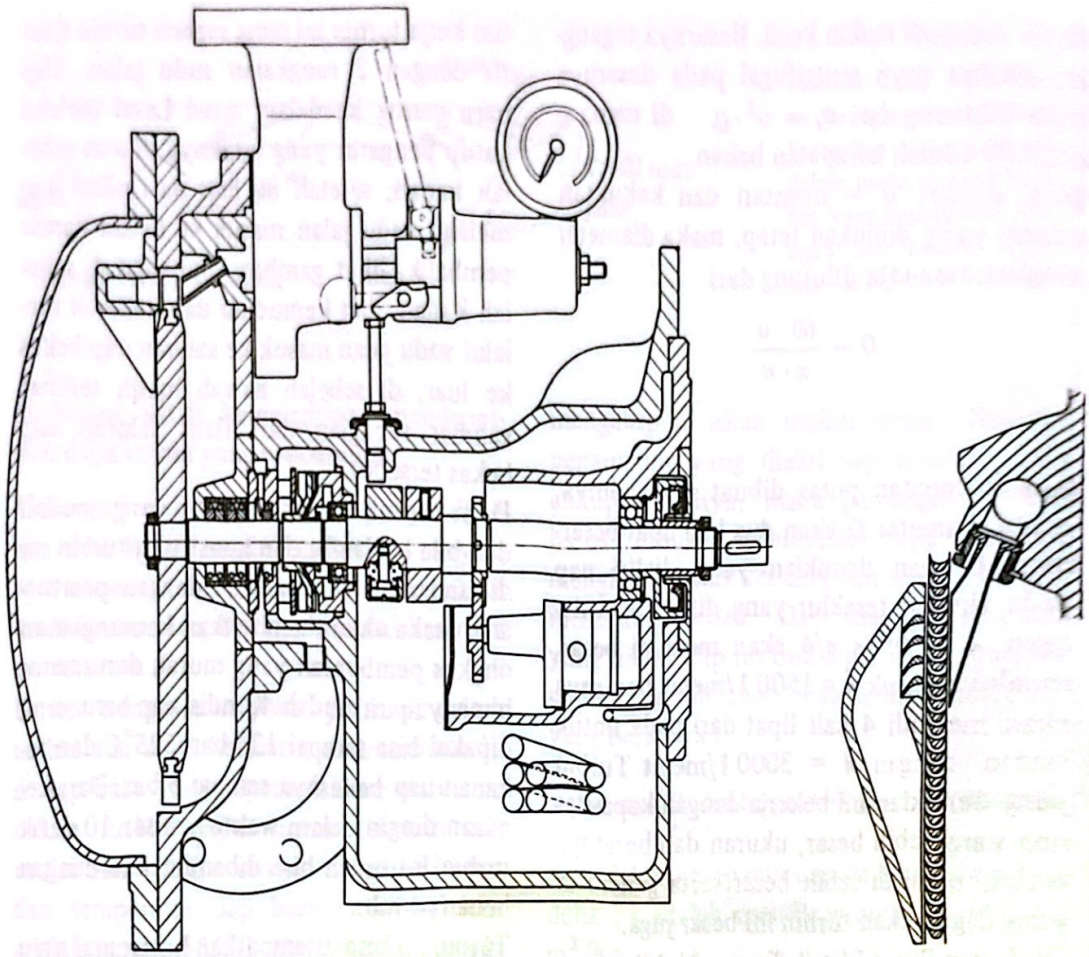
Turbin ini bisa ditempatkan horisontal atau vertikal dengan ujung poros penggerak diarahkan ke bawah.

Untuk turbin dengan sebuah roda jalan dengan daya sampai 5000 kW, dibuat sebagai turbin Curtis dengan 2 rangkaian sudu jalan, lihat Gambar 2.5.2.

Roda jalan turbin ditempatkan melayang dan rumah turbin bisa dipisah tegak lurus, sehingga bagian dalam turbin bisa diperiksa tanpa harus membuka saluran uap. Tabung paking Labyrinth digunakan sebagai paking perapat antara rumah turbin dengan rumah roda gigi reduksi.

Roda gigi miring yang dipakai sebagai roda gigi transmisi ditempatkan di dalam rumah (bak) roda gigi yang tersendiri dan rumah roda gigi tersebut bisa dibuka (dipisahkan) secara horisontal; bagian bawah dari rumah tersebut digunakan sebagai bak penampungan minyak pelumas; digambar sebelah kiri bawah adalah flens dan saluran untuk

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.5.1. Turbin tekanan lawan dengan daya antara 40 kW sampai 200 kW; Sebuah rangkaian sudu jalan yang bekerja dengan pengisian sebagian, dan bekerja seperti prinsip turbin Curtis dengan 2 rangkaian sudu jalan, seperti yang diperlihatkan oleh gambar tambahan sebelah kanan; Untuk dihubungkan langsung kecepatan putarnya 4500 1/menit; KKK.

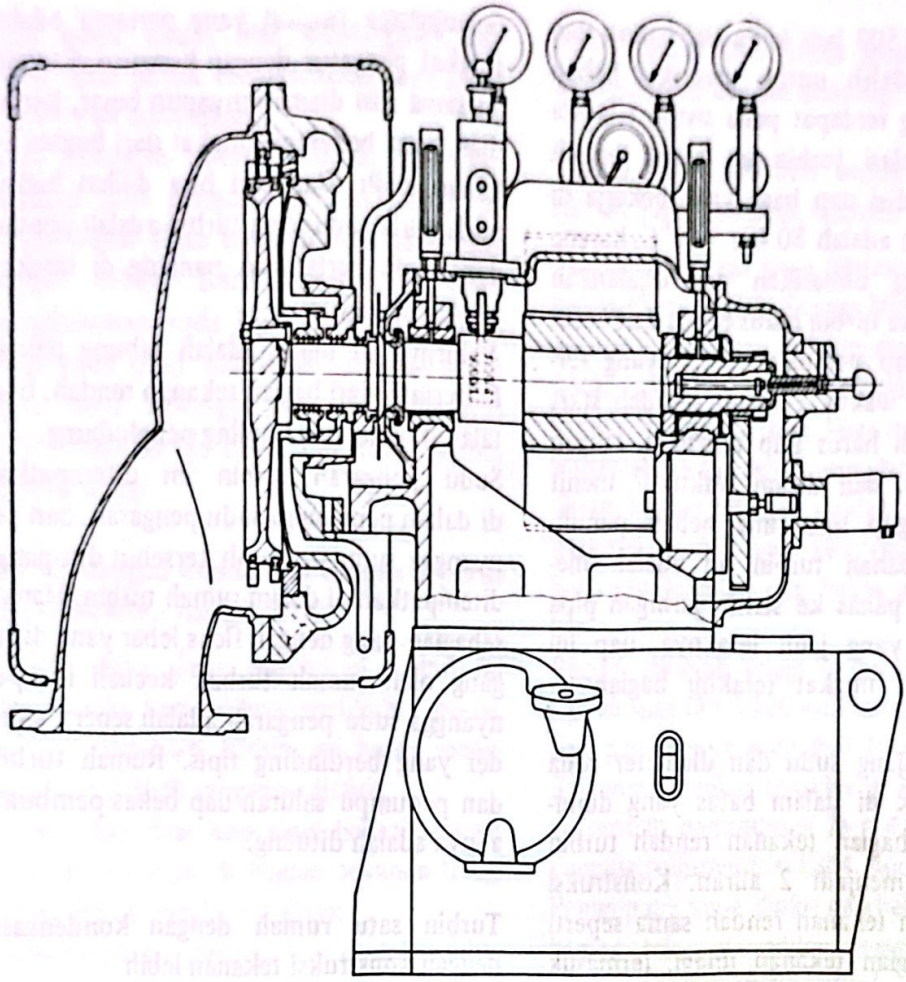
pendingin minyak. Katup pengatur kapasitas uap (semacam govenor) bekerja secara hidraulis, dan pompa minyaknya digerakkan oleh roda gigi kecil yang terdapat di ujung poros sebelah kanan. Dari keadaan yang dingin turbin ini bisa sangat cepat dioperasikan ke dalam kondisi kecepatan kerjanya, dan juga bisa dibebani dengan beban penuh.

2.5.2 Konstruksi turbin tekanan sama yang bertingkat banyak

Gambar 2.5.3 memperlihatkan turbin tekanan lawan yang bekerja dengan uap baru yang keadaannya tinggi, daya yang dihasilkan turbin $P = 20\,000$ kW pada kecepatan putar $n = 3000$ menit^{-1}. Keadaan uap bekasnya adalah sedikit seperti uap panas lanjut dengan tekanan 3,8 bar, uap bekas ini dikirimkan jauh ke suatu sistem rangkaian pipa uap panas.

Rotor turbin ini dibuat sebagai rotor tunggal, karena sampai dengan diameter sekitar 700 mm masih mungkin untuk pembuatan rotor tunggal. Piringan roda turbin dibuat pejal dan diikatkan ke poros turbin dengan memakai pasak pada leher poros. Selanjutnya bisa dilihat bahwa piringan roda turbin ini dibor tembus (diberi lubang), maksudnya

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.5.2. Turbin kecil yang dilengkapi dengan roda gigi transmisi, daya yang dihasilkan turbin bisa sampai 5000 kW; pelaksanaannya sebagai turbin tekanan lawan atau mungkin juga sebagai turbin dengan kondensasi; KKK.

adalah supaya tekanan di sebelah kanan dan di sebelah kiri roda turbin bisa sama sehingga bisa dihindari adanya gaya geser aksial. Di bagian sebelah kiri rotor terdapat bantalan dukung dan bantalan tekan, regulator pengaman dan yang di sebelah luar adalah pompa minyak. Di atas rumah turbin terdapat katup pengatur uap baru lengkap dengan saluran uap untuk masuk ke dalam turbin, dan saluran uap ini bercabang ke bawah.

Roda Curtis dengan 2 rangkaian sudu jalan sebagai tingkat yang terdepan mendapat pengisian penuh (uap masuk dan bekerja di seluruh keliling lingkaran sudu jalan). Dinding antar dan sudu pengaran terdapat di dalam 2 dinding penyangga sudu pengarah yang tipis.

Digambar sebelah kanan adalah bantalan penyangga dan di bagian atas kopling adalah pesawat pemutar poros turbin. Akhirnya di ujung sebelah kanan sendiri adalah generator yang digerakkan turbin ini.

Turbin 2 rumah dengan kondensasi, Gambar 2.5.4

Turbin ini adalah turbin tekanan sama yang dibuat untuk memberikan pelayanan yang khusus, untuk waktu yang pendek dan cepat dan bisa distart (dijalankan), bekerja-

Dipindai dengan CamScanner

nya hanya 1500 jam kerja tiap tahun dan fungsinya adalah untuk memikul beban puncak yang terdapat pada sistim jala-jala listrik. Instalasi turbin ini harus mudah dibuat, kondisi uap baru yang bekerja di dalam turbin adalah 80 bar, 480°C, karena turbin sering dimatikan dan dijalankan (distart) maka turbin harus bebas dari kesulitan terhadap pemuaian panas yang terjadi. Dalam waktu 2 menit sesudah start turbin sudah harus siap dibebani dengan beban mula, dan dalam waktu 7 menit sudah sanggup menerima beban penuh. Tugas tambahan turbin ini adalah mengirim uap panas ke sistim jaringan pipa uap panas yang jauh letaknya, uap ini diambil dari tingkat terakhir bagian tekanan tinggi.

Supaya panjang sudu dan diameter roda bisa terletak di dalam batas yang diijinkan maka bagian tekanan rendah turbin ini dibuat menjadi 2 aliran. Konstruksi rotor bagian tekanan rendah sama seperti yang di bagian tekanan tinggi, termasuk piringan roda yang pendek dibuat dengan pengerjaan tempa. Dinding antara dengan sudu pengarah ditempatkan di dalam penyangga dan bisa elastis terhadap panas (bila memuai atau menyusut tidak ada kesukaran). Besarnya tekanan uap bekas 0,054 bar dengan $v = 26\ m^3/Kg$.

2.5.3 Konstruksi turbin tekanan lebih yang bertingkat banyak

Pada Gambar 2.5.5 bisa dilihat turbin tekanan lawan dengan konstruksi tekanan lebih yang sedang dibuka tutupnya.

Bila gambar dilihat dari sebelah bawah, pada rotor terdapat bantalan dukung (bantaan penyangga) dan bantalan tekan, kemudian paking Labirynth dan cincin tabung paking. Lalu yang diameternya besar tersebut adalah torak buta untuk mengkompensir/mengimbangi gaya geser aksial dengan paking Labyrinthnya.

Selanjutnya tingkat yang pertama adalah tingkat pengatur dengan konstruksi tekanan sama dan diameternyapun besar, kemudian baru beberapa tingkat dari bagian tekanan lebih. Dari sini bisa dilihat bahwa mula-mula sudu jalan turbin adalah pendek dan selalu bertambah panjang di tingkat-tingkat selanjutnya.

Akhirnya di ujung adalah tabung paking Labyrinth dari bagian tekanan rendah, bantalan dukung dan kopling penghubung.

Sudu pengarah turbin ini ditempatkan di dalam penyangga sudu pengarah, dan penyangga sudu pengarah tersebut ditopang/ditempatkan di dalam rumah turbin. Hanya sebagian yang dengan flens lebar yang dipegang oleh rumah turbin; kecuali itu penyangga sudu pengarah adalah seperti silinder yang berdinding tipis. Rumah turbin dan penumpu saluran uap bekas pembuatannya adalah dituang.

Turbin satu rumah dengan kondensasi, dengan konstruksi tekanan lebih

Gambar 2.5.6.

Turbin yang ditempatkan di dalam satu rumah dan satu poros ini mempunyai daya yang besar, $P = 66\ 000$ kW, $n = 3600$ menit^{-1}. Kondisi uapnya adalah 87 bar, 510°C. Supaya diameter tingkat turbin ini bisa kecil, maka kecepatan putarnya dibuat tinggi, di dalam gambar bisa dilihat banyak terdapat saluran untuk mengambil uap cerat (uap dikeluarkan dari turbin) untuk dimasukkan ke pesawat pemanas pendahuluan air pengisi ketel, dengan demikian untuk bagian tekanan rendah uapnya tinggal sedikit dan panjangnya sudu bisa disesuaikan dengan besarnya $\lambda = D/L = 3{,}1$.

Tingkat pengatur turbin ini memakai roda tingkat tekanan sama, arah aliran uap di dalam turbin di bagian tekanan tinggi adalah berlawanan dengan arah aliran di bagian tekanan rendah, dengan demikian

Dipindai dengan CamScanner

gaya geser aksial bisa dihilangkan dar. torak buta untuk mengimbangi gaya geser inipun bisa ditiadakan.
Sudu pengarah ditempatkan di dalam penyangga sudu pengarah dengan elastis terhadap panas (bisa memuai atau menyusut dengan bebas). Karena turbin ini tidak menggunakan roda Curtis dengan 2 rangkaian sudu jalan, dan tidak memakai torak buta, serta kelonggaran sudu (celahnya) bisa dibuat kecil, maka randemen turbin ini bisa tinggi.

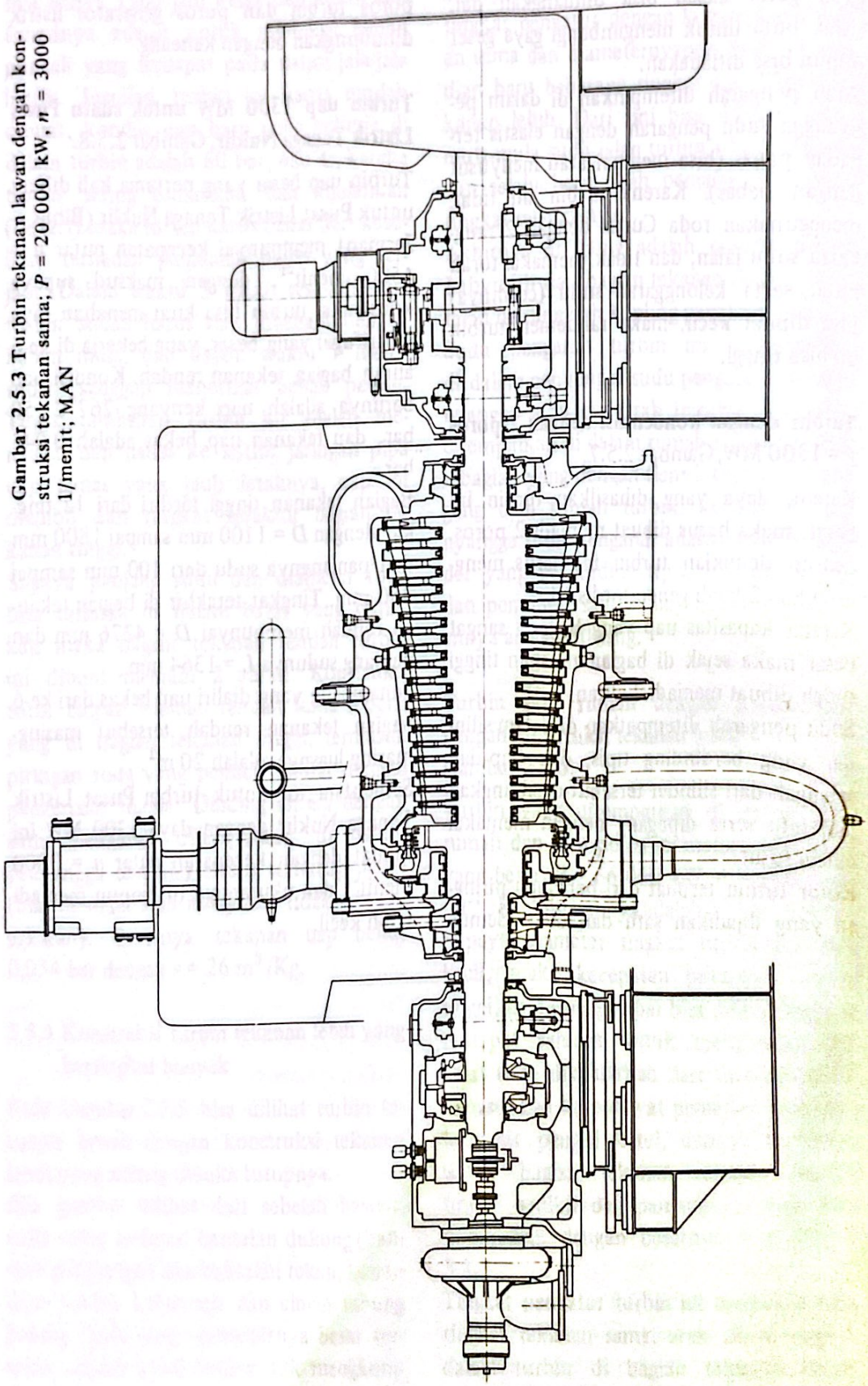
Turbin dengan kondensasi dengan 2 poros P = 1300 MW, Gambar 2.5.7.

Karena daya yang dihasilkan turbin ini besar, maka harus dibuat menjadi 2 poros, dengan demikian turbin ini harus menggerakkan 2 buah generator listirk.
Karena kapasitas uap yang bekerja sangat besar maka sejak di bagian tekanan tinggi sudah dibuat menjadi 2 aliran.
Sudu pengarah ditempatkan di dalam silinder yang berdinding tipis, dan tiap-tiap setengah dari silinder tersebut digabungkan jadi satu serta dipegang dengan memakai cincin susut.
Rotor turbin terbuat dari beberapa piringan yang dijadikan satu dan dilas. Semua poros turbin dan poros generator listrik dihubungkan dengan kencang.

Turbin uap 1300 MW untuk suatu Pusat Listrik Tenaga Nuklir, Gambar 2.5.8.

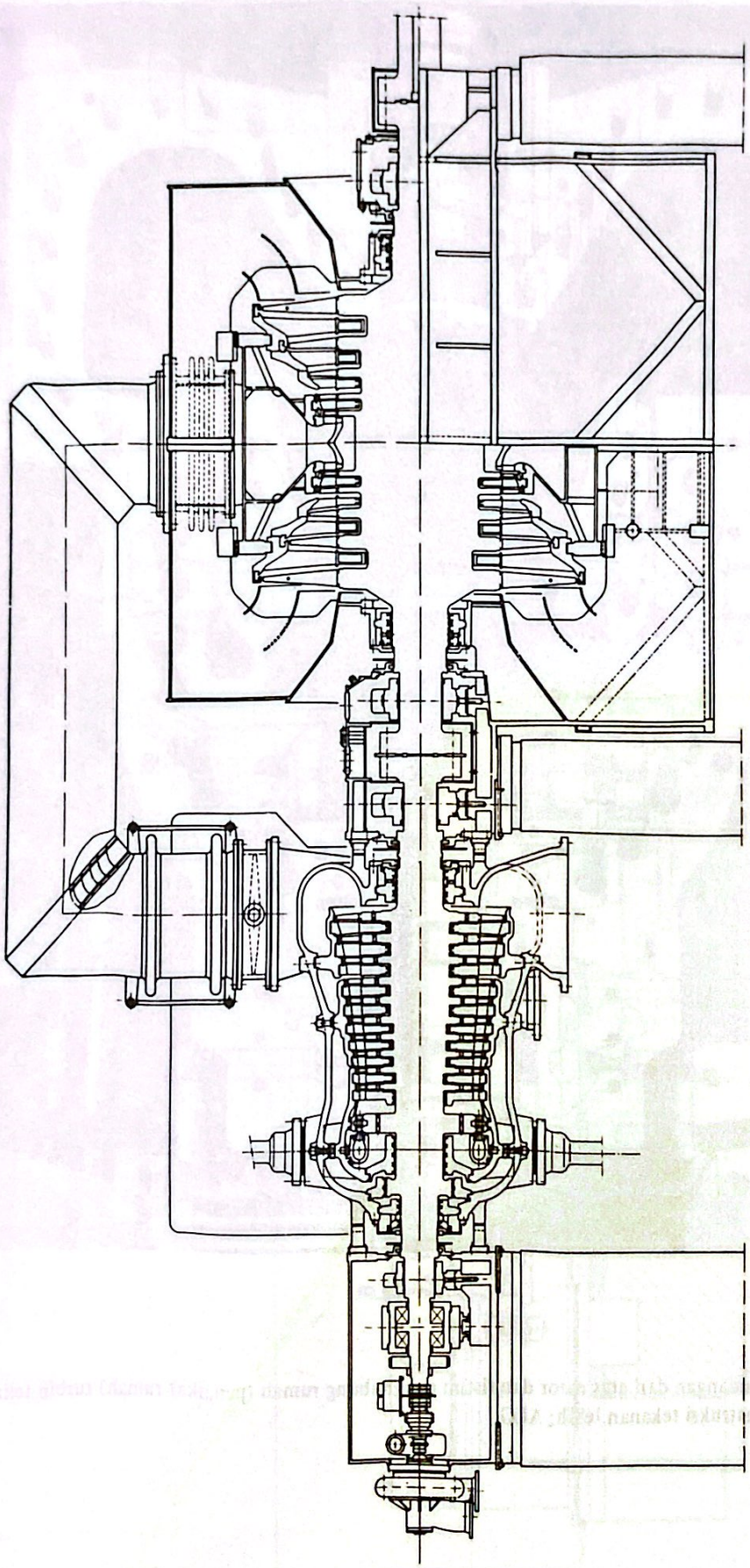
Turbin uap besar yang pertama kali dibuat untuk Pusat Listrik Tenaga Nuklir (Biblis – Jerman) mempunyai kecepatan putar n = 1500 menit^{-1}, dengan maksud supaya konstruksi turbin bisa kuat menahan gaya sentrifugal yang besar, yang bekerja di ke-6 aliran bagian tekanan rendah. Kondisi uap barunya adalah uap kenyang 267°C, 50 bar, dan tekanan uap bekas adalah 0,045 bar.
Bagian tekanan tinggi terdiri dari 12 tingkat dengan D = 1100 mm sampai 1800 mm dan panjangnya sudu dari 100 mm sampai 350 mm. Tingkat terakhir di bagian tekanan rendah mempunyai D = 4276 mm dan panjang sudunya L = 1364 mm.
Penampang yang dialiri uap bekas dari ke-6 bagian tekanan rendah tersebut masing-masing luasnya adalah 20 m^2.
Sementara itu untuk turbin Pusat Listrik Tenaga Nuklir dengan daya 1300 MW ini dibuat dengan kecepatan putar n = 3000 menit^{-1} dan ukurannya turbinpun menjadi lebih kecil.

Dipindai dengan CamScanner



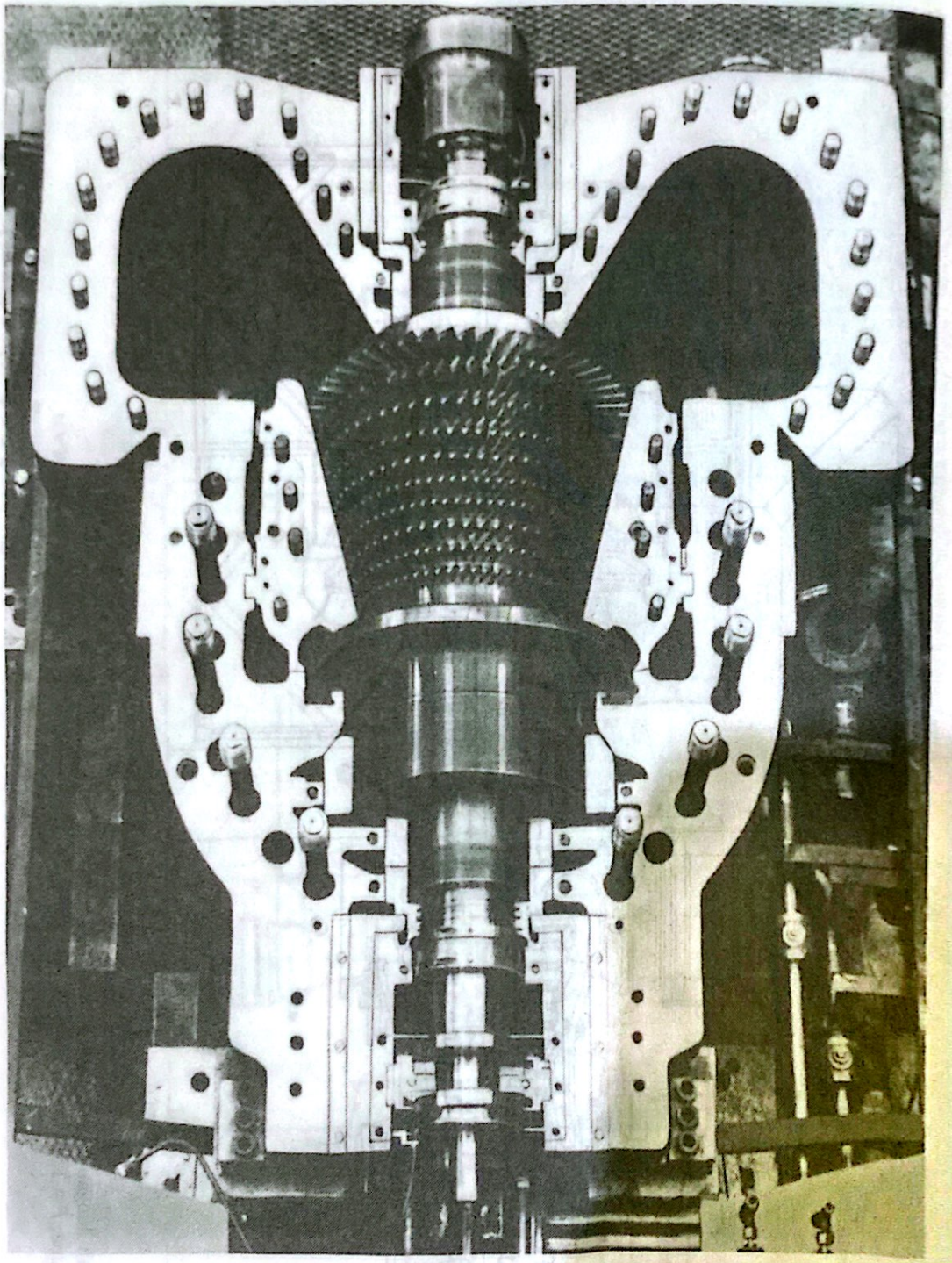
Gambar 2.5.3 Turbin tekanan lawan dengan konstruksi tekanan sama; P = 20 000 kW, n = 3000 1/menit; MAN

CS Dipindai dengan CamScanner



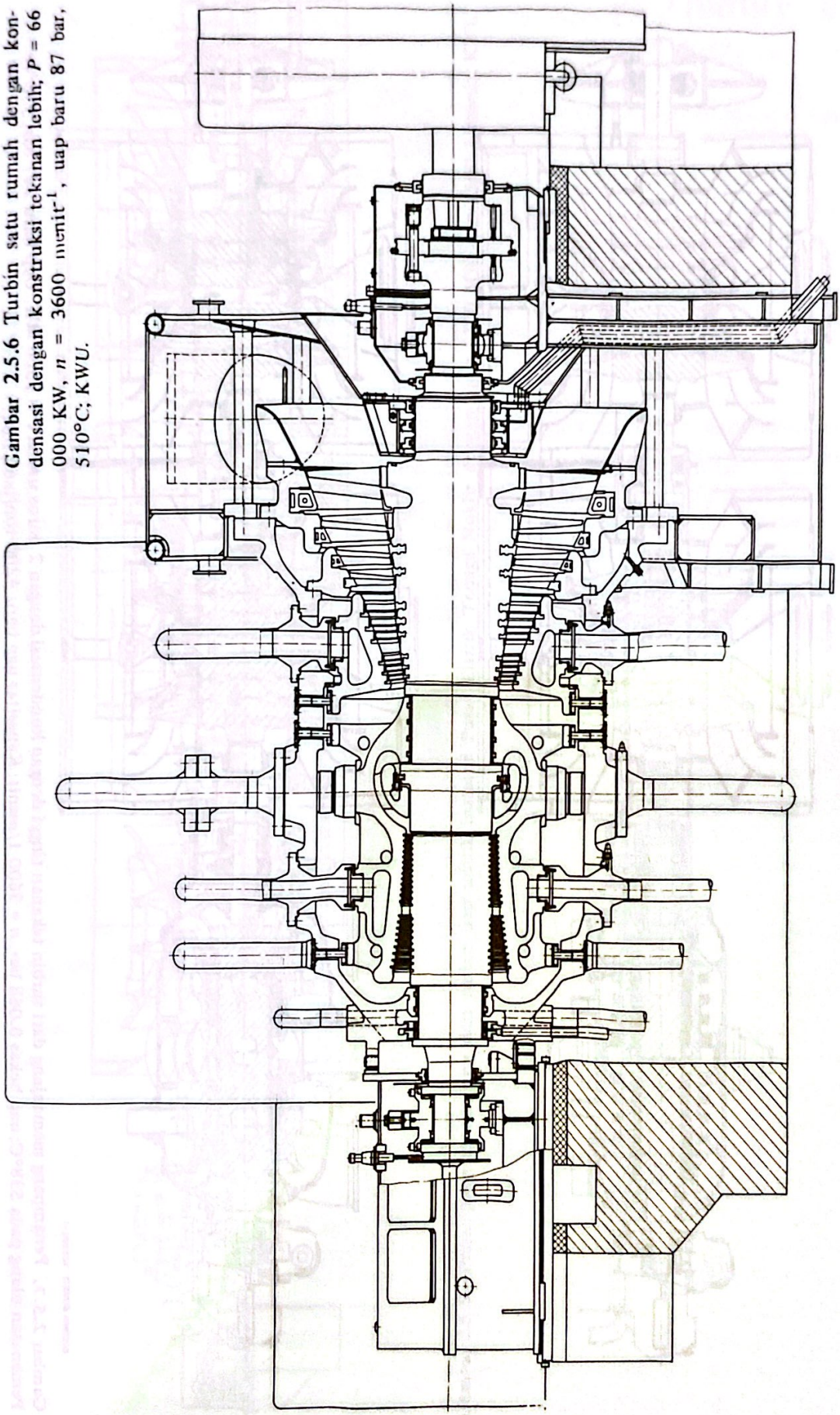
Gambar 2.5.4 Turbin 2 rumah dengan kondensasi dalam konstruksi tekanan sama; $P = 150$ MW, $n = 3000$ menit^{-1}; MAN

Dipindai dengan CamScanner



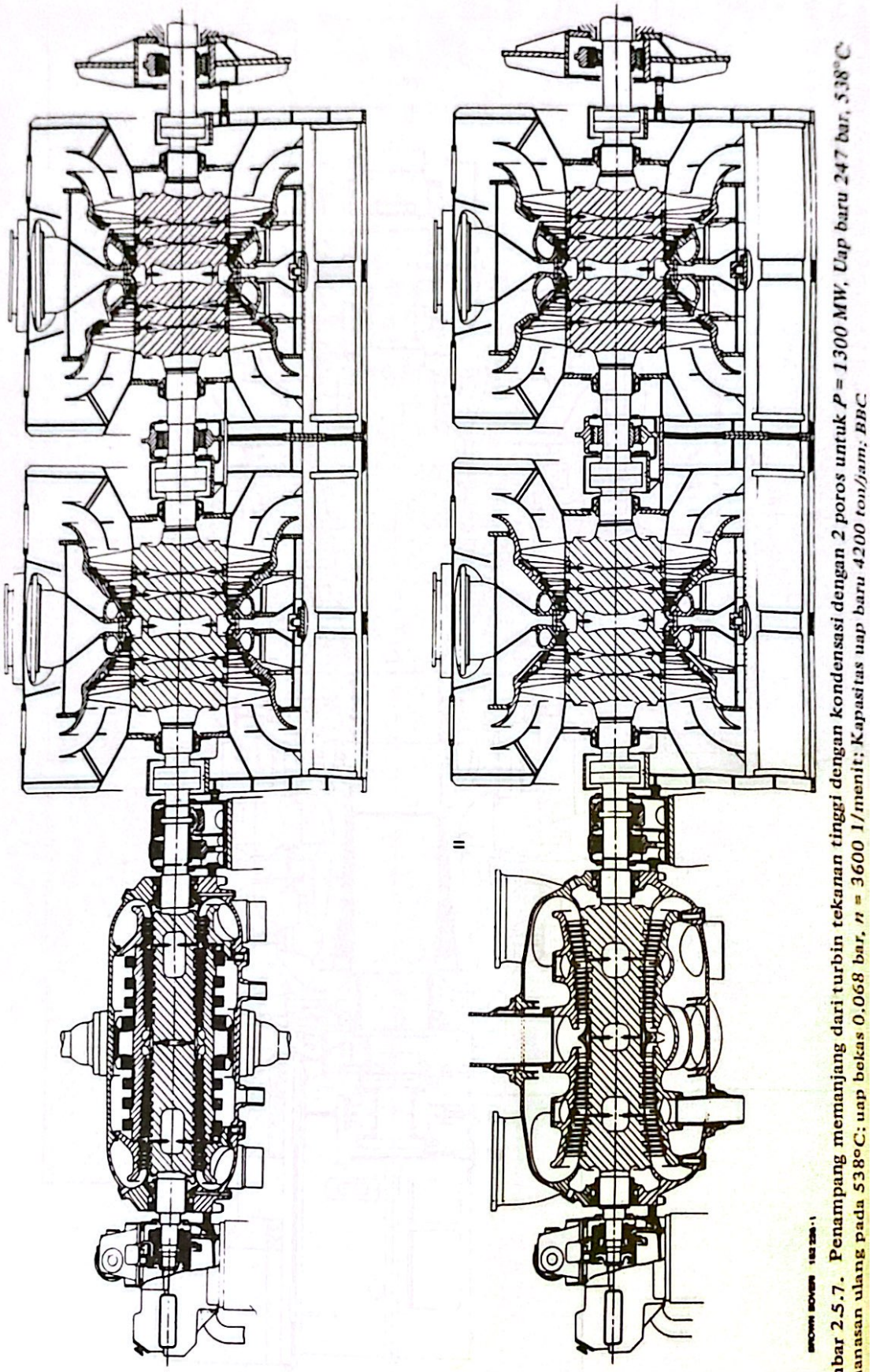
Gambar 2.5.5. Pandangan dari atas rotor dan sistim penghubung rumah (pengikat rumah) turbin tekanan lawan dengan konstruksi tekanan lebih; AEG.

Dipindai dengan CamScanner

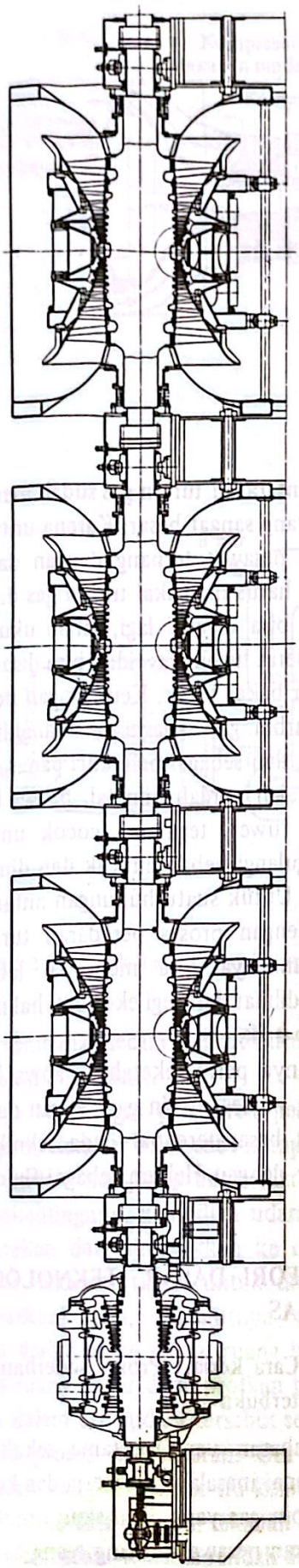


Gambar 2.5.6 Turbin satu rumah dengan kondensasi dengan konstruksi tekanan lebih; P = 66 000 KW, n = 3600 menit^{-1}, uap baru 87 bar, 510°C; *KWU.*

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 2.5.7. Penampang memanjang dari turbin tekanan tinggi dengan kondensasi dengan 2 poros untuk $P = 1300$ MW, Uap baru 247 bar, 538°C. Pemanasan ulang pada 538°C; uap bekas 0,068 bar, $n = 3600$ 1/menit; Kapasitas uap baru 4200 ton/jam; BBC



Gambar 2.5.8. Penampang memanjang dari turbin uap untuk instalasi Pusat Listrik Tenaga Nuklir dengan daya 1300 MW, n = 1500 i/menit; KWU.

PERPUSTAKAAN D III F. TEKNIK

CS Dipindai dengan CamScanner

3 Turbin Gas

Pengembangan turbin gas hingga bisa dibuat seperti sekarang ini, yaitu sampai bisa ekonomis untuk dipakai sebagai mesin penggerak pesawat terbang dan untuk instalasi darat yang dapat dipakai untuk membangkitkan tenaga listrik, sudah menghabiskan waktu yang lama sekali. Sejak abad yang lalu sudah dimulai usaha untuk mengembangkan turbin gas, tetapi kurang berhasil dan perkembangan selanjutnyapun dapat dikatakan agak lambat bila dibandingkan dengan tenaga uap yang mencapai kemajuan pesat dengan makin tingginya tekanan dan temperatur uap, dan harganya randemen turbin gas sudah jauh ketinggalan. Konstruksi dan cara bekerjanya turbin gas adalah sangat mudah bila hanya di dalam kertas (gambar desain), tetapi kenyataannya (bila diwujudkan) adalah sukar karena ada hubungannya dengan pemakaian bahan bakar turbin yang harus hemat.
Akhir-akhir ini randemen dan daya yang dihasilkan turbin gas naik, karena gas yang bertemperatur tinggi telah bisa digunakan dan bekerjanya turbin langsung tergantung pada keadaan gasnya. Sekarang randemen turbin sudah bisa mencapai sekitar 33% dengan temperatur di ruang bakar dan sebelum rangkaian sudu jalan pertama untuk turbin penggerak pesawat terbang adalah 1200°C dan untuk turbin yang dipakai di industri temperaturnya 950°C.

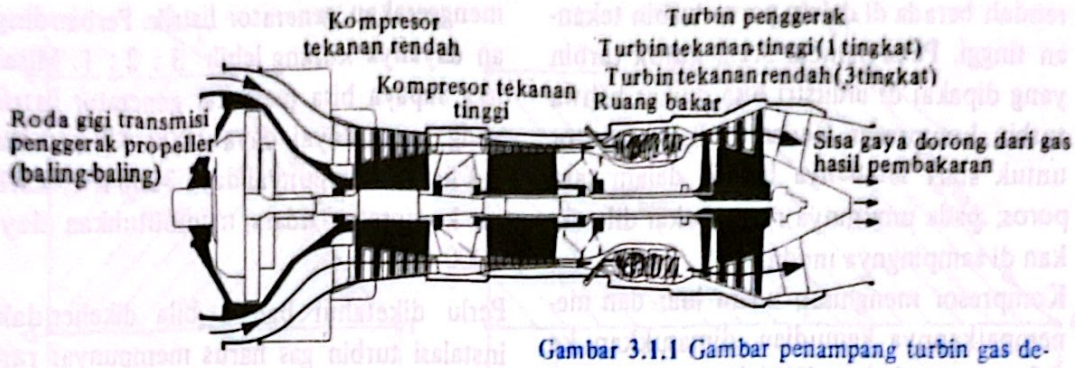
Sementara ini turbin gas sudah mempunyai arti yang sangat besar. Karena untuk penggerak pesawat terbang dengan daya yang besar harus memakai turbin gas dan sudah tidak bisa diganti lagi, sebab ukuran luar dan berat turbin gas tidak bisa disaingi oleh motor bakar torak. Keuntungan penggunaan turbin gas sebagai pembangkit tenaga listrik dan sebagai penyedia panas di industri adalah mudah diinstal, proses kerjanya tidak ruwet, terutama cocok untuk menanggulangi beban puncak dan dimensinya kecil. Untuk suatu hubungan antara turbin gas dengan proses peredaran turbin uap randemennya bisa mencapai lebih dari 42%, dilihat dari segi ekonomi hal ini sudah cukup baik.
Akhirnya perlu diketahui bahwa kenyataannya proses turbin gas dengan daya yang sangat besar terdapat pada teknik tenaga nuklir dengan Helium sebagai fluida kerjanya.

3.1 TEORI DASAR TEKNOLOGI PANAS

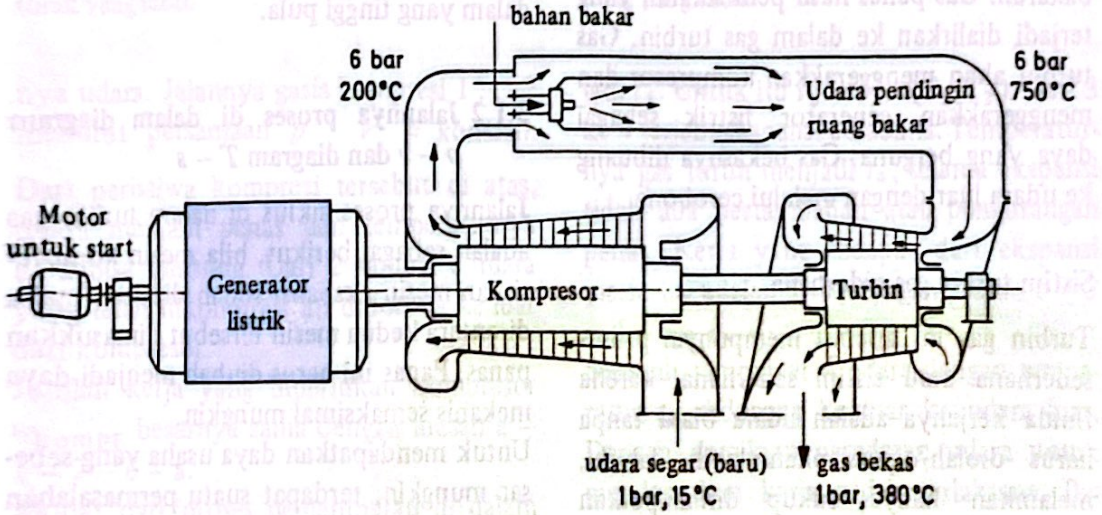
3.1.1 Cara kerja : Proses sederhana sistim terbuka

Pembahasan yang pertama sekali adalah mengenai masalah cara kerja dan konstruksi turbin gas yang digunakan untuk menggerakkan pesawat terbang, yang sama juga

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.1.1 Gambar penampang turbin gas dengan propeller (baling-baling) untuk menggerakkan pesawat terbang.



Gambar 3.1.2 Skema dari suatu instalasi gas turbin untuk industri

dengan membahas secara singkat turbin gas yang dipakai di industri.

Cara kerja turbin gas penggerak pesawat terbang pada Gambar 3.1.1 sbb: kompresor tekanan rendah menghisap udara luar yang ada di sekelilingnya, kemudian udara tersebut ditekan dan dimasukkan ke dalam kompresor tekanan tinggi untuk ditekan (dimampatkan) lagi, selanjutnya udara tekan ini dialirkan ke dalam ruang bakar. Di dalam ruang bakar disemprotkan bahan bakar ke dalam arus udara tersebut sehingga terjadi proses pembakaran. Gas hasil pembakaran yang terbentuk itu kemudian dimasukkan ke dalam turbin tekanan tinggi dan terus ke turbin tekanan rendah dan sesudah memberikan sisa gaya dorongnya, gas hasil pembakaran ini ke luar ke udara luar.

Dari gambar bisa dilihat bahwa ada 2 buah poros penggerak. Turbin tekanan rendah menggerakkan kompresor tekanan rendah dan melalui roda gigi transmisi menggerakkan propeller (baling-baling) sebagai daya yang berguna. Turbin tekanan tinggi menggerakkan kompresor tekanan tinggi. Kecepatan putar kedua turbin adalah berbeda, ukuran turbin dan kompresor kadang-kadang dibuat menurut teknik aliran fluida yang terbaik. Mekanisme kedua turbin tersebut tidak tergantung satu sama lainnya, sebagian dari poros turbin tekanan

Dipindai dengan CamScanner

rendah berada di dalam poros turbin tekanan tinggi. Pada Gambar 3.1.2 untuk turbin yang dipakai di industri bisa dilihat bahwa turbin, kompresor, Generator listrik, motor untuk start semuanya berada dalam satu poros; pada umumnya ruang bakar diletakkan di sampingnya mesin.

Kompresor menghisap udara luar dan menempatkannya kemudian dimasukkan ke dalam ruang bakar. Di dalam ruang bakar dimasukkan bahan bakar yang berbentuk gas atau berbentuk cairan ke dalam arus udara tersebut, sehingga terjadi proses pembakaran. Gas panas hasil pembakaran yang terjadi dialirkan ke dalam gas turbin. Gas turbin akan menggerakkan kompresor dan menggerakkan generator listrik sebagai daya yang berguna; Gas bekasnya dibuang ke udara luar dengan melalui cerobong.

Sistim turbin gas sederhana

Turbin gas ini disebut mempunyai proses sederhana atau sistim sederhana, karena fluida kerjanya adalah udara biasa tanpa harus diolah/dipersiapkan lebih dahulu, melainkan hanya cukup dimampatkan lebih dahulu kemudian dipakai untuk proses pembakaran bahan bakar. Gas hasil pembakaran dengan entalpi yang tinggi inilah yang jadi fluida kerjanya. Selain itu pembuangan panasnya juga sederhana tidak ruwet, karena gas bekasnya bisa dibuang ke udara luar. Pada prinsipnya bisa dibandingkan dengan proses kerja dari instalasi tenaga uap yang cukup ruwet.

Daya yang dihasilkan turbin

Pada instalasi tenaga uap turbin menggerakkan generator, daya yang dihasilkan turbin dengan daya generator adalah sama besarnya. Untuk turbin gas adalah lain, karena daya yang dihasilkan turbin harus dibagi, yaitu sebagian untuk menggerakkan kompresor udara dan sebagian lagi untuk menggerakan generator listrik. Perbandingan dayanya kurang lebih 3 : 2 : 1. Misalnya supaya bisa memutar generator listrik yang mempunyai daya 1000 kW, turbin gas harus mempunyai daya 3000 kW, karena kompresor udara membutuhkan daya 2000 kW.

Perlu diketahui bahwa bila dikehendaki instalasi turbin gas harus mempunyai randemen yang tinggi, maka di samping masalah teknologi panas di turbin dan kompresor, turbin dan kompresor itu sendiri masing-masing harus mempunyai randemen dalam yang tinggi pula.

3.1.2 Jalannya proses di dalam diagram $p - v$ dan diagram $T - s$

Jalannya proses siklus di dalam turbin gas adalah sebagai berikut, bila mesin kompresi dan mesin ekspansi sudah diputar, maka di antara kedua mesin tersebut dimasukkan panas. Panas ini harus diubah menjadi daya mekanis semaksimal mungkin.

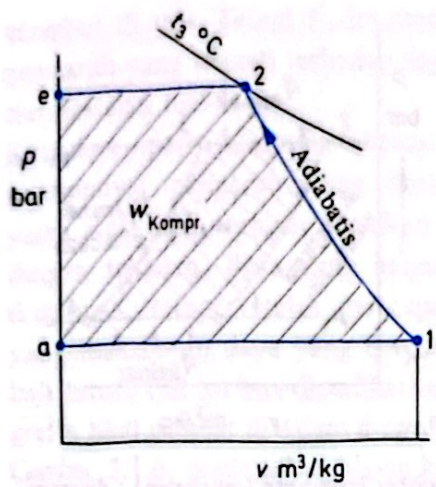
Untuk mendapatkan daya usaha yang sebesar mungkin, terdapat suatu permasalahan antara temperatur gas dan tekanan gas yang saling berhubungan satu sama lainnya.

Berikut ini akan dibahas secara singkat siklus kerja kompresi dan ekspansi lebih dahulu. Untuk mempermudah pengertian akan dibahas proses yang terjadi di dalam torak, di mana bila dibandingkan dengan mesin aliran fluida boleh dikatakan hampir sama dalam hal proses pemberian energi dan mendapatkan daya usaha.

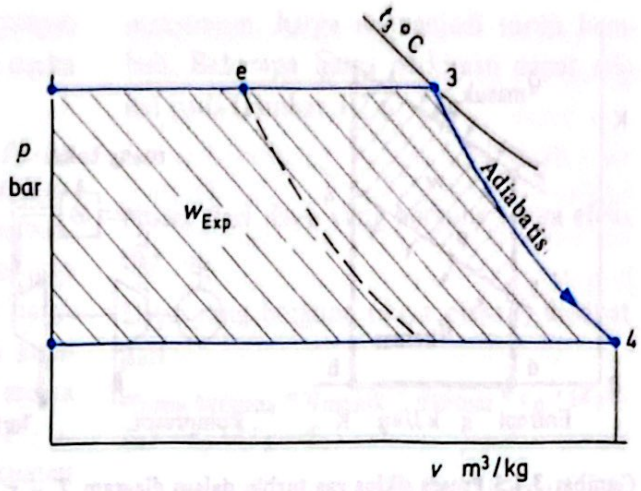
Kompresor, Gambar 3.1.3

Dari *a* sampai 1 kompresor menghisap udara luar, dan udara ini ditekan (kompresi) secara adiabatis dari 1 sampai 2; baik kompresornya didinginkan maupun tidak, selama penekanan (pemampatan) akan timbul panas yang mempengaruhi temperatur-

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.1.3 Diagram $p - v$ dari kompresor torak yang ideal.



Gambar 3.1.4 Diagram $p - v$ dari ekspansi mesin torak yang ideal.

nya udara. Jalannya garis kompresi 1 . . . 2 menurut persamaan $p \cdot v^x$ = konstan.

Dari peristiwa kompresi tersebut di atas, udara menjadi panas dan temperaturnya di 2 bisa dihitung. Dari 2 sampai e udara yang telah dikompresi ini didorong ke luar dari kompresor.

Jumlah kerja yang diperlukan kompresor w_{kompr} besarnya sama dengan luasan a – 1 – 2 – e – a.

Akibat dari proses pemampatan di dalam kompresor, udara tersebut seperti mengalami pemanas pendahuluan dan setelah masuk ke ruang bakar, udara tersebut diberi panas lagi, sehingga temperaturnya mencapai t_3 sesuai dengan yang diijinkan untuk mesin. Pemberian panas di dalam ruang bakar dilakukan dengan tekanan konstan, jadi tekanannya sama dengan tekanan kompresi dan besarnya panas yang dimasukkan dalam proses tiap kg uap adalah : $q = c_p \cdot (t_3 - t_2)$.

Ekspansi dari mesin torak, Gambar 3.1.4.

Udara masuk ke dalam mesin ini dengan tekanan yang sama dengan tekanan dari kompresor tetapi volume spesifiknya berubah menjadi v_3 dan temperaturnya naik jadi t_3. Untuk itu $v_3 = v_2 \cdot (T_3/T_2)$. Dari 3 ke 4 terjadi ekspansi adiabatis. Temperaturnya gas turun menjadi t_4, selama ekspansi tidak ada pertambahan atau pengurangan panas. Kerja yang didapat dari ekspansi mesin ini adalah sama dengan luasan e – 3 – 4 – a – e.

Sesudah sampai di 4 udara dengan temperatur t_4 didorong ke luar ke udara luar. Dengan demikian peredaran udara untuk mendapatkan kerja sudah terlaksana. Besarnya panas yang ke luar dari sistim $q_{keluar} = c_p \cdot (t_4 - t_1)$.

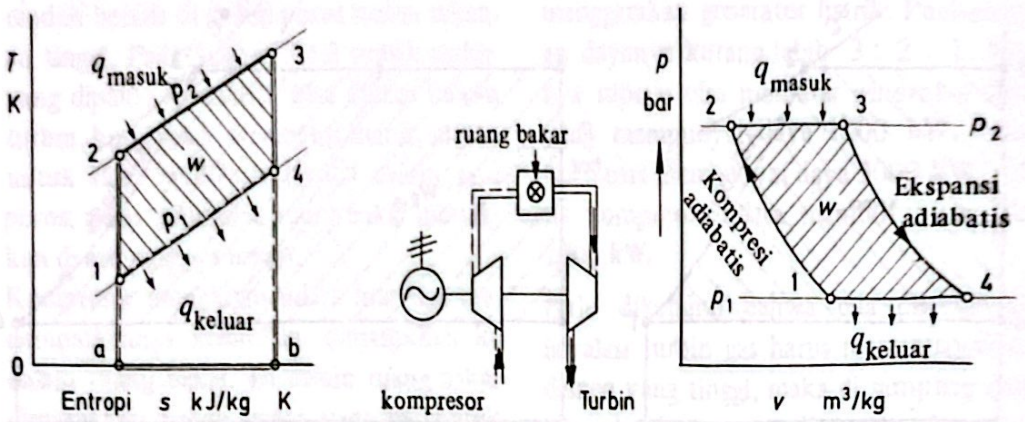
Daya yang berguna (daya effektif)

Daya yang berguna didapat dari selisih luasan ekspansi dan kompresi. Bila jalannya proses dijadikan satu dan digambarkan dalam satu $p - v$ diagram, daya yang berguna sama dengan luasan 1 – 2 – 3 – 4, Gambar 3.1.5.

Penggambaran di dalam satu diagram $T - s$

Pemindahan harga-harga dari $p - v$ diagram ke $T - s$ diagram dimulai dari titik 1. Keadaan udara luar yang diisap kompresor mempunyai entropi yang telah tertentu dan temperaturnya $T_1 = 273 + t_1$. Dengan adanya kompresi isentrop tekanan udara

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.1.5 Proses siklus gas turbin dalam diagram $T - s$; gambar hubungan (rangkaian) ; diagram $p - v$.

menjadi naik p_2 dan temperaturnya menjadi $T_2 = T_1 \cdot (p_2/p_1)^{(x-1)/x}$. Dalam hal ini s = konstan dan letak titik 2 adalah tertentu.

Selama pemberian panas pada kondisi tekanan konstan, entropinya akan naik $s_3 - s_2 = c_p \cdot \ln (T_3/T_1)$. Dalam hal ini T_3 ditentukan berdasarkan temperatur gas turbin maksimum yang diijinkan. Dengan demikian didapat posisi titik 3.

Luasan di bawah garis lengkung 2 – 3 (isobar) sesuai dengan besarnya panas yang dimasukkan ke dalam ruang bakar $q_{masuk} = c_p \cdot (T_3 - T_2)$. T_4 didapat dari hasil perhitungan ekspansi adiabatis 3 – 4. Untuk menentukan besarnya T_4 caranya sama dengan ketika menentukan T_2. Akhirnya ketentuan-ketentuan yang didapat seperti yang tersebut di atas dapat diperiksa dengan menggunakan selisih entalpi $s_4 - s_1$.

Luasan di bawah garis lengkung 4 – 1 menunjukkan bahwa gas pada kondisi tekanan tetap dikeluarkan dari sistem, dan panas yang keluar $q_{keluar} = c_p \cdot (T_4 - T_1)$. Diagram $T - s$ memperlihatkan dengan jelas, bahwa Daya yang berguna w berasal dari selisih panas yang masuk dengan panas yang ke luar. Meskipun kenyataannya proses turbin gas yang digambar dalam diagram $p - v$ informasinya sama dengan yang digambar di diagram $T - s$, tetapi penggambaran di diagram $T - s$ lebih baik untuk bisa dilihat dan dimengerti.

3.1.3 Randemen thermis dan daya yang berguna (daya efektif)

Daya yang berguna adalah $w_{yang\ berguna} = q_{masuk} - q_{keluar}$.

$$\eta_{th} = \frac{q_{masuk} - q_{keluar}}{q_{masuk}} = \frac{\text{yang berguna}}{\text{yang dipakai}}$$

Dengan dimasukkannya harga $q_{masuk} = c_p \cdot (T_3 - T_2)$ dan harga $q_{keluar} = c_p \cdot (T_4 - T_1)$ ke dalam persamaan di atas, kemudian bentuk persamaan disesuaikan dan disederhanakan didapat :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad \text{atau} \quad \eta_{th} = 1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{(x-1)/x}$$

Dari sini bisa dilihat bahwa untuk kompresor harus dipilih yang mempunyai perbandingan tekanan setinggi mungkin, supaya bisa mendapatkan randemen yang tinggi, dan dengan demikian pemakaian bahan bakar untuk proses bisa lebih sedikit. Temperatur sebelum turbin T_3 tidak tampak dalam persamaan untuk randemen

Dipindai dengan CamScanner

tersebut di atas. Tetapi T_3 ini mempunyai pengaruh yang berarti terhadap daya usaha dari instalasi turbin gas.

Kenaikan perbandingan tekanan p_2/p_1 mempunyai pengaruh yang berlawanan, yaitu mula-mula dengan kenaikan perbandingan tekanan, daya yang berguna juga ikut naik, tetapi setelah mencapai harga yang maksimum daya yang berguna kembali turun. Hal ini bisa diperlihatkan secara grafis, lihat gambar di dalam diagram $T - s$, Gambar 3.1.6, berdasarkan alasan kekuatan konstruksi yang diijinkan, maka dalam hubungannya dengan proses temperatur T_3 dibatasi.

Dengan makin bertambahnya perbandingan tekanan $\pi = p_2/p_1$, maka sebagai akibat dari proses kompresi T_2 ikut naik, harga $q_{masuk} = c_p \cdot (T_3 - T_2)$ dan harga $q_{keluar} = c_p \cdot (T_4 - T_1)$ turun, jadi dengan demikian π_{th} makin bertambah tinggi, luasan daya efektif w mula-mula selalu bertambah besar, tetapi setelah mencapai harga yang maksimum, harga w menjadi turun kembali. Beberapa harga perkiraan dapat dilihat pada Gambar 3.1.6.

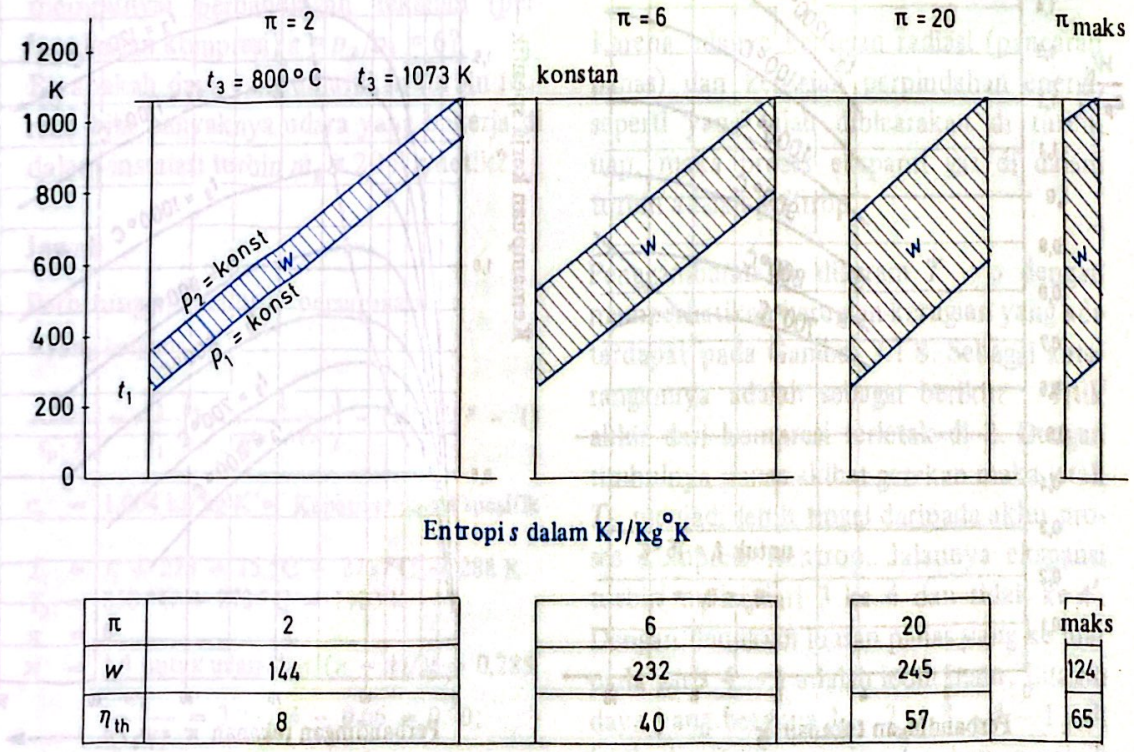
Proses dari daya yang berguna (daya efektif)

Daya yang berguna (daya efektif) didapat dari:

$$w_{yang\ berguna} = q_{masuk} - q_{keluar} = c_p \cdot (T_3 - T_4) - c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

Setelah bentuk persamaan ini dirubah dengan cara disesuaikan dengan persamaan untuk proses adiabatis, dan harga T_3 serta harga $\pi = p_2/p_1$ dimasukkan dan ditonjolkan pengaruhnya, maka persamaan tersebut di atas menjadi:

$$\frac{w_{Berguna}}{c_p \cdot T_1} = \frac{T_3}{T_1} \cdot (1 - 1/\pi^{(x-1)/x}) - (\pi^{(x-1)/x} - 1)$$



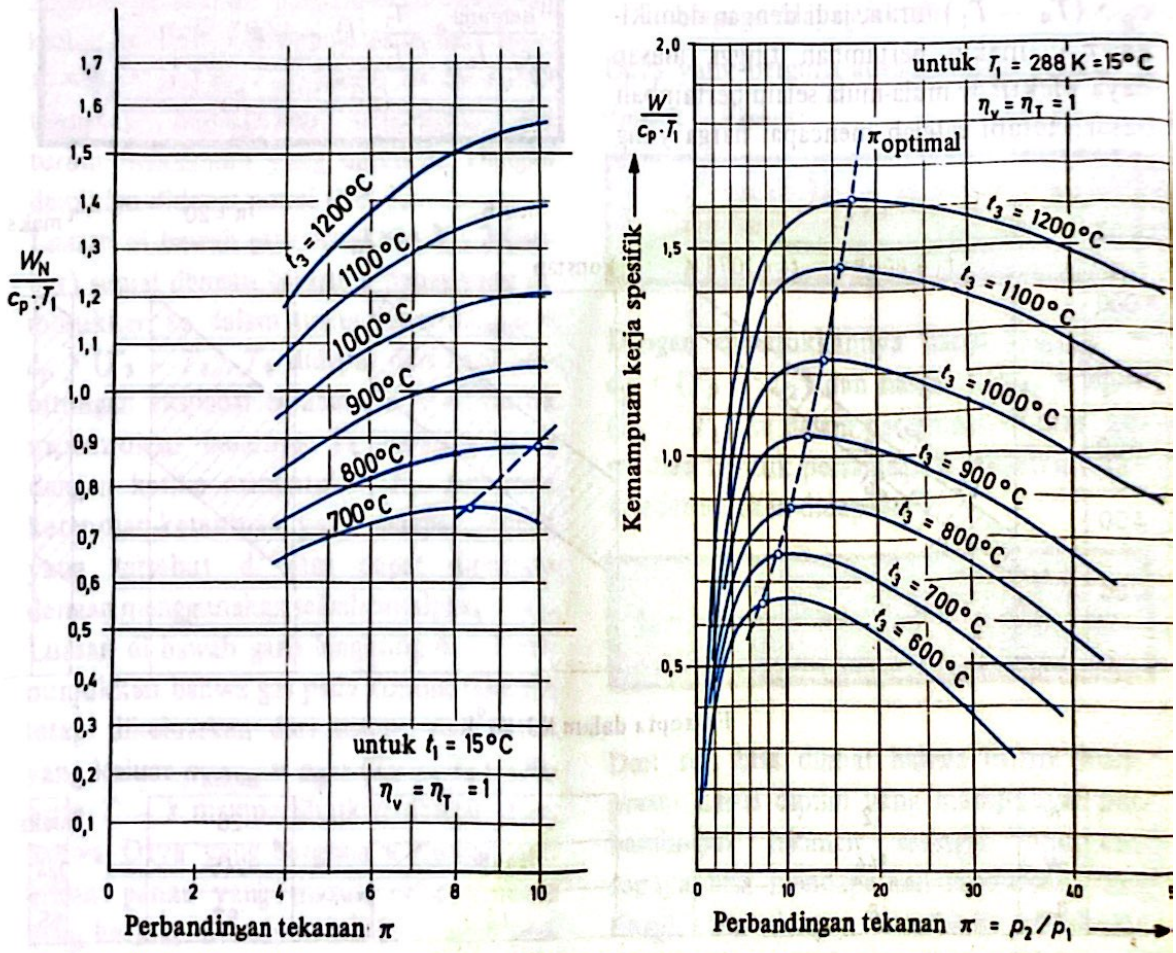
π	2	6	20	maks
w	144	232	245	124
η_{th}	8	40	57	65

Gambar 3.1.6. Diagram T–s dari proses turbin gas yang ideal tanpa kerugian dengan temperatur udara yang diisap 15 °C dan tekanannya 1 bar sedangkan temperatur gas sebelum turbin 800 °C, untuk beberapa perbandingan kompresi yang berbeda-beda.

Dipindai dengan CamScanner

T_1 adalah temperatur udara luar yang diisap masuk ke dalam kompresor. Besarnya harga T_1 untuk instalasi turbin gas yang dipakai industri kebanyakan/biasanya konstan. Tetapi pada turbin gas yang dipakai untuk menggerakkan pesawat terbang, harganya T_1 besarnya selalu berubah-ubah tergantung posisi pesawat, sebabnya ketika pesawat sedang terbang tinggi dan ketika pesawat di darat temperatur udara yang diisap adalah berbeda. Pada prinsipnya untuk mendapatkan daya efektif yang besar seperti untuk semua mesin kalor, maka untuk turbin gas membutuhkan temperatur gas baru yang tinggi supaya daya efektifnya lebih tinggi juga; selain itu perbandingan tekanan seperti yang telah dibahas juga mempunyai pengaruh yang besar. Untuk setiap harga temperatur gas baru t_3 akan memberikan harga yang optimal untuk mencapai $w_{\text{yang berguna}}$ yang maksimum. Persamaan untuk mencari $w_{\text{yang berguna}}$ tersebut di atas diselesaikan dengan memasukan beberapa harga-harga yang dibutuhkan, maka akan didapat suatu grafik seperti yang terdapat pada Gambar 3.1.7. Sebagai catatan harga-harga yang terdapat dalam gambar adalah untuk turbin tanpa kerugian dan kompresor tanpa kerugian dan temperatur udara yang diisap 15°C.

Dalam kenyataannya randemennya kompresor yang bear η_{komp} sampai 0,87 dan randemen turbin gas yang besar η_T sampai



Gambar 3.1.7. Grafik Daya usaha spesifik dari proses turbin gas sederhana yang tanpa kerugian untuk beberapa temperatur gas baru yang berbeda-beda dengan untuk beberapa macam perbandingan tekanan; Temperatur udara luar (yang diisap 15°C (3.1).

Dipindai dengan CamScanner

0,85, harga randemen ini belum termasuk besarnya kerugian aliran, kerugian tekanan, kerugian radiasi (pancaran panas) dan juga kerugian yang disebabkan oleh penggunaan udara kompresi yang dipakai untuk mendinginkan sudu-sudu turbin.
Bila kapasitas udara yang masuk ke dalam instalasi turbin gas diketahui, maka dengan pertolongan harga $w_{\text{yang berguna}}/c_p \cdot T_1$ dapat ditentukan daya yang dihasilkan instalasi turbin gas dengan kondisi tanpa kerugian, atau banyaknya udara yang dibutuhkan dapat dicari, bila diharapkan daya yang dihasilkan turbin harus mencapai suatu harga yang tertentu. Untuk masalah ini dibahas contoh singkat sbb.:

Contoh 1

Berapakah besarnya daya yang berguna (daya efektif) teoritis tanpa kerugian dari suatu proses siklus turbin gas, bila temperatur sebelum turbin yang diijinkan maksimum $t_3 = 850°C$ dan kompresornya mempunyai perbandingan tekanan (perbandingan kompresi) $\pi = p_2/p_1 = 6$?
Berapakah daya yang dihasilkan turbin teoritis bila banyaknya udara yang bekerja di dalam instalasi turbin $\dot{m}_s = 20$ Kg/detik?

Jawab

Perhitungan menurut persamaan

$w_{\text{yang berguna}}$

$$\frac{w_N}{c_p \cdot T_1} = \frac{T_3}{T_1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi^{(x-1)/x}}\right) - (\pi^{(x-1)/x} - 1)$$

$c_p = 1{,}004$ kJ/kg K = Kapasitas panas spesifik

$T_1 = t_1 + 273 = 15\,°C + 273\,°C = 288$ K
$T_3 = 850\,°C + 273\,°C = 1123$ K
$\pi = 6$
$x = 1{,}4$ untuk udara dan $(x-1)/x = 0{,}285$

$$\frac{w_N}{c_p \cdot T_1} = 3{,}9 \cdot 0{,}4 - 0{,}66 = 0{,}90;$$

Bandingkan dengan harga-harga yang terdapat pada Gambar 3.1.7

$$w_{\text{yang berguna}} = 0{,}90 \cdot 1{,}004 \cdot 288$$
$$= 270 \text{ KJ/Kg.}$$

Bila kapasitas udara yang bekerja $\dot{m}_s = 20$ Kg/detik, maka daya yang dihasilkan instalasi turbin gas teoritis adalah :

$$P = 270 \text{ kJ/kg} \cdot 20 \text{ kg/det} = 5400 \text{ kJ/det}$$
$$= 5400 \text{ kW.}$$

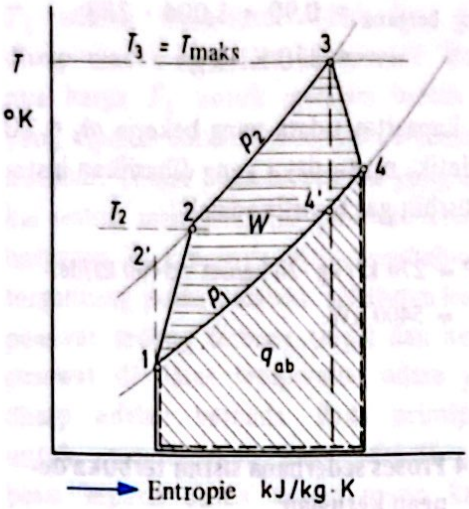
3.1.4 Proses sederhana sistim terbuka dengan kerugian

Dalam proses yang sebenarnya terdapat kerugian-kerugian. Jalannya proses kompresi (penekanan) adalah politropis, karena adanya kerugian aliran dan kerugian gesekan timbul panas, sehingga pemakaian daya untuk kompresipun makin besar.
Selama pemberian panas di dalam ruang bakar dan di dalam pipa saluran gas panas ke dalam turbin, terjadi kerugian panas dan kerugian tekanan.

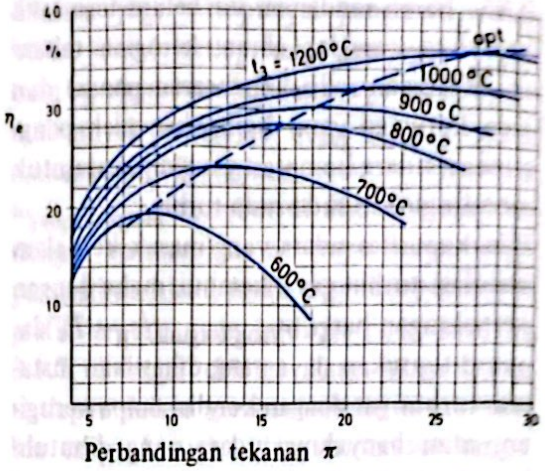
Karena adanya kerugian radiasi (pancaran panas) dan kerugian perpindahan energi, seperti yang telah dibicarakan di turbin uap, maka proses ekspansi gas di dalam turbin adalah politrop.

Penggambaran di diagram $T - s$ dengan memperhatikan kerugian-kerugian yang ada terdapat pada Gambar 3.1.8. Sebagai keterangannya adalah sebagai berikut : Titik akhir dari kompresi terletak di 2. Dengan timbulnya panas akibat gesekan maka letak T_2 menjadi lebih tinggi daripada akhir proses kompresi isentrop. Jalannya ekspansi turbin mulai dari 3 ke 4 dan tidak ke $4'$. Dengan demikian luasan panas yang ke luar pada garis 4 – 1 adalah lebih besar; Luasan daya yang berguna 1 – 2 – 3 – 4 – 1 jadi lebih kecil. Secara keseluruhan menjadi lebih jelek juga harga randemen dari η_{th} menjadi η_e.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.1.8 Proses turbin gas sederhana sistim terbuka dengan kerugian di turbin dan di kompresor; Kerugian di ruang bakar (3%) diabaikan.



Gambar 3.1.9 Randemen kopling η_e (Bahan bakar/daya yang dihasilkan turbin) pada proses turbin gas sederhana sistim terbuka.

Randemen kopling dari instalasi

η_e dari instalasi menyatakan, berapakah besarnya energi panas dari bahan bakar yang bisa diubah menjadi energi mekanis di kopling, karena energi di kopling inilah yang ditransmisikan ke luar dan berlaku sebagai energi yang dihasilkan turbin gas. Pada dasarnya untuk masalah ini berperan sebagai randemen mesin. Lain dengan randemennya turbin uap, untuk turbin gas bila diinginkan memperbaiki harga η_e beberapa prosen, harus melaksanakan perbaikan $\eta_{kompresor}$ dan η_{turbin} beberapa kali lebih dahulu.

Suatu pandangan terhadap harga η_e bisa dilihat dalam Gambar 3.1.9. Dan harga $\eta_e = \eta_{th} \cdot \eta_{kompresor} \cdot \eta_{ruang\ bakar} \cdot \eta_{turbin} \cdot \eta_{mekanis}$

Dengan demikian seperti pada Gambar 3.1.7 bentuk kurva $w_{yang\ berguna}$ adalah parabol; dengan kenaikan temperatur gas baru sebelum turbin dan kenaikan perbandingan kompresi, maka harga η_e akan naik terus sampai mencapai suatu harga yang optimal baru harga η_e turun lagi. Karena itu maka temperatur gas baru dan perbandingan kompresi π dari kompresor dibuat menurut harga yang optimal tersebut di atas. Supaya diperhatikan, bahwa kurva η_e yang telah diketahui (pada Gambar 3.1.9) hanya berlaku untuk suatu randemen komprsor dan randemen turbin yang telah tertentu.

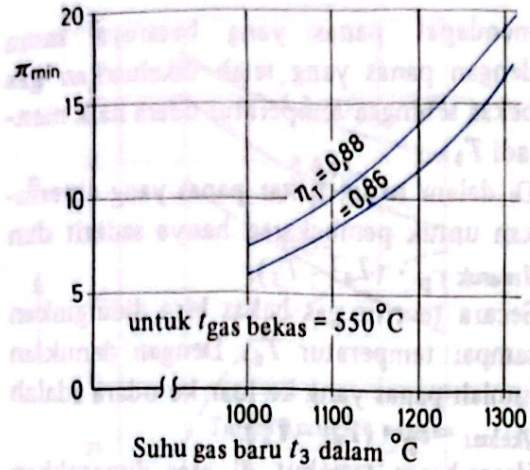
Temperatur gas bekas

Seperti yang telah diperlihatkan dalam gambar diagram $T - s$, temperatur gasnya adalah tinggi yaitu di atas dan sekitar 450°C. Dalam hal ini randemen $\eta_{kompresor}$ dan η_{turbin} mempunyai pengaruh terhadap besarnya temperatur gas bekas. Apabila suhu gas bekas dibatasi, maka atas dasar ini juga, suhu gas baru meningkat dengan membesarnya perbandingan tekanan, supaya perbandingan ekspansinya makin besar.

Untuk masalah ini bisa dilihat pada Gambar 3.1.10.

Hanya di instalasi turbin gas untuk industrilah yang bisa mengusahakan pemanfaatan gas bekas yang bertemperatur tinggi ini. Kemungkinan-kemungkinan yang bisa dipakai untuk memanfaatkan gas bekas antara lain ialah : Dipakai memanas-

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.1.10 Perbandingan kompresi minimum, untuk pembatasan temperatur gas bekas, pada temperatur gas bekas sekitar 550°C.

kan pendahuluan udara segar yang telah ditekan (kompresi) oleh kompresor.

Dipakai untuk memanaskan/memasak di dalam proses mengolah suatu produk industri.

Dialirkan ke stasiun pemanas pusat.

Instalasi turbin gas dan instalasi tenaga uap dihubungkan secara seri dan letak instalasi turbin gas di depan dan gas bekas turbin gas bisa dipakai untuk membantu proses tenaga uap (misalnya memanaskan udara pembakar bahan bakar ketel uap) dan sebagainya.

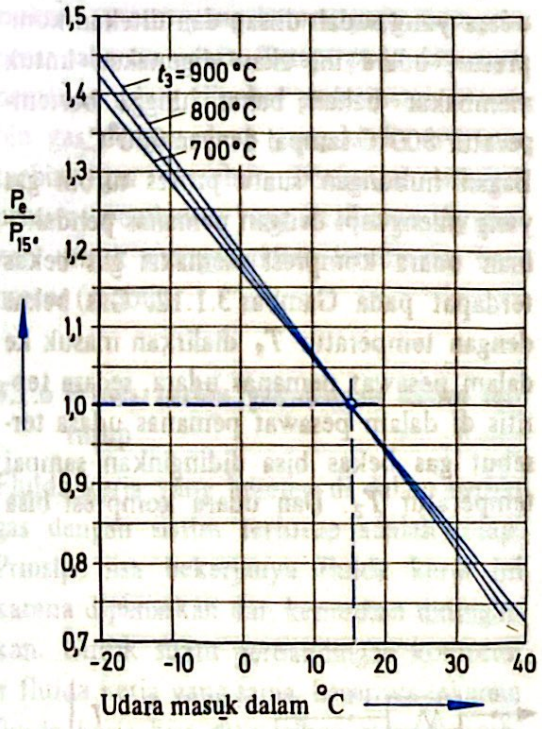
Pengaruh temperatur udara yang diisap kompresor terhadap daya yang berguna yang dihasilkan turbin gas

Temperatur udara yang diisap kompresor mempunyai pengaruh yang besar terhadap daya yang berguna yang dihasilkan turbin gas, sebab kapasitas atau masa udara m_s yang mengalir masuk berubah.

Menurut persamaan keadaan untuk gas $m = P.V/R.T$. Bila temperatur gas udara T kecil, maka m menjadi besar, dengan demikian udara yang masuk ke dalam instalasi akan lebih banyak. Untuk suatu instalasi turbin gas bila bekerja dengan kondisi temperatur udara yang diisap 15°C atau T_1 = 288°K dan bila bekerja dengan temperatur udara −20°C atau T_1 = 253°K, maka kapasitas udara yang diisap akan berubah sesuai dengan perbandingan 288/253 = 1,14 atau kapasitas udaranya m lebih banyak 14%.

Selain itu daya usaha (kapasitas kerja) instalasi akan menjadi lebih besar, karena perbandingan T_3/T_1 lebih besar, sedangkan temperatur T_3 sebelum turbin tetap dipertahankan konstan. Dengan demikian terjadi perbaikan η_{th} proses.

Bila temperatur udara luar yang diisap kompresor lebih tinggi, maka daya yang dihasilkan instalasi turbin gaspun turun (menjadi lebih kecil), contohnya pada turbin gas yang dipakai untuk menggerakkan pesawat terbang bila temperatur udara luar



Gambar 3.1.11 Perubahan daya yang dihasilkan instalasi turbin gas P_e pada waktu terjadi perubahan temperatur udara luar yang diisap kompresor, instalasi sudah ditentukan untuk bekerja dengan temperatur udara luar 15°C, harga-harga informatif.

Dipindai dengan CamScanner

terlalu tinggi akan menimbulkan kesulitan untuk start (pesawat sukar untuk tinggal landas sebab tenaga masih berkurang).

Pada turbin gas yang digunakan untuk industri bila beroperasi di musim dingin daya yang dihasilkan turbin akan lebih besar dari pada bila beroperasi di musim panas. Besarnya perubahan daya tersebut bisa dilihat secara informatif pada Gambar 3.1.11.

3.1.5 Proses sistim terbuka dengan pemanas udara

Temperatur gas bekas yang ke luar dari turbin sekitar 400°C sampai dengan 500°C, mengingat bahwa temperatur gas bekas ini cukup tinggi, maka untuk memanfaatkannya di dalam proses siklus turbin gas adalah dengan jalan dipakai untuk memanaskan udara yang sudah diisap dan ditekan kompresor, udara ini akan digunakan untuk membakar bahan bakar hingga bertemperatur 800°C sampai dengan 950°C.

Bagan hubungan suatu proses turbin gas yang dilengkapi dengan pemanas pendahuluan udara kompresi memakai gas bekas terdapat pada Gambar 3.1.12. Gas bekas dengan temperatur T_5 dialirkan masuk ke dalam pesawat pemanas udara, secara teoritis di dalam pesawat pemanas udara tersebut gas bekas bisa didinginkan sampai temperatur T_3. Dan udara kompresi bisa mendapat panas yang besarnya sama dengan panas yang telah dikeluarkan gas bekas sehingga temperatur udara naik menjadi T_3.

Di dalam ruang bakar panas yang diperlukan untuk pembakaran hanya sedikit dan $q_{masuk}\ c_p \cdot (T_4 - T_3)$.

Secara teoritis gas bekas bisa didinginkan sampai temperatur T_6. Dengan demikian jumlah panas yang ke luar ke udara adalah $q_{keluar} = c_p \cdot (T_6 - T_1)$.

Harga-harga tersebut di atas dimasukkan dalam Gambar 3.1.12, dan hal ini hanya berlaku untuk turbin gas yang dilengkapi dengan pesawat pemanas udara yang besarnya tak terhingga (ideal tanpa kerugian), $T_3 = T_5$, dan $T_2 = T_6$,. Dengan perbaikan randemen thermis bisa dihitung dari :

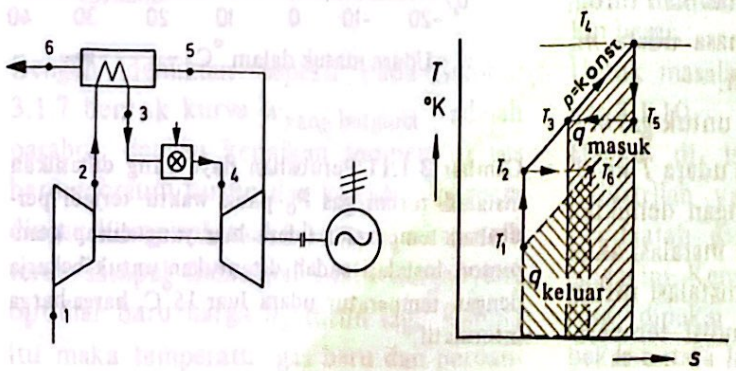
$$\eta_{termis} = \frac{q_{masuk} - q_{keluar}}{q_{masuk}}$$

$$= \frac{c_p \cdot (T_4 - T_5) - c_p \cdot (T_2 - T_1)}{c_p \cdot (T_4 - T_5)}$$

$$= 1 - \frac{(T_2 - T_1)}{(T_4 - T_5)}$$

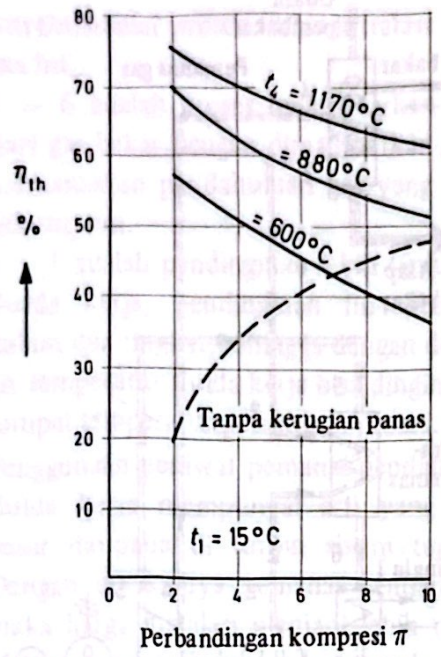
Dengan memasukkan harga perbandingan kompresi dan bentuk persamaannya disederhanakan, akhirnya didapat :

$$\eta_{termis} = 1 - \pi^{(x-1)/x} \cdot (T_1/T_4)$$



Gambar 3.1.12. Skema hubungan dan jalannya proses dalam diagram $T - s$ dari proses turbin gas sistem terbuka dengan pemanas udara.

CS Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.1.13 Randemen thermis dari proses turbin gas sistim terbuka dengan pemanas udara; garis putus-putus menunjukkan jalannya η_{th} turbin gas yang tidak memakai pemanas udara; Semua harga yang tercantum dalam grafik adalah untuk kompresor dan turbin tanpa kerugian serta pemanas udara yang tak terhingga (ideal).

Gambar 3.1.13 adalah grafik dari η_{th} untuk beberapa harga temperatur gas sebelum turbin T_4 yang berbeda-beda pada mesin tanpa kerugian dan memakai pesawat pemanas udara.

Sebagai hasilnya yang penting untuk diketahui adalah pada dasarnya untuk mendapatkan hasil kerja yang maksimum secara teoritis terdapat pada kondisi perbandingan kompresi $\pi = p_2/p_1$ yang kecil.

Dengan demikian berarti bahwa temperatur udara kompresi ketika ke luar dari kompresor masih kecil, dan temperatur ekspansinya turbin tinggi, sehingga didapat selisih temperatur yang besar di dalam pesawat pemanas udara. Jadi pada prinsipnya pemanas udara ini dapat disebut menguntungkan bila mampu memenuhi/mengisi perbedaan temperatur tersebut di atas. Tetapi pada kenyataannya adalah lain, perbandingannya bergeser ke arah yang tidak menguntungkan, di mana selain adanya randemen mesin juga terutama karena kecilnya pengaruh penggunaan pemanas udara (3.1). Pembuatan instalasi turbin gas jarang yang dilengkapi dengan pesawat pemanas udara. Pada instalasi turbin gas yang besar, yang bekerja dengan temperatur dan perbandingan tekanan yang tinggi, bila memakai pemanas udara perbaikan pemakaian bahan bakar (bahan bakar yang bisa dihemat) cuma sedikit. Baru sesudah harga bahan bakar semakin tinggi dan bekerjanya turbin terus menerus dalam waktu yang lama, maka penggunaan pemanas udara baru bisa disebut ekonomis.

Pemakaian pemanas udara di instalasi turbin gas yang digunakan untuk menggerakan pesawat udara akan mempertinggi berat mati mesin serta memperbesar luas permukaan mesin yang berarti juga memperbesar tahanan udara. Tetapi pada dasarnya pemanas udara dipakai pada instalasi turbin gas dengan daya yang kecil, di mana turbin gas tersebut berfungsi sebagai pesawat pembantu yang kecil atau digunakan untuk menggerakkan kendaraan bermotor (mobil).

3.1.6 Proses turbin gas dengan sistim tertutup

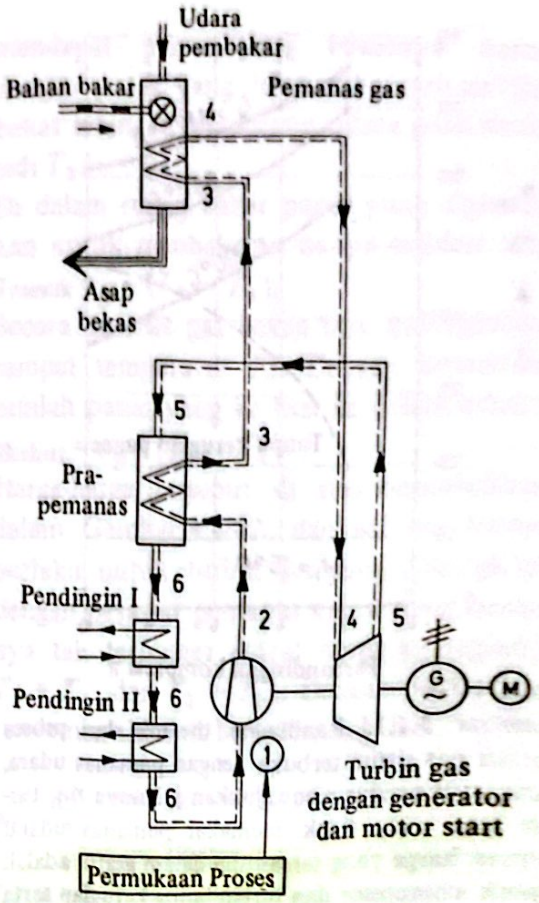
Fluida kerja yang beredar di dalam turbin gas dengan sistim tertutup adalah tetap. Prinsip bisa bekerjanya fluida kerja ini karena dipanaskan dan kemudian didinginkan. Untuk suatu perbandingan kompresi π fluida kerja yang sama, besarnya tekanan fluida kerja bisa ditinggikan atau diturunkan. Energi panas q_{masuk} dimasukkan melalui pesawat pemanas dan energi panas yang keluar q_{keluar} dikeluarkan dengan menggunakan pesawat pendingin.

Dasar pemikiran untuk memakai sistim tertutup ini adalah jenis bahan bakar yang di-

Dipindai dengan CamScanner

perlukan instalasi bisa sesuka hati dan fluida kerja selain udara bisa juga menggunakan gas-gas lainnya yang mempunyai karakteristik terhadap panas yang baik, misalnya helium dan sebagainya. Pada proses sistim terbuka bahan bakar terbakar dan pergi ikut bersama-sama dengan udara, berbentuk sebagai gas hasil pembakaran. Akibat dari ketidak murnian bahan bakar akan timbul debu dan sisa-sisa pembakaran yang bisa menempel di sudu turbin dan menimbulkan kerusakan akibat dari adanya korosi. Supaya tidak terjadi korosi, maka bahan bakar untuk turbin gas sistim terbuka harus tertentu dan dibersihkan lebih dahulu. Untuk turbin gas dengan sistim tertutup masalah bahan bakar seperti di atas tidak menjadi persoalan, sebab bahan bakar tidak ikut di dalam fluida kerja. Turbin sistim tertutup ini menggunakan udara murni atau gas murni yang sudah dibersihkan sebagai fluida kerjanya.

Proses turbin gas dengan sistim tertutup ini adalah diusulkan oleh Prof. Dr. Ackeret dan Prof. Dr. Keller, keduanya dari Zurich, dan dibuat oleh Fa. Escher-Wyss, Zurich dalam beberapa bentuk instalasi yang berbeda-beda.



Gambar 3.1.14 Siklus proses turbin gas sistim tertutup menurut Ackeret-Keller. Skema hubungan.

Skema hubungan dan jalannya proses, Gambar 3.1.14

Jalannya proses menurut Gambar 3.1.14 adalah sebagai berikut :

1–2 adalah pemampatan gas fluida kerja. Pada saat proses kompresi dimulai tekanan fluida kerja sudah dapat lebih tinggi daripada tekanan barometer udara luar. Meskipun demikian perbandingan kompresi dari kompresor dipilih sedemikian rupa sesuai dengan temperatur maksimum yang diijinkan, seperti yang terdapat pada proses dengan sistim terbuka. 2 – 3 adalah pemanasan pendahuluan fluida kerja dengan menggunakan fluida kerja bekas yang ke luar dari turbin. Gas bekas yang ke luar dari turbin ini harus didinginkan dan proses pemanasan pendahuluan ini pada dasarnya adalah sama dengan proses pendinginan gas bekas tingkat pertama.

3 – 4 adalah pemasukan panas q_{masuk} kedalam fluida kerja pada tekanan konstan, hal ini dilakukan di dalam pesawat pemanas gas. Panas yang dimasukkan ini didapat dari hasil pembakaran bahan bakar padat atau cair atau bahan bakar yang berbentuk gas atau panas yang didapat dari suatu reaktor nuklir.

4 – 5 adalah proses ekspansi fluida kerja dan penyerahan energi ke turbin gas. Gas turbin akan memutar kompresor dan menggerakkan beban misalnya memutar generator listrik. Gunanya motor adalah untuk

Dipindai dengan CamScanner

start/memulai proses siklus instalasi turbin gas ini.

5 – 6 adalah proses mengeluarkan panas dari gas bekas dengan dimanfaatkan untuk memanaskan pendahuluan gas yang sudah dikompresi.

6 – 1 adalah pendinginan lebih lanjut dari fluida kerja, pendinginan ini dilakukan dalam dua tingkat, sehingga dengan demikian temperatur fluida kerja bisa dingin betul sampai temperatur permulaan proses.

Penggunaan pesawat pemanas pendahuluan fluida kerja mempunyai arti yang lebih besar daripada di turbin sistim terbuka. Dengan dipakainya pemanas pendahuluan maka harga instalasi menjadi lebih mahal. Meskipun harga bahan bakar murah, tetapi bila dari beberapa alasan turbin harus menggunakan fluida kerja yang spesial misalnya gas helium, dan bila instalasi ini dioperasikan secara terus menerus, pemakaian pesawat pemanas pendahuluan ini tetap ekonomis. Malah akan lebih ekonomis dan lebih baik lagi apabila panas dari gas asap yang ke luar dari pemanas gas bisa dipakai juga untuk memanaskan fluida kerja.

Pembahasan selanjutnya dari instalasi turbin gas sistim tertutup ini bisa didapat pada bab 3.4.6.

Penggambaran di dalam diagram $T - s$

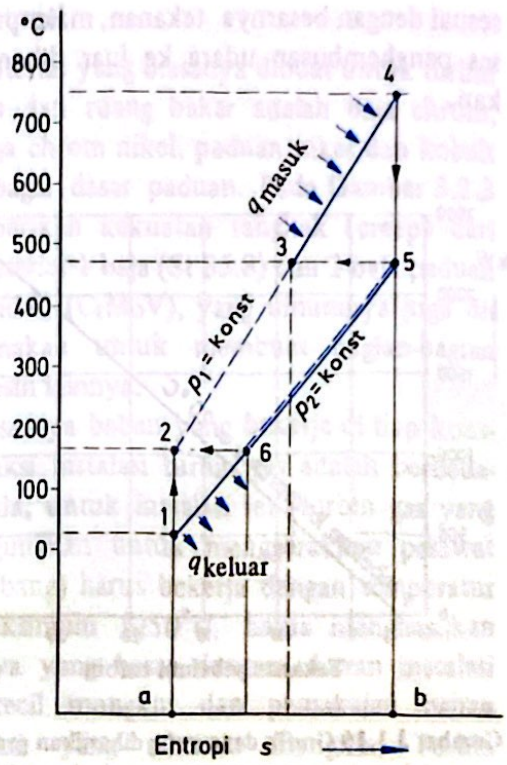
Untuk supaya lebih lengkap maka jalannya proses dari turbin gas dengan sistim tertutup akan dibahas dalam diagram $T - s$, Gambar 3.1.15. Di dalam diagram $T - s$ terdapat beberapa luasan yang artinya sbb. :

Panas masuk q_{masuk} = a – 2 – 3 – 4 – b.

Panas ke luar q_{keluar} = 5 – 6 – 1 – a – b.

Daya yang berguna (daya efektif) w = 1 – 2 – 3 – 4 – 5 – 6 – 1.

Dalam hal ini perpindahan panas terjadi dengan sempurna tanpa kerugian sehingga $T_3 = T_5$ dan $T_6 = T_2$.



Gambar 3.1.15 Proses siklus turbin gas sistim tertutup di dalam diagram $T - s$; proses kerja tanpa kerugian.

Di dalam pesawat pemanas gas besarnya panas yang masuk sesuai dengan luasan di bawah 3 – 4. Panas yang ke luar di dalam pendingin sesuai dengan luasan di bawah 6 – 1.

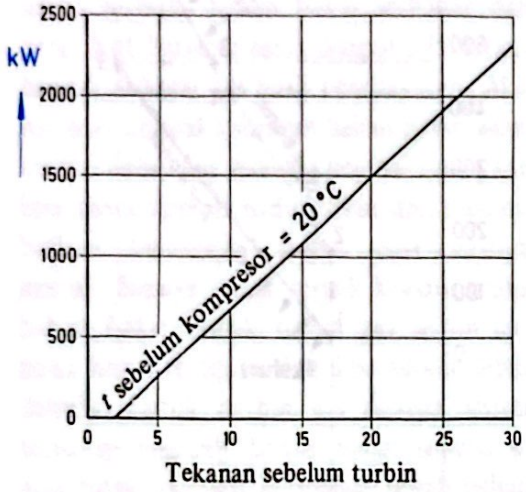
Pengaturan pada proses turbin gas dengan sistim tertutup

Pengaturan proses siklus turbin gas sistim tertutup dilakukan dengan jalan mengubah-ubah banyaknya kapasitas fluida kerja.

Bila daya yang dihasilkan turbin harus diperkecil, maka fluida kerja atau udara sesudah kompresor dikeluarkan dengan demikian kapasitas udara yang ikut di dalam proses makin sedikit. Besarnya perbandingan kompresi π adalah tetap, tetapi besarnya tekanan fluida kerja atau udara turun. Segera setelah daya yang dihasilkan turbin mencapai suatu harga yang tertentu yang

Dipindai dengan CamScanner

sesuai dengan besarnya tekanan, maka proses penghembusan udara ke luar dihentikan.



Gambar 3.1.16 Grafik daya yang dihasilkan generator dalam ketergantungannya terhadap tekanan sebelum turbin pada proses turbin gas sistim tertutup.

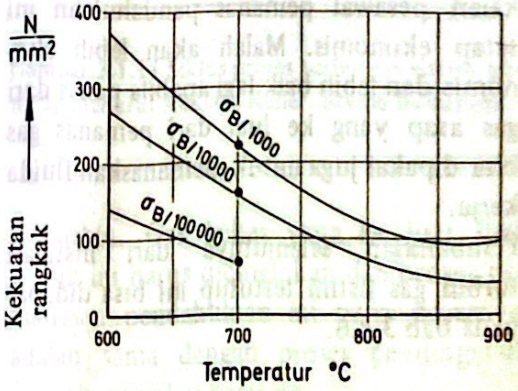
Bila daya yang dihasilkan turbin harus dinaikkan, maka udara bertekanan tinggi dimasukkan ke dalam peredaran. Untuk hal ini dilayani oleh suatu kompresor kecil yang tersendiri, kompresor ini menjaga supaya tekanan udara atau fluida kerja di tangki penimbun (reservoar) tetap lebih besar daripada tekanan maksimum proses. Hasil dari sistim pengaturan seperti tersebut di atas terdapat pada Gambar 3.1.16.

3.2 MATERIAL, BAHAN BAKAR, RUANG BAKAR, PENDINGIN SUDU-SUDU

Dalam bab berikut ini akan dibahas secara singkat beberapa masalah yang khas terdapat pada instalasi turbin gas, karena masalah tersebut mempunyai arti yang khusus dalam pengoperasian, pembuatan dan batasan-batasan yang terdapat pada turbin gas.

2.1 Material (logam) untuk instalasi turbin gas

Dengan makin tingginya temperatur operasi turbin gas, maka kekuatan logam bahan instalasi turbinpun akan turun. Sifat material yang menentukan dalam pemilihan logam untuk instalasi turbin gas adalah daya tahan/kekuatan logam untuk menerima beban dalam jangka waktu yang lama (creep strength) atau dengan kata lain yang menjadi dasar pertimbangan pemilihan material adalah kekuatan rangkak, yang bila diuraikan dengan kalimat adalah pada beban berapa sesuatu benda uji/logam dapat patah sesudah mengalami pembebanan dalam jangka waktu yang tertentu, hal ini tergantung dari besarnya temperatur benda uji, lihat Gambar 3.2.1, gambar tersebut hanya berlaku untuk suatu logam yang tertentu.



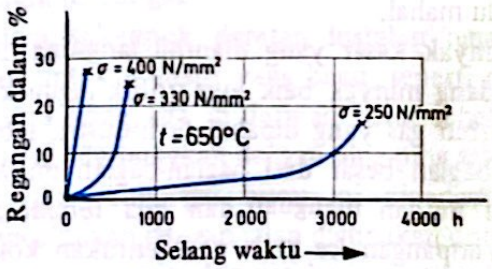
Gambar 3.2.1 Pengaruh temperatur terhadap kekuatan rangkak (creep).

Titik $\sigma_B/1000 = 215$ N/mm² artinya adalah benda uji yang menerima beban 215 N/mm² secara terus menerus pada temperatur 700°C, akan patah sesudah 1000 jam. Benda uji yang dibuat dari logam yang sama bila dipanaskan 700°C terus menerus akan tahan minimal sampai 10 000 jam dan akan patah bila dibebani dengan beban secara terus menerus yang tidak lebih besar dari 165 N/mm². Logam tersebut juga akan

Dipindai dengan CamScanner

tahan sampai 100. 000 jam, bila beban yang bekerja terus menerus hanya 65 N/mm^2.

Kekuatan material (logam) adalah juga merupakan persoalan waktu, bila pemberian beban pada logam tersebut dilakukan pada temperatur yang tinggi, Gambar 3.2.2., memperlihatkan karakter suatu material yang dibebani secara terus menerus sebesar 400 N/mm^2, logam tersebut akan bertambah panjang (regangnya bertambah) terus sampai setelah 250 jam baru patah. Bila dibebani sebesar 330 N/mm^2 kenaikan regangnya lebih lambat, tetapi tetap akan patah sesudah 700 jam.



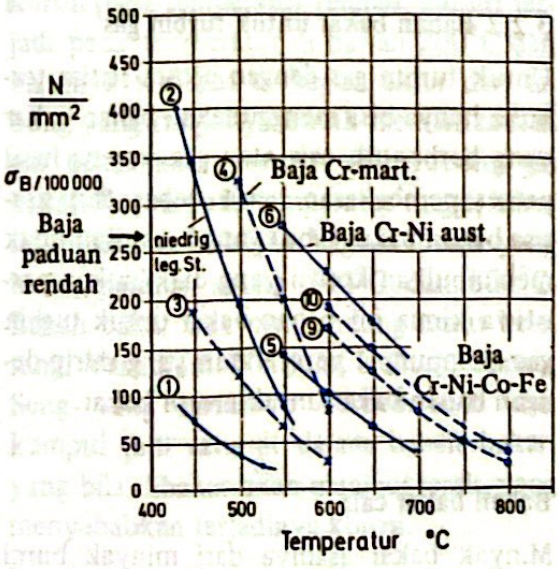
Gambar 3.2.2 Diagram regangan – waktu dan tegangan patah dari logam yang sama pada temperatur 650°C.

Hasil penentuan kekuatan logam tersebut di atas didapat dari suatu penelitian dan pengujian yang lama. Selain masalah kekuatan rangkak yang timbul karena pengaruh lama pembebanan dan temperatur, sifat logam untuk turbin gas yang perlu juga diperhatikan adalah daya tahan terhadap kecepatan pemberian beban, yaitu pengaruh yang timbul akibat turbin gas distart dan dengan cepat dijalankan dengan kecepatan tinggi serta kecepatan pemberian beban kepada turbin. Jumlah start dari turbin (distart, dimatikan, distart lagi dan seterusnya) mempunyai pengaruh terhadap umur dari bagiah-bagian konstruksi turbin.

Material

Material yang biasanya dibuat untuk turbin gas dan ruang bakar adalah baja chrom, baja chrom nikel, paduan nikel dan kobalt sebagai dasar paduan. Pada Gambar 3.2.3 diberikan kekuatan rangkak (creep) dari material 1 baja (St 35.8) dan 2 baja paduan rendah (CrMoV), yang umumnya juga digunakan untuk membuat bagian-bagian mesin lainnya.

Besarnya beban yang bekerja di tiap konstruksi instalasi turbin gas adalah berbeda-beda, untuk instalasi jet (turbin gas yang digunakan untuk menggerakkan pesawat terbang) harus bekerja dengan temperatur maksimum 1250°C, harus menghasilkan daya yang besar dengan ukuran instalasi sekecil mungkin dan pemakaian bahan bakar yang sehemat mungkin. Turbin untuk pesawat terbang ini sering sekali distart kemudian dimatikan dan distart lagi sehingga dengan demikian umurnya bagian-bagian konstruksi yang mengalami pembebanan tinggi cuma sedikit (umurnya lebih pendek) bila dibandingkan dengan turbin gas yang digunakan untuk industri.



Gambar 3.2.3 σ_B/ 100.000 Kekuatan rangkak dari beberapa baja yang berlain-lainan.

Dipindai dengan CamScanner

Karena turbin yang dipakai untuk industri jangka waktu operasinya lebih lama dan kurang begitu sering distart dan dimatikan, maka umurnya turbin untuk industri akan lebih panjang dan temperatur kerja maksimumnyapun lebih rendah yaitu 950°C.
Besarnya beban yang bekerja di bagian konstruksi suatu instalasi turbin gas berbeda-beda. Bahan untuk membuat ruang bakar harus dibuat dari logam yang mempunyai daya tahan yang tinggi terhadap oksidasi, kekuatan material harus ditentukan yang lebih tinggi bila diameter ruang bakar makin besar dan perbandingan kompresi π makin tinggi.
Sudu pengarah dari tingkat pertama turbin mengalami beban temperatur yang paling tinggi, tetapi tidak mengalami gaya sentrifugal. Roda jalan atau sudu jalan tingkat pertama pada saat yang sama mengalami temperatur dan beban mekanis yang tinggi. Logam sinter dan keramik telah dicoba untuk dipakai di turbin gas, tetapi karena pembuatannya yang sukar dan kekuatannya belum memenuhi, maka sampai sekarang belum mungkin untuk digunakan.

3.2.2 Bahan bakar untuk turbin gas

Untuk turbin gas dengan proses sistim terbuka hanya bisa menggunakan bahan bakar yang berbentuk cair atau gas, karena hasil proses pembakaran harus bebas dari sisa-sisa bahan bakar (abu) yang keras dan tidak menimbulkan korosi yang diakibatkan peristiwa kimia ini bahan bakar untuk turbin gas mempunyai persyaratan yang mirip dengan bahan bakar untuk motor bakar.

Bahan bakar cair

Minyak bakar asalnya dari minyak bumi dan minyak ini mengandung campuran zat hidrokarbon. Minyak bakar berat dan yang sedang adalah yang mula-mula sekali digunakan untuk turbin gas yang dipakai di industri. Minyak ini dapat/ada yang mengandung aspal dan bitumen, yang akan menyebabkan dapat terbentuknya suatu endapan yang sukar terbakar di ruang bakar dan di sudu-sudu turbin. Sisa-sisa pembakaran (abu bahan bakar) yang didapat dari hasil pembakaran minyak bakar yang berat, mempunyai bagian-bagian campuran yang untuk meleburkannya membutuhkan temperatur yang tinggi, karena itu maka pemakaian minyak bakar berat ini dibatasi. Abu ini kebanyakan mengandung garam Natrium dan berkombinasi dengan Vanadium.
Bahan bakar untuk diesel adalah cocok untuk turbin gas, tetapi kebanyakan terlalu mahal.
Minyak kasar yang diambil langsung dari ladang minyak baik juga untuk digunakan turbin gas yang dipakai di industri, sebab sebagian besar dari bagian-bagian minyak ini mudah menguap, dan bila terjadi penyimpangan ke arah pembentukan kokas yang berterbangan, kokas tersebut bisa diturunkan/diambil. Untuk turbin gas yang dipakai menggerakkan pesawat terbang mempunyai peraturan bahan bakar yang khusus, sebab demi keselamatan maka syarat-syarat untuk bahan bakarnya harus tinggi. Bahan bakar untuk turbin gas pesawat terbang harus mempunyai kerapatan yang tertentu (0,77 sampai dengan 0,82), dan secara tertulis bisa diketahui viskositas, analisa, titik nyala dan nilai kalori dari bahan bakar. Sebab turbin gas untuk pesawat terbang harus bekerja pada kondisi temperatur dan tekanan atmosfir yang extrem.

Bahan bakar berbentuk gas

Bahan bakar yang berbentuk gas yang biasanya digunakan untuk turbin gas adalah gas dapur tinggi, gas bumi dan gas yang

Dipindai dengan CamScanner

diperoleh dari instalasi penguapan gas arang untuk industri.

Gas dapur tinggi adalah barang sisa-sisa karena itu harganya murah, tetapi nilai kalorinya rendah dan sebelum dipakai sebagai bahan bakar turbin gas, debu-debu dari gas dapur tinggi ini harus dibersihkan lebih dahulu, dengan demikian membutuhkan peralatan pembersih debu. Selain itu instalasi turbin gas yang menggunakan gas dapur tinggi ini juga harus dilengkapi dengan kompresor untuk memasukkan gas ke dalam ruang bakar. Semua perapat (paking) dari pipa-pipa saluran gas harus dibuat dengan teliti dan tidak terjadi kebocoran karena gas mengandung CO.

Gas bumi adalah bahan bakar yang ideal untuk turbin gas.

Suatu kelompok deretan instalasi tenaga uap untuk industri yang besar, seperti misalnya yang ada di Jerman Barat sebelah Utara, dihubungkan dengan pipa-pipa saluran gas bumi, gas bumi ini dipanaskan pendahuluan dengan jalan digunakan untuk menggerakkan turbin gas, kemudian gas bekasnya dialirkan dan digunakan oleh ketel uap. Gas bumi masuk ke dalam pipa-pipa saluran dengan tekanan tinggi, sehingga tidak membutuhkan kompresor yang tersendiri, dan juga tidak membutuhkan pesawat pembersih debu. Bagian yang paling penting dari gas ini adalah Methan CH_4 dengan kadar 65% sampai 92%.

Gas arang batu diperoleh dari suatu instalasi sistim penguapan dengan tekanan, yaitu hasil dari pengembangan kemungkinan-kemungkinan baru yang khusus ada di Jerman Barat. Suatu instalasi model pusat tenaga uap di Saar dengan daya 220 MW dijalankan dengan gas ini. Untuk itu belerang dan arang diuapkan dengan pertolongan pengapian berpusar yang berlapis-lapis (3.2). Perkembangan ini mempunyai arti yang sangat besar, sebab pembakaran gas bumi dan minyak untuk membangkitkan tenaga listrik oleh pemerintah hanya diijinkan untuk hal-hal yang luar biasa saja.

Pengotoran dan korosi akibat bahan bakar

Karena adanya debu-debu yang menempel, maka sudu-sudu kompresor, ruang bakar dan turbin menjadi kotor.

Debu-debu yang menempel di kompresor asalnya dari udara yang diisap kompresor tersebut. Akibat adanya kotoran ini maka dapat dilihat bahwa penghasilan kompresor turun, sebab luas penampang saluran udara di sudu-sudu menjadi makin sempit, yang berarti kapasitas kompresor turun. Untuk menghilangkan lapisan debu/kotoran ini bisa menggunakan beras atau batok kemiri yang keras yang sudah digiling, secara singkat dimasukkan bersama-sama udara yang diisap kompresor, hasilnya adalah seperti telah dilakukan pembersihan kompresor secara mekanis.

Mulai timbulnya korosi adalah di ruang bakar, pada waktu yang sama terjadi korosi dan pengotoran. Masalah ini timbul karena bahan bakar tidak murni/bersih dan sisa-sisa hasil pembakaran bahan bakar (abu). Untuk itu dibedakan :

Korosi pada temperatur rendah, hal ini terjadi pada temperatur di bawah 200°C dan biasanya terdapat di bagian akhir dari tabung yang fungsinya untuk memanfaatkan gas bekas atau terdapat di cerobong gas bekas. Korosi pada temperatur tinggi, korosi ini terjadi di bagian-bagian turbin yang bertemperatur antara 500°C dan 800°C. Bahan bakar bisa mengandung unsur belerang, Vanadium, Natrium, Kalium, Timah, Seng yang kadarnya berbeda-beda dan kumpul jadi satu di dalam bahan bakar, yang bila dibakar akan menjadi terak, yang menyebabkan terjadinya korosi.

Intensitas dan kecepatan perambatan korosi juga tergantung kepada unsur-unsur yang terdapat di material/logam turbin.

Dipindai dengan CamScanner

Dengan ditambahkannya Magnesium atau Silisium ke dalam bahan bakar, maka titik cair dari abu bahan bakar bisa ditinggikan, dengan demikian abu bahan bakar tidak menempel, korosi dan kotoran bisa berkurang.

3.2.3 Temperatur pembakaran; Diagram $h - s$ untuk gas asap

Udara yang sudah diisap dan ditekan kompresor dan ada juga yang sudah dipanaskan pendahuluan, dimasukkan ke dalam ruang bakar untuk dipakai membakar bahan bakar yang sudah dimasukkan ke dalam ruang bakar tersebut. Bahan bakar yang sudah dimasukkan ke dalam ruang bakar tersebut. Bahan bakar mempunyai harga panas pembakaran rendah H_u dalam KJ/Kg atau dalam KJ/m^3, lihat tabel:

Bahan bakar	Panas pembakaran rendah H_u
Minyak bakar EL	42 700 KJ/Kg; Kerapatan 0,85 Kg/L
Minyak bakar S	40 000 KJ/Kg; Kerapatan 0,98 Kg/L
Gas Bumi (i.M)	36 000 KJ/m^3 = 50 000 KG/Kg; = 07 Kg/m^3.

Untuk membakar bahan bakar dibutuhkan jat asam sebanyak 0_{min}. Dari sini bisa dihitung banyaknya kebutuhan udara minimum L_{min}, di mana udara mengandung 0_2 sekitar 0,2 Kg/Kg udara sisanya adalah jat lemas N. Turbin gas bekerja dengan jumlah udara yang beberapa kali lipat dari kebutuhan teoritisnya, sehingga temperatur pembakaran bisa diturunkan sampai temperatur turbin yang diijinkan.

Bila λ adalah faktor kelebihan udara, maka banyaknya udara yang masuk ke dalam ruang bakar yang sebenarnya adalah $\lambda \cdot L_{min}$. Dari hasil pembakaran terbentuk gas asap dengan volume V_r, dengan adanya faktor kelebihan udara maka harga V_R akan bertambah besar. Lihat Gambar 3.2.4. Arus gas asap ini mengalir masuk ke dalam turbin.

Temperatur gas asap didapat dari keseimbangan panas pembakaran:

$$H_u + \lambda \cdot L_{min} \cdot c_{pmL} \cdot t_L = V_R \cdot c_{pmR} \cdot t_R$$

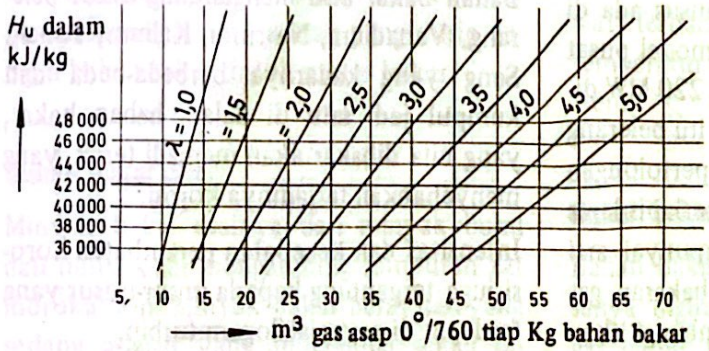
H_u dalam KJ/Kg.

$\lambda \cdot L_{min}$ dalam m^3/Kg; c_{pmL} dalam KJ/m^{3}K; t_L dalam K; V_R dalam m^3/Kg; c_{pmR} dalam KJ/m^{3}K; T_R dalam K.

Dalam hal ini banyaknya bahan bakar (yang beratnya sekitar 2% dari berat kapasitas udara) dengan kapasitas panas spesifiknya karena tidak berarti maka diabaikan.

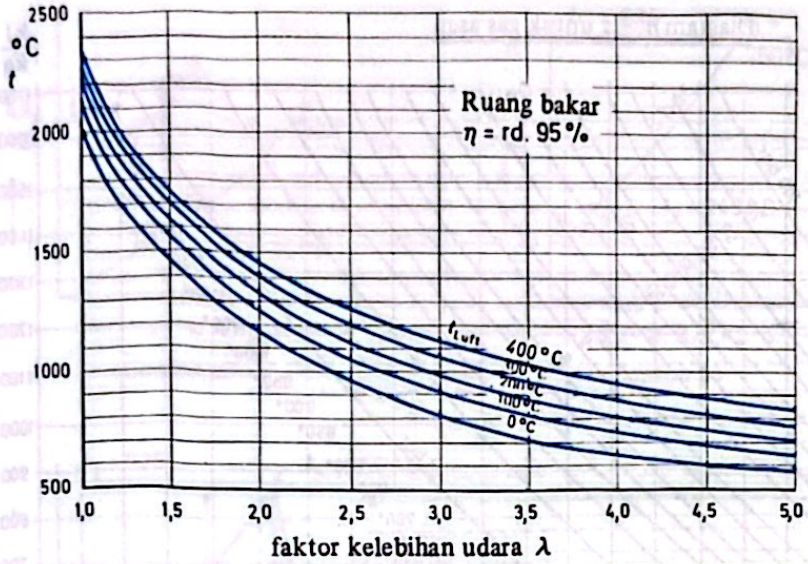
Dengan demikian temperatur gas asap didapat dari:

$$t_R = \frac{H_u + \lambda \cdot L_{min} \cdot c_{pmL} \cdot t_L}{V_R \cdot c_{pmR}},$$



Gambar 3.2.4. Volume gas asap V_R dalam m^3/Kg bahan bakar untuk bahan bakar minyak bakar.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.2.5. Temperatur gas asap, tergantung kepada faktor kelebihan udara dan temperatur sebelum ruang bakar (sesudah kompresor).

Pada $\lambda = 1$, yaitu bila pada kondisi yang mutlak dan terpaksa, di mana pemberian udara disesuaikan dengan kebutuhan jat asam untuk pembakaran, maka temperatur pembakaran akan mencapai maksimum (tertinggi). Makin besar faktor kelebihan udara, akan makin kecil atau makin turun temperatur sesudah ruang bakar.

Dengan pemberian faktor kelebihan udara yang tinggi, gas asap akan mempunyai banyak sisa jat asam yang bebas. Dengan demikian gas tersebut sangat baik bila dimanfaatkan lagi, yaitu sesudah menggerakkan atau melalui turbin gas, gas yang mengandung banyak jat asam tersebut dipakai sebagai udara pembakar di dalam ketel uap.

Diagram $h - s$ untuk gas asap

Entalpi gas asap h didapat dari $h = c_{pm} \cdot t_R$, di mana kapasitas panas spesifik gas asap selalu berbeda tergantung kepada susunan unsur gas asap tersebut. Dalam hal ini akan didapat diagram $h - s$ yang berbeda-beda tergantung macam bahan bakar dan besarnya faktor kelebihan udara, seperti yang terdapat pada Gambar 3.2.6 (3.3).

Seperti yang pernah dibahas pada bab "turbin uap", suatu perhitungan yang panjang dan lama, bisa segera diselesaikan secara grafis dengan pertolongan diagram $h - s$.

Contoh 2, Gambar 3.2.7.

a) Berapakah temperatur akhir t_2 suatu proses kompresi tanpa kerugian (isentrop) dari 1 bar, 20°C menjadi 8 bar?

Jawab : $t_2 = 240$°C.

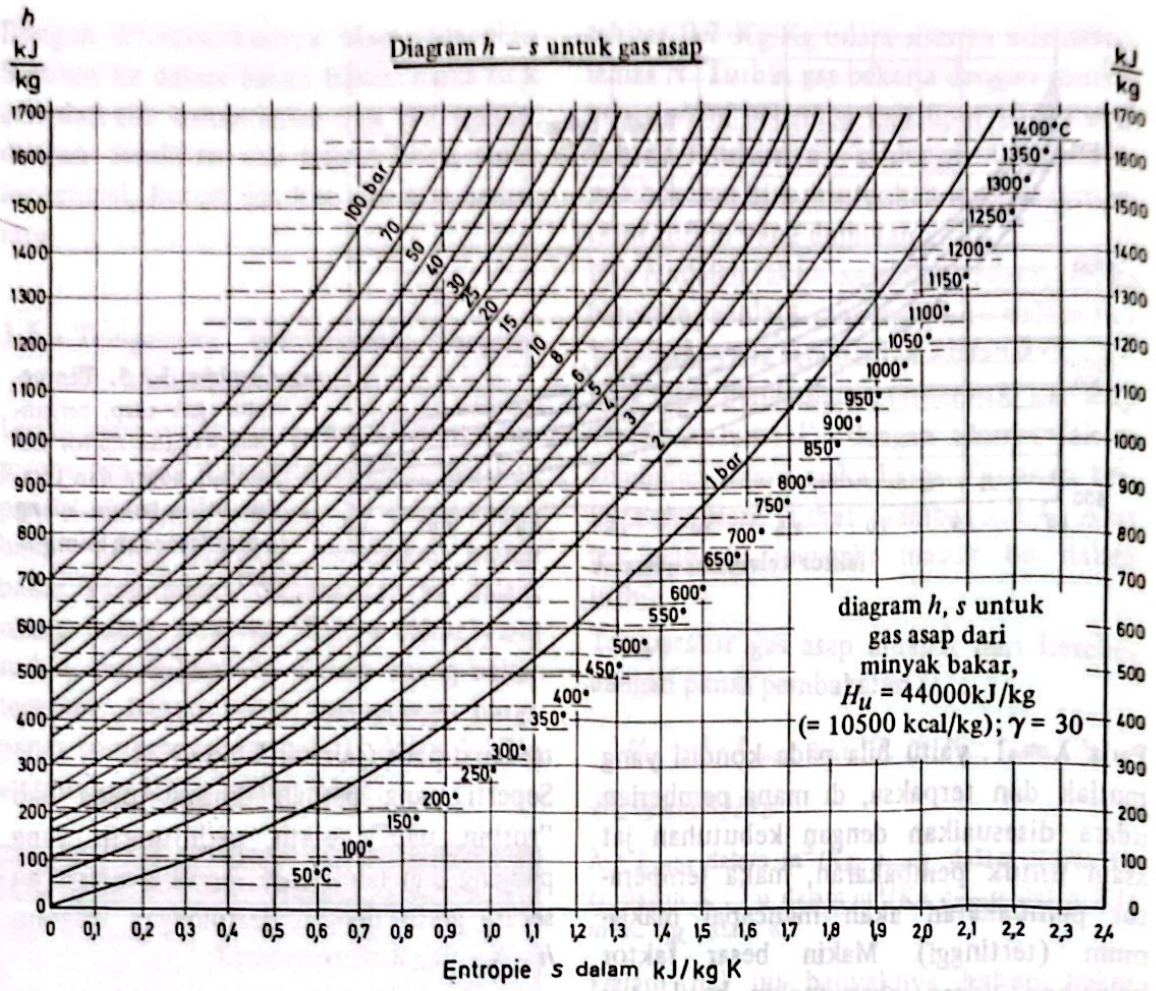
b) Berapakah jumlah kalori yang harus diberikan, bila akan memanaskan udara kompresi dari 8 bar, 240°C menjadi 8 bar, 750°C?

Jawab :

Dari kondisi awal $h_2 = 235$ KJ/Kg pada 8 bar, 240°C pergi mengikuti garis $p =$ 8 bar sampai memotong garis datar $t_3 =$ 750°C. Dari sini didapat $h_3 = 835$ KJ/Kg.

Dengan demikian panas yang harus diberikan adalah $h_3 - h_2 = 835 - 235 =$ 600 KJ/Kg.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.2.6 Diagram $h - s$ gas asap dari minyak bakar dengan H_u = 44 000 KJ/Kg, faktor kelebihan udara = 3,0.

c) Berapakah selisih entalpi (panas jatuh) yang bekerja di dalam turbin gas, bila keadaan sebelum turbin 8 bar, 750°C dan berekspansi isentrop sampai 1 bar?

Jawab :

Sebelum turbin h_3 = 835 KJ/Kg
sesudah turbin h_4 = 362 KJ/Kg

$h_3 - h_4$ = 473 KJ/Kg

d) Berapakah tingkat dari suatu turbin gas yang bekerja dengan panas jatuh rata-rata h_{st} = 120 KJ/Kg?

Jawab :

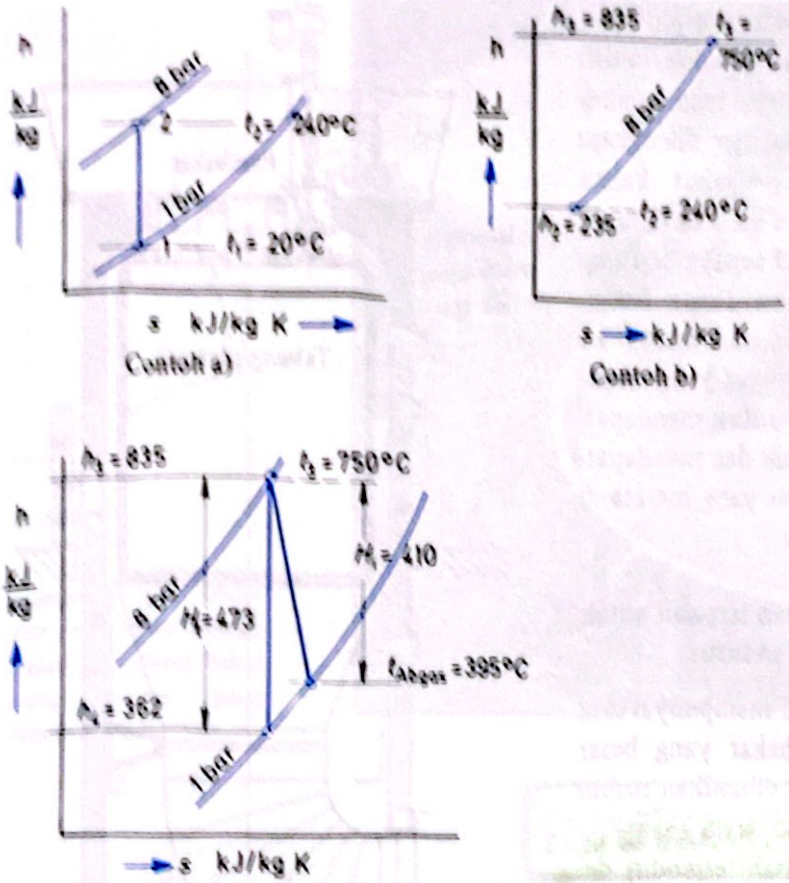
$z = (h_3 - h_4)/h_{st} = 473120 = 3,94$, jadi dibuat 4 tingkat.

e) Bagaimanakah keadaan gas bekas di sisi sebelah ke luar turbin, bila randemen dalam turbin η_i = 0,87?

Jawab :

$h_i = h_t \cdot \eta_i = 473 \cdot 0,87 = 410$ KJ/Kg.
Hal ini digambarkan di diagram $h - s$, dengan demikian didapat keadaan 1 bar, 395°C, jadi $h_{\text{gas bekas}}$ = 425 KJ/Kg.

Dipindai dengan CamScanner

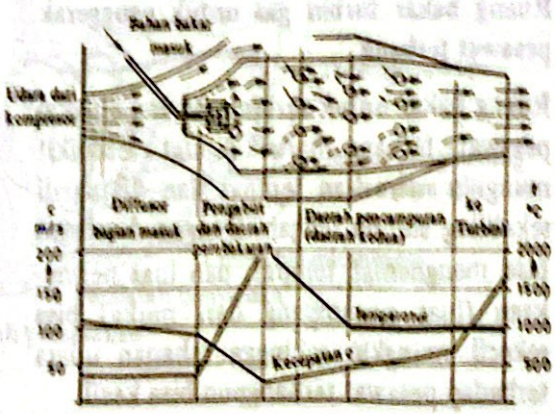


Gambar 3.2.7 Contoh penggunaan diagram $h - s$.

3.2.4 Konstruksi ruang bakar

Udara yang telah dimampatkan dan ada yang telah dipanaskan pendahuluan dimasukkan ke dalam ruang bakar. Luas penampang yang dibutuhkan didapat dari persamaan kontinuitas, yaitu $A = V/c$. Yang paling penting adalah memilih dan menentukan kecepatan udara di beberapa sektor yang berlain-lainan dengan betul, lihat Gambar 3.2.8 .

Kecepatan udara di daerah pembakaran harus mulai dari $c = 25$ m/detik sampai dengan 30 m/detik. Bila c terlalu kecil nyala api akan menyebar ke arah kompresor; sebaliknya bila kecepatan udara c terlalu besar nyala api akan membesar kearah saluran ke luar ruang bakar. Hal ini akan mengakibatkan temperatur di bagian masuk turbin semakin tinggi, juga akan memadamkan api di ruang bakar dan menyebabkan timbulnya tegangan akibat adanya panas (thermal stress), di mana tegangan tersebut disebabkan karena adanya pembagian temperatur sebelum turbin yang tidak merata.



Gambar 3.2.8 Jalannya kecepatan dan temperatur di dalam ruang bakar.

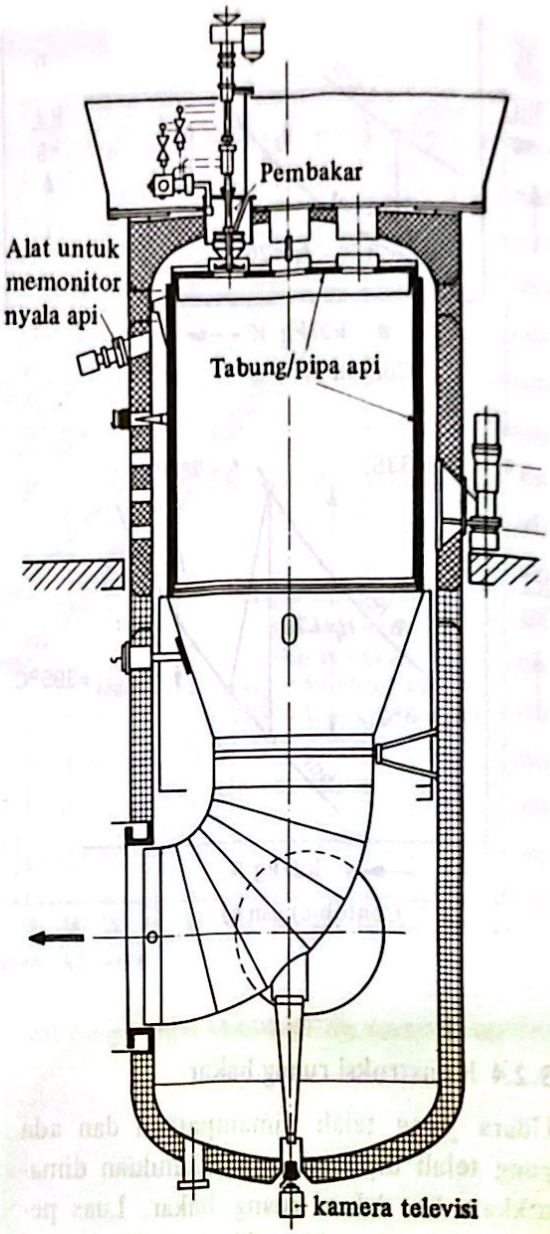
Dipindai dengan CamScanner

Gambar 3.2.8 memperlihatkan kejadian di dalam ruang bakar : Ruang bakar terdiri dari selubung luar dan suatu tabung silindris yang di bagian dalamnya dilengkapi dengan pembakar dan pengabut bahan bakar. Sebagian dari udara dialirkan di luar pembakar, dengan maksud supaya berfungsi sebagai udara pendingin ruang bakar. Udara ini kemudian mengalir masuk ke dalam melalui tempat-tempat yang terbuka. Yang penting adalah untuk mendapatkan pencampuran yang baik dan mendapatkan pembagian temperatur yang merata di bagian ke luar ruang bakar.

Ruang bakar yang besar dan terpisah untuk turbin gas yang dipakai di industri

Turbin gas untuk industri mempunyai satu atau dua buah ruang bakar yang besar sesuai dengan daya yang dihasilkan turbin tersebut. Untuk itu dibuat suatu ruang bakar yang besar dan terpisah/tersendiri dengan maksud untuk menghemat material dan ongkos pembuatan yang murah. Gambar 3.2.9 memperlihatkan salah satu dari dua buah ruang bakar tersebut.

Ruang bakar ini dipasang tegak, dan di bagian atas terdapat salah satu pembakar, dari 3 pembakar yang ada. Tabung api/pipa api dari ruang bakar tersebut dilapisi tembok dari keramik, Gambar 3.2.10.

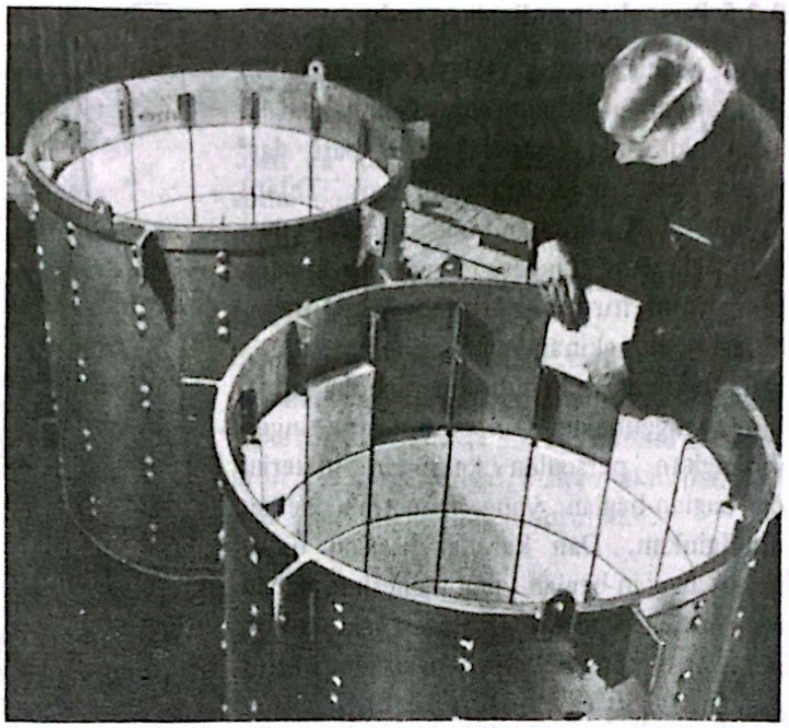


Gambar 3.2.9 Penampang dari ruang bakar untuk turbin gas yang dipakai di industri.

Ruang bakar turbin gas untuk penggerak pesawat terbang

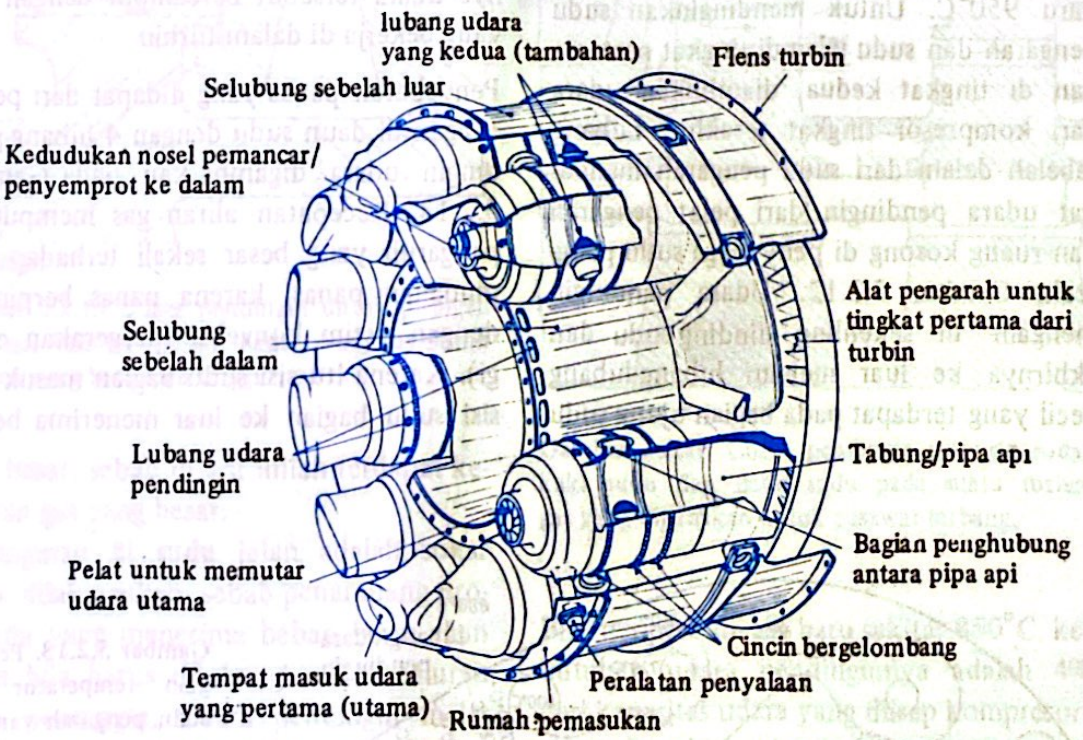
Ruang bakar untuk turbin gas yang dipakai pesawat terbang harus dibuat sesedikit mungkin memakan tempat dan diatur di sekeliling sumbu tengah. Dengan demikian bisa menghemat tempat, dan luas permukaan (luas penampang dari muka) bisa sekecil mungkin sehingga tahanan udara terhadap pesawat terbangpun bisa kecil.
Dalam pelaksanaannya dibuat ruang bakar yang berbentuk cincin dengan tabung/pipa api di bagian dalamnya, Gambar 3.2.11. Tiap tabung/pipa api merupakan ruang bakar yang berdiri sendiri; dan bila selubung luar diambil, maka ruang bakar tersebut bisa diganti atau ditukar. Dan juga bila salah satu ruang bakar tidak berfungsi, tidak terjadi kenaikan temperatur. Ruang bakar tersebut selalu siap dan mudah untuk dinyalakan, karena di masing-masing pipa api terbentuk campuran yang mudah menyala.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.2.10. Melapisi ruang bakar sebelah dalam dari ruang bakar yang terdapat pada Gambar 3.2.9.

PERPUSTAKAAN D III F. TEKNIK



Gambar 3.2.11 Ruang bakar yang berbentuk cincin dengan tabung/pipa api di sebelah dalamnya, ruang bakar ini untuk turbin gas yang dipakai di pesawat terbang.

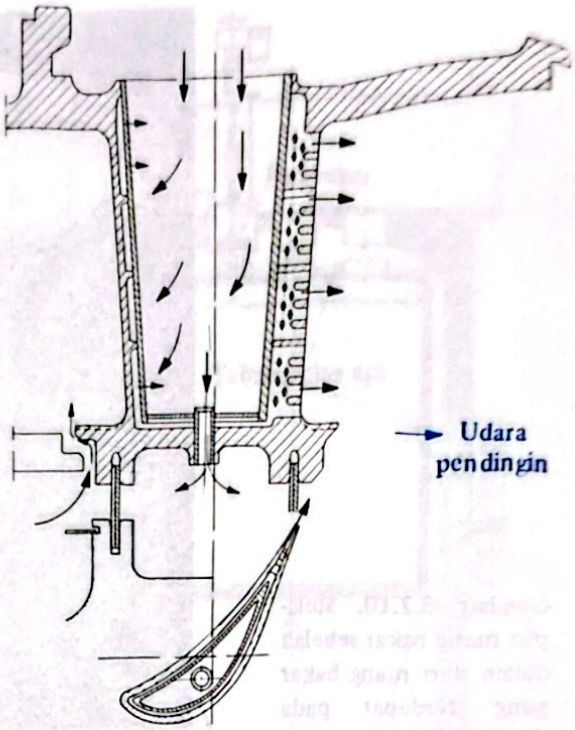
Dipindai dengan CamScanner

3.2.5 Persoalan pendinginan sudu

Daya usaha spesifik (lihat Gambar 3.1.7) dan randemen kopling (lihat Gambar 3.1.9) akan naik bila temperatur gas baru dari ruang bakar sebelum turbin naik. Tetapi di lain pihak kekuatan rangkak (creep) dari material yang sangat tergantung kepada temperatur itu (lihat Gambar 3.2.3) membatasi kemungkinan kenaikan temperatur.

Dan sudah sejak dahulu telah dicoba untuk bisa menggunakan temperatur yang tinggi, sedangkan persoalan kekuatan material di bagian-bagian yang menerima beban didinginkan. Dan karena masalah umur hidup bagian-bagian yang menerima beban tersebutlah, maka turbin gas untuk pesawat terbang bekerja dengan temperatur gas baru 1250°C.

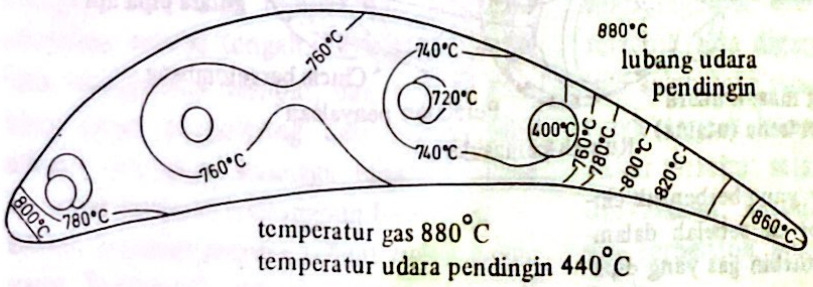
Dengan mengadakan pendinginan sudu-sudu dan piringan roda yang intensif, dan supaya umur hidup turbin gas untuk industri bisa lama, maka turbin gas untuk industri ini bekerja dengan temperatur gas baru 950°C. Untuk mendinginkan sudu pengarah dan sudu jalan di tingkat pertama dan di tingkat kedua, diambilkan udara dari kompresor tingkat terakhir. Lubang sebelah dalam dari sudu pengarah mendapat udara pendingin dari pelat pengarah dan ruang kosong di penyangga sudu pengarah, Gambar 3.2.12. Udara pendingin mengalir di sekeliling dinding sudu dan akhirnya ke luar melalui lubang-lubang kecil yang terdapat pada bagian ujung sudu



Gambar 3.2.12 Pendinginan sudu pengarah: KWU

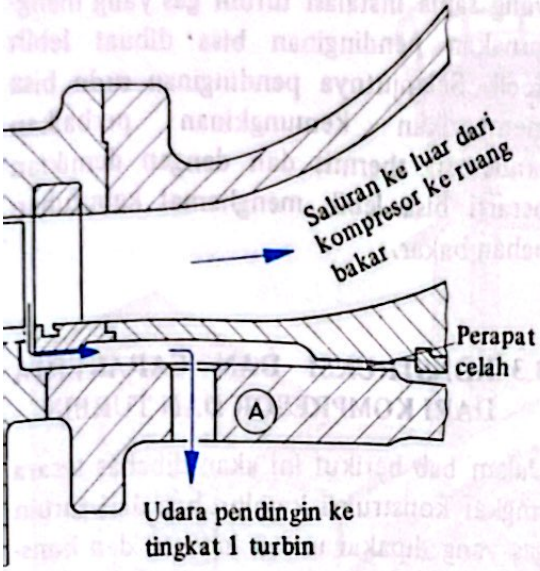
di seluruh ketinggiannya dan selanjutnya udara tersebut bercampur dengan gas yang bekerja di dalam turbin.

Penyebaran panas yang didapat dari perhitungan di daun sudu dengan 4 lubang pendingin udara digambarkan pada Gambar 3.2.13. Kecepatan aliran gas mempunyai pengaruh yang besar sekali terhadap perpindahan panas, karena panas berpindah dengan sistim konveksi (pergerakan energi). Karena itu sisi sudu bagian masuk dan sisi sudu bagian ke luar menerima beban

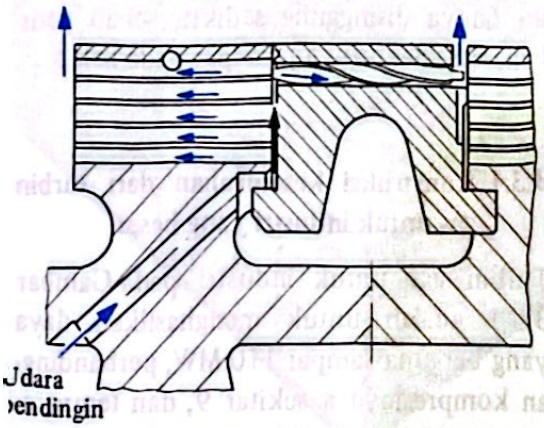


Gambar 3.2.13. Pembagian temperatur dari sudu pengarah yang didinginkan; harga-harga di dalam gambar didapat dari hasil perhitungan.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.2.14 Pengambilan udara pendingin di antara sudu jalan dan sudu pengarah kompresor tingkat terakhir.

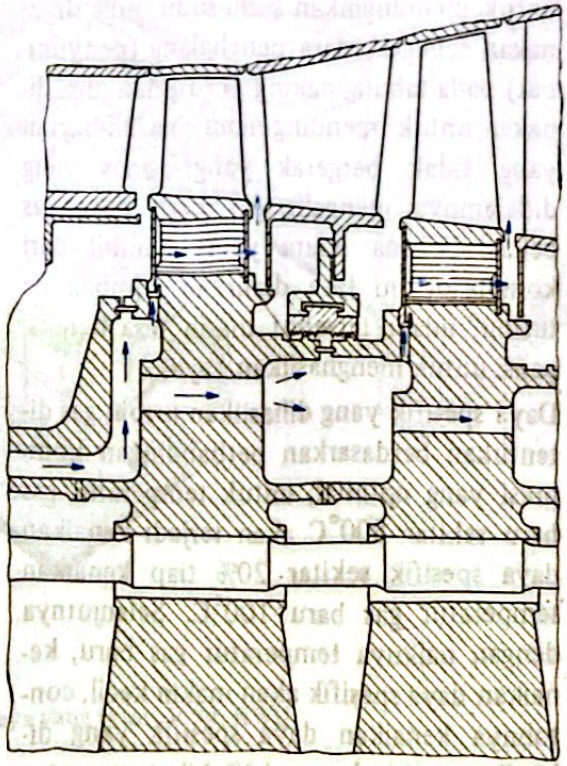


Gambar 3.2.15 Udara pendingin untuk piringan roda dan kaki sudu jalan pada turbin gas untuk industri yang berbeban tinggi.

vang besar, sebab di sisi inilah terdapat kecepatan gas yang besar.

Pendinginan di sudu jalan adalah sukar untuk dilaksanakan, sebab penampang profil sudu yang menerima beban besar akan lemah bila harus dilubangi untuk saluran udara pendingin. Udara pendingin melalui lubang A, Gambar 3.2.14, menuju ke rotor sebelah dalam, letaknya A ada di daerah yang tidak ada sudunya yaitu di daerah antara kompresor dan turbin. Dari rotor sebelah dalam udara pendingin tersebut mengalir melalui lubang kecil ke piringan roda di barisan tingkat pertama, kemudian ke kaki sudu, selanjutnya ke daun sudu dan melalui lubang kecil ke luar, untuk mendinginkan daun sudu sebelah luar dan lalu bercampur dengan fluida kerja (gas), lihat Gambar 3.2.15 .

Pendinginan rotor suatu turbin gas yang dipakai di pesawat terbang dilaksanakan seperti pada Gambar 3.2.16, karena temperatur gas sangat tinggi, maka makin banyak udara pendingin yang dibutuhkan.



Gambar 3.2.16 Udara pendingin piringan roda, kaki sudu dan daun sudu pada suatu turbin gas yang digunakan untuk pesawat terbang.

Bila temperatur gas baru sekitar 850°C, kebutuhan udara pendinginnya adalah 4% dari kapasitas udara yang diisap kompresor, dan kebutuhan udara pendingin akan meningkat menjadi 10% bila temperatur gasnya 1150°C. Dengan demikian sepertinya terjadi kerugian terhadap besarnya daya

Dipindai dengan CamScanner

yang dihasilkan turbin, tetapi sesungguhnya kerugian tersebut bisa dikejar dan bisa dilebihi dengan kenaikan randemen. Besarnya lubang dan ukuran saluran kecil untuk udara pendingin menentukan kapasitasnya. Udara pendingin dialirkan melalui jalan yang berbentuk labyrinth, untuk menghindarkan jangan sampai debu yang ikut udara yang diisap kompresor menempel dan membikin macet aliran udara pendingin.

Catatan umum

Di dalam turbin gas udara pendingin selain untuk mendinginkan sudu-sudu, juga digunakan sebagai udara penghalang (penyumbat) pada tabung paking poros, dan juga dipakai untuk mendinginkan bagian-bagian yang tidak bergerak yang panas yang didalamnya mengalir gas baru atau gas bekas. Selama udara yang diambil dari kompresor ini bisa dialirkan kembali ke turbin, udara tersebut masih bisa berekspansi untuk menghasilkan daya.

Daya spesifik yang dihasilkan turbin gas ditentukan berdasarkan perbandingan kompresi yang optimal, untuk temperatur gas baru sekitar 800°C akan terjadi kenaikan daya spesifik sekitar 20% tiap kenaikan temperatur gas baru 100°C. Selanjutnya dengan naiknya temperatur gas baru, kenaikan daya spesifik akan makin kecil, contohnya kenaikan daya spesifik yang dihasilkan turbin hanya 14% bila temperatur gas baru dinaikan dari 1100°C menjadi 1200°C. Alasannya adalah makin banyak udara pendingin yang dibutuhkan. Karena bila udara untuk pendingin Fan yang dibutuhkan makin banyak berarti penghasilan kompresor makin sedikit, sedangkan kebutuhan daya yang digunakan kompresor tetap. Pendinginan sudu bisa memberikan kemungkinan batas daya yang dihasilkan suatu instalasi turbin gas menjadi naik, atau untuk suatu daya yang dihasilkan turbin yang sama instalasi turbin gas yang menggunakan pendinginan bisa dibuat lebih kecil. Selanjutnya pendinginan sudu bisa memberikan kemungkinan perbaikan randemen thermis dan dengan demikian berarti bisa lebih menghemat kebutuhan bahan bakar.

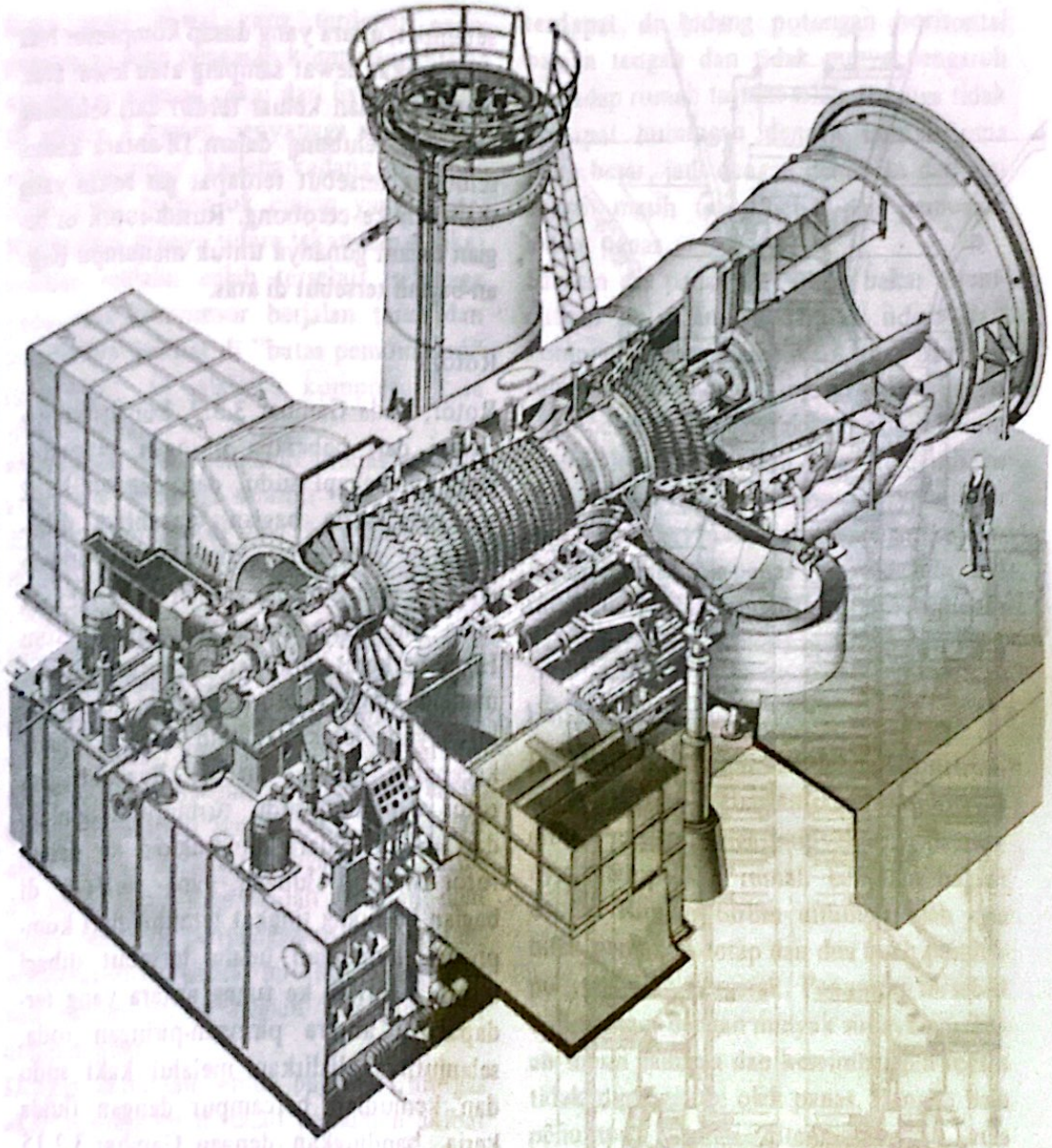
3.3 KONSTRUKSI DAN CARAKERJA DARI KOMPRESOR DAN TURBIN

Dalam bab berikut ini akan dibahas secara singkat konstruksi keseluruhan dari turbin gas yang dipakai untuk industri dan konstruksi kompresor serta turbin gasnya sendiri. Teknik aliran fluida di dalam turbin gas adalah sesuai dengan dasar-dasar aliran fluida di dalam turbin uap seperti yang telah dibahas. Untuk kompresor dalam bab ini hanya disinggung sedikit, sebab pem bahasan selanjutnya terdapat pada bab 5.

3.3.1 Konstruksi keseluruhan dari turbin gas untuk industri yang besar

Turbin gas untuk industri pada Gambar 3.3.1 adalah untuk menghasilkan daya yang berguna sampai 110 MW, perbandingan kompresinya π sekitar 9, dan temperatur gas sebelum turbin ditentukan sampai 950°C. Turbin gas ini digunakan untuk memutar generator listrik pada beban dasar dan atau beban puncak serta digunakan untuk menggerakan mesin-mesin lainnya, terutama dipakai untuk memutar kompresor. Dalam kombinasi proses gas-uap dan di instalasi penyediaan panas jarak jauh banyak sekali menggunakan mesin dengan konstruksi yang sama dan daya yang dihasilkan turbinnya pun besarnya mirip. Bahan bakarnya menggunakan minyak bakar yang ringan dan minyak bakar yang keadaannya baik, gas bumi dan gas dapur tinggi.

Dipindai dengan CamScanner



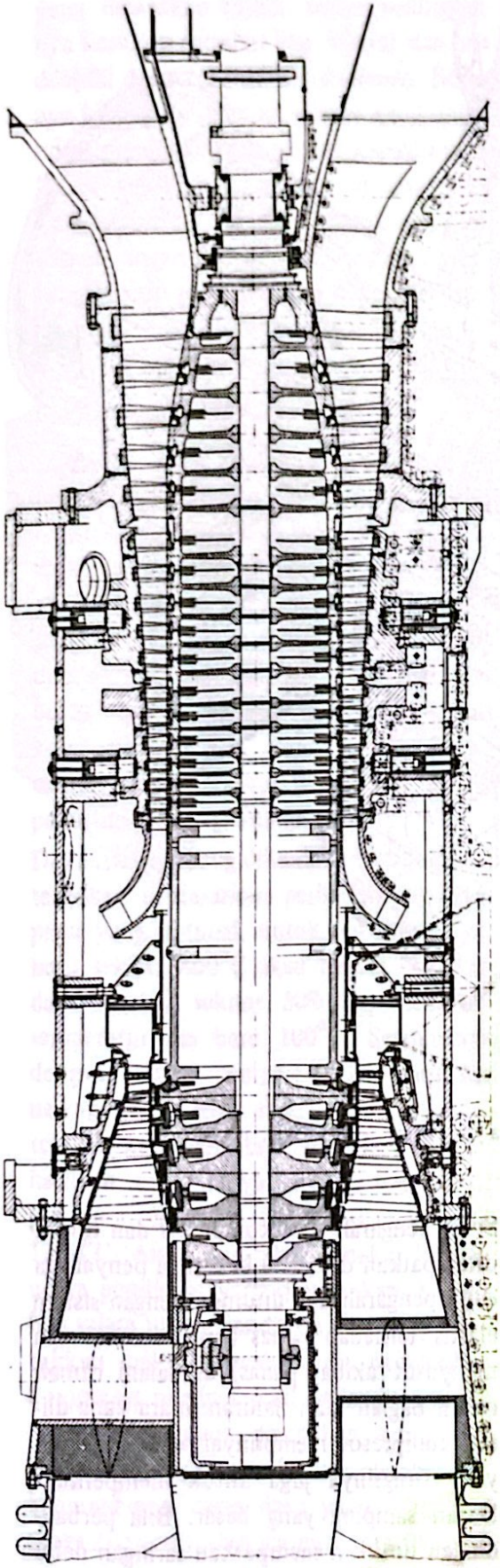
Gambar 3.3.1 Turbin gas untuk industri dengan daya yang besar, V 94; KWU.

Konstruksi mesin

Kompresor dan turbin mempunyai rotor yang sama, rotor tersebut ditahan dua bantalan radial dan satu bantalan aksial (kiri). Rumah mesin bagian luar umumnya terdiri dari rumah bagian tengah, rumah bagian udara masuk dan rumah bagian gas bekas ke luar, satu sama lainnya dihubungkan dengan kuat. Rumah mesin tersebut bisa dipisahkan aksial di bagian setinggi tengah-tengah poros.

Sudu pengarah dari kompresor dan turbin ditempatkan di dalam beberapa penyangga sudu pengarah dan ditumpu dengan sistem elastis terhadap panas (bisa memuai dan menyusut akibat panas) di dalam rumah mesin bagian luar. Saluran udara yang diisap kompresor mempunyai pelat pengarah yang fungsinya juga untuk memperkuat luasan samping yang besar. Bila perbandingan untuk menempatkan saringan debu dan lain-lainnya yang dibutuhkan kondisi

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.3.2 Penampang memanjang dari rotor turbin gas V 94; KWU

setempat, udara yang diisap kompresor bisa dimasukkan lewat samping atau lewat atas. Rumah bagian keluar terdiri dari selubung luar dan selubung dalam. Di-antara kedua selubung tersebut terdapat gas bekas yang dialirkan ke cerobong. Rusuk-rusuk di bagian dalam gunanya untuk menumpu bagian-bagian tersebut di atas.

Rotor

Rotor, pada Gambar 3.3.2, konstruksinya terdiri dari beberapa piringan tersendiri yang dilengkapi sudu, dan dengan ke 2 ujungnya serta bagian tengahnya dihubungkan satu sama lain dengan prinsip jangkar tarik. Bagian-bagian tersebut satu sama lain saling memegang dengan sistim Hirth berkerat-kerat seperti gergaji. Rotor menjadi ringan dan mempunyai kecepatan kritis yang letaknya lebih tinggi daripada kecepatan putar turbin. Bagian-bagian rotor dan sudu-sudu turbin didinginkan dari dalam. Udara dimasukkan ke dalam rotor melalui lubang yang terletak di bagian belakang tingkat terakhir dari kompresor, kemudian udara tersebut dibagi untuk dialirkan ke ruang antara yang terdapat di antara piringan-piringan roda, selanjutnya dialirkan melalui kaki sudu dan kemudian bercampur dengan fluida kerja, bandingkan dengan Gambar 3.2.15 dan 3.2.16.

Rotor mengalami gaya geser aksial, tetapi gaya geser aksial tersebut berlawanan arah, untuk kompresor arahnya gaya geser ke kiri dan untuk turbin arahnya ke kanan, gaya geser tersebut bisa diseimbangkan dengan membuat diameter sudu-sudu yang disesuaikan.

Kaki sudu pengarah dari kompresor dibuat berbentuk ekor burung layang-layang dan ditempatkan di dalam cincin pembagi.

Dipindai dengan CamScanner

Gaya geser aksial yang terdapat pada penyangga sudu pengarah kompresor diterima oleh ketinggian cakar dari lis pembagi.
Di antara 3 bagian penyangga sudu pengarah kompresor kadang-kadang terdapat celah yang berbentuk cincin yang besar. Maksudnya supaya udara tekan dapat dikeluarkan melalui celah tersebut, sehingga pada saat kompresor berjalan terus dan kondisinya sampai di "batas pemompaan" (lihat bab. 5) jalannya kompresor bisa tetap tenang.
Penyangga sudu pengarah dibuat sedemikian rupa, sehingga seluruh bagian tengah dari rumah sebelah luar bisa diisi udara tekan dengan tekanan dan temperatur yang tertentu.
Gas panas yang mengalir di dalam turbin bisa mengakibatkan rumah turbin ikut menjadi panas, sehingga di sekeliling rumah turbin perlu diberi lapisan pelindung, supaya panas jangan memancar keluar, karena meskipun panas yang keluar dari sudu turbin di sudu pengarah sudah didinginkan dan juga sudah ditahan oleh udara tekan di penyangga sudu pengarah, temperaturnya udara tersebut akan naik dan rumah turbin bagian luar juga ikut menjadi panas.
Dengan demikian semua bagian turbin gas akan mengalami masalah pemuaian akibat panas, celah radial pada sudu-sudu bisa menjadi lebih kecil, di mana pada dasarnya hal ini adalah menguntungkan karena randemennya bisa lebih baik.

Ruang bakar

Kedua ruang bakar terletak dan dihubungkan dengan flens di samping rumah turbin. Dengan demikian akan didapat saluran untuk gas dan udara yang pendek, yang berarti kerugian alirannya pun kecil.
Perbedaan pemuaian akibat panas antara rumah bagian dalam dan rumah bagian luar terdapat di bidang potongan horisontal bagian tengah dan tidak punya pengaruh terhadap rumah turbin; selain itu juga tidak terdapat hubungan dengan saluran pipa yang besar, jadi dengan demikian dari sini rumah masih tetap bebas dari pemuaian akibat panas.
Saluran gas panas dari ruang bakar ditempatkan di dalamnya saluran udara dari kompresor, dengan demikian tidak membutuhkan isolasi panas yang spesial. Arus gas akan belok 90° sebanyak dua kali, sebelum masuk ke dalam turbin, dengan demikian akan diperoleh suatu campuran yang baik dan bebas dari gumpalan-gumpalan/kelompok-kelompok gas panas yang mengalir tapi tidak mau bercampur dengan udara, udara dan gas panas bisa bercampur menjadi satu.

Fundasi mesin

Instalasi ini ditumpu oleh 3 buah konstruksi rangka baja. Di bagian depan kompresor dibuat sebagai tangki minyak, dan di atasnya ditempatkan rumah bantalan bagian depan. Rumah turbin ditumpu oleh dua buah penumpu tetap dan dua buah penumpu yang bisa bergerak. Penumpu tersebut didinginkan dengan minyak supaya peralatan mesin lainnya dan keseimbangan mesin tidak dipengaruhi oleh panas. Rangka baja penumpu instalasi ditempatkan di atas pelat beton dan yang di bawah bantalan kompresor diikat tetap tidak bisa bergerak; dan untuk yang dalam arah bagian gas bekas bisa memuai dengan leluasa, di mana arah geraknya adalah aksial.

3.3.2 Kompresor untuk turbin gas

Udara pembakar dari udara luar diisap dan ditekan oleh kompresor sampai tekanannya menjadi p_2, sesuai dengan perbandingan tekanan/kompresi $\pi = p_2/p_1$. Dari ketentuan-ketentuan dan rumus-rumus yang ada di Termodinamika diperoleh

Dipindai dengan CamScanner

besarnya tinggi kenaikan H adalah sebesar:

$$H = p_1 \cdot v_1 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot (\pi^{(n-1)/n} - 1) \cdot (1/g)$$

H dalam m kolom gas.

v_1 didapat dari kerapatan $\varrho = 1/v$. Harga eksponen n untuk udara dan pada proses pemampatan tanpa pendinginan $n = x = 1{,}4$. Harga percepatan gravitasi g mempunyai pengaruh terhadap tinggi kenaikan; karena itu harus diperhatikan tingginya tempat udara yang diisap kompresor, masalah ini mirip dengan masalah tinggi tempat pada turbin air. Udara mempunyai kerapatan $\varrho = 1{,}3$ Kg/m^3 pada 0°/1 bar, sedangkan air kerapatannya $\varrho = 1000$ Kg/m^3. Jadi dengan demikian akan didapat tinggi kenaikan yang sangat besar.

Contoh 3

Berapakah tinggi kenaikan H dalam m yang harus diberikan untuk suatu proses kompresi udara dengan tekanan 1 bar, 15°C menjadi 8,5 bar ($\pi = p_2/p_1 = 8{,}5$)? Bila kondisi kerja kompresor tanpa kerugian dan tanpa pendinginan dengan $n = x = 1{,}4$.

$$H = 10\,330 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0{,}8 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \cdot 2{,}9 : 9{,}81 \frac{\text{m}}{\text{det}^2}$$

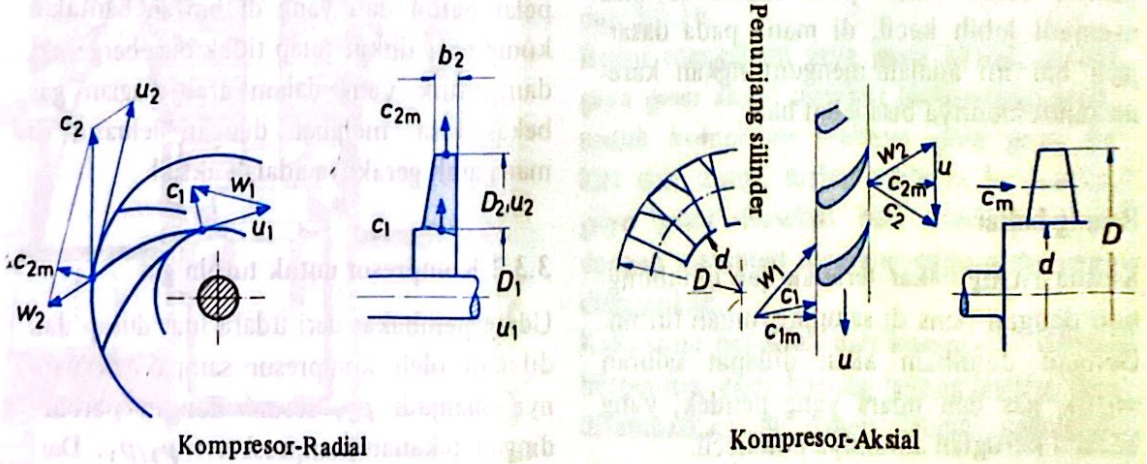
$= 24\,000$ m kolom udara.

Gaya tangensial, Daya yang dihasilkan, Tinggi kenaikan dari rumus impuls

Untuk menaikan tekanan udara bisa digunakan kompresor radial dan atau kompresor aksial. Penampang sudu-sudu dari kedua kompresor tersebut terdapat pada Gambar 3.3.3.

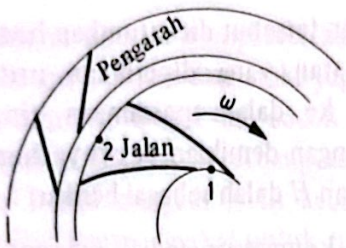
Kompresor radial

Kompresor radial mempunyai sudu jalan yang melengkung ke belakang (mundur bila dilihat dari arah geraknya). Gas masuk dengan kecepatan kecil c_1 dan akibat adanya gaya sentrifugal maka gas tersebut dikeluarkan dengan kecepatan tinggi c_2. Perbandingan diameter D_2/D_1 sangat besar. Gas pada waktu masuk arahnya searah dengan poros (aksial) dan pada waktu keluar arahnya tegak lurus (radial). Kecepatan c_2 yang tinggi tersebut tidak langsung bisa digunakan, melainkan harus dimasukkan ke dalam alat pengarah lebih dahulu dan baru dirubah menjadi tekanan, dengan demikian penampang melintang kompresor menjadi besar. Diameter keseluruhan kompresor radial adalah besar, lihat Gambar 3.3.4.

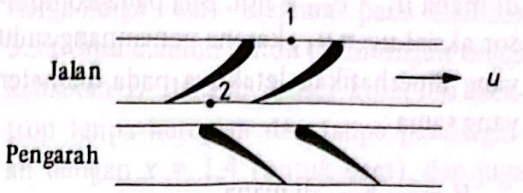


Gambar 3.3.3 Penampang memanjang, melintang dan silinder dari suatu sudu jalan kompresor radial dan kompresor aksial, lengkap dengan gambar segitiga kecepatannya.

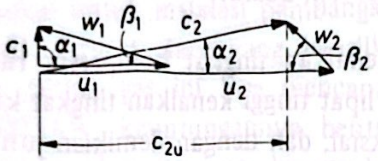
Dipindai dengan CamScanner

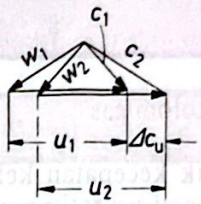


Kompresor radial



Kompresor aksial





Gambar 3.3.4 Penampang sudu dan bagian segitiga kecepatan untuk tingkat dari kompresor radial dan kompresor aksial.

Kompresor aksial

Arus aliran gas ketika melalui kompresor aksial arahnya seperti ketika sedang melalui pipa yaitu arahnya aksial. Diameter rata-rata sudu antara bagian ke luar dan bagian masuk adalah tetap sama, untuk itu $u_1 = u_2$. Supaya tekanannya gas dapat naik dibutuhkan kecepatan, dengan sedikit melengkung kecepatan c_1 dinaikkan menjadi c_2.

dan panjang sudu, maka kapasitas kompresor aksial lebih besar daripada kapasitasnya kompresor radial, karena bagian masuk kompresor radial harus dibuat kecil dan karena pengaruh gaya sentrifugal pembuatan diameter luar D_2, harus tertentu dan ada batasnya.

Gaya tangensial F_u, Daya keliling P_u dan tinggi kenaikan H diperoleh dari perhitungan dengan rumus-rumus impuls Gambar 3.3.4 adalah gambar penampang sudu dan segitiga kecepatan dari tingkat suatu kompresor radial dan kompresor aksial.

Untuk mengadakan perhitungan diperlukan harga kecepatan absolut c sebelum dan sesudah sudu jalan, serta komponen keliling c_{1u} dan c_{2u}. Bila kapasitas udara $\dot{m}_s$ dalam m/detik, maka menurut rumus impuls didapat :

$$F_u = \dot{m}_s \cdot (c_{2u} - c_{1u})$$

Rumus umum gaya tangensial

Untuk tingkat dari kompresor radial : Bila c_1 tegak lurus u, maka c_{1u} = nol. Maka besarnya komponen c_{2u} adalah tetap, dengan demikian bisa didapat besarnya gaya tangensial yang harus disediakan oleh mesin penggerak kompresor, dalam hal ini turbin gas harus menyediakan daya tersebut. Untuk tingkat dari kompresor aksial : Dalam hal ini c_{2u} dan c_{1u} arahnya sama, selain itu juga searah dengan u, dan besarnya gaya tangensial pada hakekatnya lebih kecil daripada yang terdapat pada kompresor radial.

$$P_u = F_u \cdot u = \dot{m}_s \cdot (u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u})$$

Persamaan umum daya pada keliling roda

Dalam hal ini berlaku sesuai seperti pada F_u. Perbedaannya adalah bila pada kompresor radial u_2 lebih besar daripada u_1,

Dipindai dengan CamScanner

di mana $u_1 \cdot c_{1u}$ = nol. Bila pada kompresor aksial $u_2 = u_1$, karena penampang sudu yang diperhatikan letaknya pada diameter yang sama :

$$H = \frac{P_u}{\dot{m} \cdot g}, \text{ di mana}$$

$$H = \frac{(u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u})}{g}$$

H dalam m kolom gas

Hasil : Untuk kecepatan keliling yang diijinkan yang sama, tinggi kenaikan tingkat dari kompresor aksial lebih kecil daripada tinggi kenaikan tingkat dari kompresor radial. Hal ini mempengaruhi dalam penentuan jumlah tingkat kompresor.

Contoh 4

Berapakah tinggi kenaikan teoritis dari kompresor radial dan kompresor aksial yang keduanya bekerja tanpa kerugian, lihat Gambar 3.3.5.
Kedua tingkat bekerja dengan u_2 = 220 m/detik.
Untuk tingkat radial : D_2/D_1 = 2,6 dan β_2 = 90°.
Untuk tingkat aksial : c_{2m} = 100 m/detik, lihat juga Gambar 3.3.3 yang sebelah kanan.

Jawab

Kedua konstruksi segi tiga kecepatan di-Gambar pada Gambar 3.3.5 . Dan di dalam kedua gambar tersebut dicantumkan harga-harga kecepatan yang diperlukan untuk dimasukkan ke dalam persamaan tinggi kenaikan, dengan demikian besarnya harga tinggi kenaikan H dalah sebagai berikut :

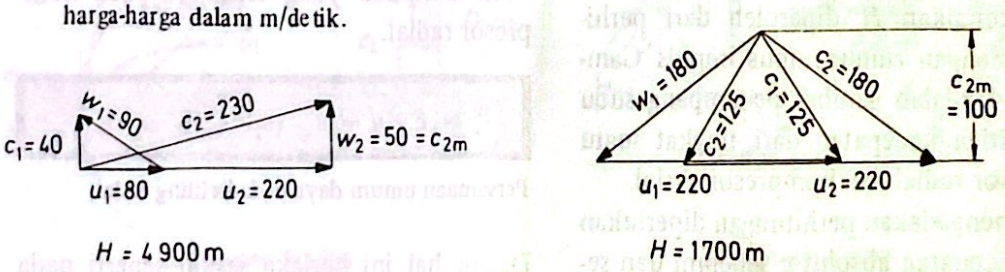
H – untuk kompresor radial didapat = 4900 m kolom udara.

H – untuk kompresor aksial didapat = 1700 m kolom udara.

Tinggi kenaikan tingkat kompresor radial tiga kali lipat tinggi kenaikan tingkat kompresor aksial, dan dengan demikian jumlah tingkat kompresor radial sepertiganya jumlah tingkat kompresor aksial.
Pada contoh 3 di permulaan bab ini, untuk perbandingan kompresi $\pi = p_2/p_1$ = 8,5 membutuhkan suatu kompresor dengan tinggi kenaikan H = 24 000 m kolom udara. Bila dibandingkan dengan contoh 4, suatu kompresor aksial harus mempunyai jumlah tingkat 24 000/1700 = 14 tingkat.
Secara umum perbandingan kompresi yang bisa dicapai tiap tingkat adalah sebagai berikut :

Kompresor radial	p_2/p_1 = 1,8 sampai 2,4
Kompresor aksial	P_2/p_1 = 1,1 sampai 1,2

Turbin gas hampir semuanya kebanyakan menggunakan kompresor aksial. Karena kecepatan aliran fluidanya kecil dan belokan atau kelengkungannya sedikit serta randemennya lebih besar.



Gambar 3.3.5 Bagan segitiga kecepatan dari tingkat kompresor radial dan kompresor aksial, yang beroperasi dengan u_2 = 220 m/detik yang sama.

Dipindai dengan CamScanner

Karena ukuran kompresor aksial kecil dan luas permukaan dari muka juga kecil, maka kompresor aksial ini cocok sekali untuk dipakai di pesawat terbang, sehingga tahanan udara menjadi lebih kecil. Kompresor radial hanya dipakai untuk turbin gas yang mempunyai daya kecil, misalnya untuk pengembangan sistim penggerak kendaraan-kendaraan bermotor pada automobil dan dipakai untuk instalasi pembangkit tenaga listrik darurat. daya yang dihasilkan instalasi turbin gas ini bisa mencapai sekitar 1500 kW, keuntungannya bentuk mesin kompak dan panjang konstruksi mesin lebih pendek.

Daya yang dipakai untuk menggerakkan dan daya yang berguna (efektif) yang dihasilkan turbin

Daya yang diperlukan untuk menggerakan kompresor pertama-tama didasarkan kepada kapasitas udara atau gas $\dot{m}_s$ = 1 Kg/detik, dan didapat dari :

$$P_{V\,spes} = \frac{H \cdot g}{1000 \cdot \eta_V} \text{ dalam } \frac{kW}{kg/det}$$

H = dalam m kolom gas;
g = 9,81 m/detik^2
$\dot{m}_s$ = dalam Kg/detik.

Dengan demikian daya yang diperlukan untuk menggerakkan kompresor :

$$P_V = \dot{m}_s \cdot P_{V\,spes} \text{ dalam kW}$$

Untuk randemen kompresor η_V bisa diharapkan untuk mendapat harga sbb. :

Jenis konstruksi	η politrop	η kopling	
Radial	0,80 . . . 0,85	0,78 . . . 0,83	sampai 1500 Kw
Aksial	0,88 . . . 0,92	0,84 . . 0,85	m_s = 30 . . . 350 Kg/det.

Harga-harga dari diagram pada Gambar 3.3.6 bisa diambil untuk perhitungan tinggi kenaikan H dengan proses kompresi isentrop tanpa kerugian dan tanpa pendinginan dengan x = 1,4 (untuk dara), dan juga untuk perhitungan daya spesifik pada kondisi η_V = 1.

Daya yang dihasilkan turbin

Daya yang dihasilkan turbin didapat dari :

$$P_T = \dot{m}_s \cdot h_t \cdot \eta_T$$

$\dot{m}_s$ adalah kapasitas gas panas, yang akan berkurang bila menggunakan sistim pendinginan udara.

h_t adalah panas jatuh isentrop turbin, yang bisa diperoleh dari Gambar 3.2.6 Diagram $h - s$ gas asap.

η_T = 0,82 . . . 0,88, harganya akan makin naik, bila daya yang dihasilkan makin naik.

Contoh 5

Suatu turbin gas harus bekerja dengan kondisi udara 1 bar, 15°C. Perbandingan kompresi $\pi = p_2/p_1$ = 8,5; proses kompresi berjalan tanpa kerugian dengan x = 1,4; Kapasitas udaranya m_s = 100 Kg/detik.

a. Berapakah temperatur udara keluar dari kompresor?
b. Berapakah tinggi kenaikan dalam m kolom udara?
c. Berapakah jumlah tingkatnya bila kompresor bekerja dengan $u_1 = u_2$ = 220 m/detik dan c_{2m} = 100 m/detik, lihat Gambar 3.3.5?

d. Berapakah besarnya daya yang diperlukan untuk menggerakkan kompresor?

e. Berapakah besarnya daya yang dihasilkan turbin, bila sebanyak 5% udara pendingin dikeluarkan.

f. Berapakah daya yang berguna (daya efektif) turbin gas?

g. Berapakah diameter dan berapakah panjang sudu dari tingkat pertama dan tingkat terakhir kompresor, bila kecepatan putarnya $n = 3000$ menit^{-1}?

Jawab

a. Temperatur akhir udara dari proses kompresi isentrop adalah $t_2 = 257°C$, lihat Gambar 5.5.2.S290

b. Dari Gambar 3.3.6 bisa dibaca bahwa tinggi kenaikan $H = 24\,000$ kolom udara.

c. Tinggi kenaikan dengan tingkat yang bekerja dengan $u_1 = u_2 = 220$ m/detik menurut hasil dari Gambar 3.3.5 = 1700 m. Jadi jumlah tingkat kompresor dengan $H = 24\,000$ m adalah $z = 24\,000/1700 = 14$ tingkat.

d. Daya yang diperlukan untuk menggerakan kompresor :

$$P_V = \dot{m}_s \cdot \frac{H \cdot g}{1000 \cdot \eta_V}$$

$$= 100 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{24\,000 \text{ m} \cdot 9{,}81 \text{ m/detik}^2}{1000 \text{ J/kJ} \cdot 0{,}84}$$

$$P_V = 28\,000 \frac{\text{kgm}}{\text{detik}^2} \cdot \frac{\text{m}}{\text{detik}} = \frac{\text{Nm}}{\text{detik}} = \text{kW}$$

e. Daya yang dihasilkan turbin:

$P_T = m_s \cdot h_t \cdot \eta_T$

$\dot{m}_s$ = 95 Kg/detik, karena 5% tidak bekerja, untuk udara pendingin.

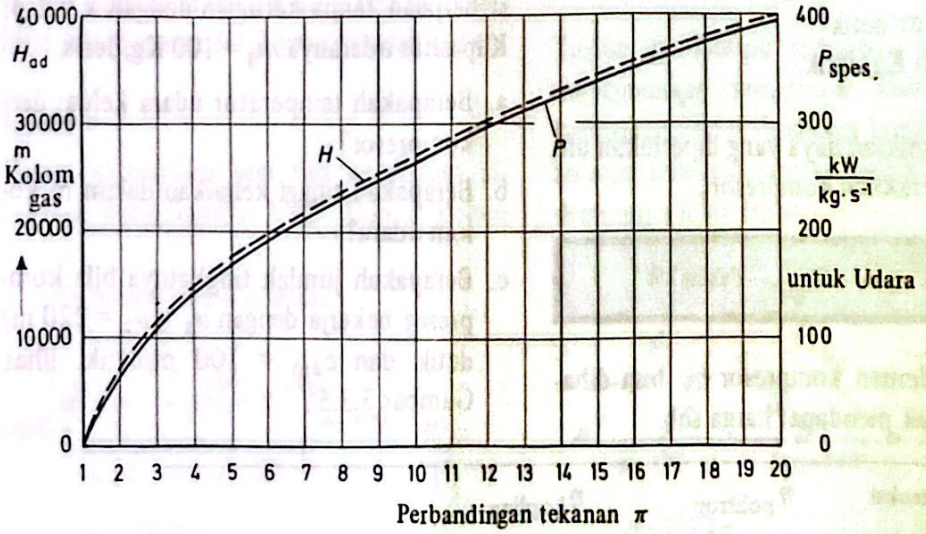
h_t = Panas jatuh yang bekerja di dalam turbin, dari 8,5 bar, 850°C menjadi 1 bar dari Gambar 3.2 .6 – diagram $h - s = 515$ KJ/Kg.

η_T = 0,86 (ditaksir).

P_T = 95 Kg/detik · 515 KJ/Kg · 0,86 = 42 000 KJ/detik = 42 000 kW.

f. Daya yang berguna (effektif)

$P_{\text{yang berguna}} = P_T - P_V = 42\,000 - 28\,000 = 14\,000$ kW.



Gambar 3.3.6 Diagram untuk menentukan tinggi kenaikan adiabatis H_V dan daya spesifik penggerak kompresor dengan $n = 1{,}4$ dan η_V untuk kondisi udara yang disap 1 bar, 15°C.

Dipindai dengan CamScanner

g. Diameter tingkat didapat dari kecepatan keliling dan kecepatan putar yang telah diberikan :

$$D = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n} = \frac{60 \text{ det/min} \cdot 220 \text{ m/detik}}{\pi \cdot 3000 \text{ 1/menit}}$$

$$= 1{,}40 \text{ m}$$

Panjang sudu L diperoleh dari luas penampang yang dialiri udara $A = D \cdot \pi \cdot L \cdot \tau$ dengan τ sebagai faktor penyempitan = 0,95. Selain itu dari persamaan kontinuitas didapat :

$$A \cdot c_m = \dot{m}_s \cdot v$$

c_m = 100 m/detik arahnya tegak lurus dari penampang.

$v = R \cdot T/p$ Volume spesifik udara 1 bar, 15°C sebelum tingkat pertama v = 0,84 m³/Kg.

v sesudah tingkat terakhir = 0,183 m³/kg untuk kondisi udara 8,5 bar, 257 + 273 = 530°K.

Kemudian persamaan tersebut di atas disamakan didapat :

$$D \cdot \pi \cdot L \cdot \tau = \dot{m}_s \cdot v / c_m$$

Jadi :

$$L = \frac{\dot{m}_s \cdot v}{c_m \cdot D \cdot \pi \cdot \tau}$$

$$= \frac{100 \text{kg/det.} \, v \text{m}^3/\text{kg}}{100 \text{m/det.} \, 1{,}4 \text{ m} \cdot \pi \cdot \tau}$$

Panjang sudu tingkat pertama L = 0,212 m = 212 mm.

Panjang sudu tingkat terakhir = 0,046 m = 46 mm.

Kecepatan meridian c_m = 100 m/detik adalah tidak terlalu besar. Karena kecepatan ini bisa dinaikkan sampai 0,85 · c-March, sama seperti u juga bisa dibuat lebih besar, dengan mana ukuran kompresor ini, yang dipakai untuk turbin gas dengan daya 14 000 kW ini bisa dibuat lebih kecil lagi.

Pengaruh keadaan udara yang diisap terhadap kapasitas, daya yang dihasilkan dan perbandingan tekanan

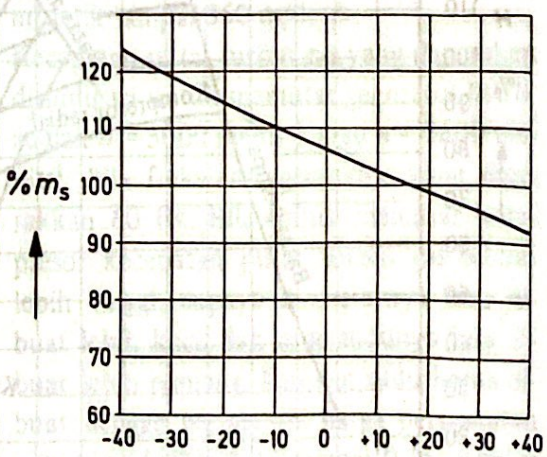
Volume gas yang diisap kompresor tergantung kepada luas penampang isap A dan kepada kecepatan udara yang diisap ketika melalui penampang tersebut c_m. Bila kecepatan putar tetap konstan, maka segitiga kecepatannyapun juga tetap, sudut-sudut sudu juga tetap dan c_m juga tetap sama. Jadi :

$$\dot{V}_s = A \cdot c_m = \text{konstan} \quad \text{bila } n = \text{konstan.}$$

Tetapi sebaliknya untuk masa aliran udara $\dot{m}_s$ tergantung kepada kerapatan ϱ yang berarti juga tergantung kepada keadaan tekanan p dan temperatur t, karena bila p atau t berubah, berubah pula kerapatan udara ϱ . Dengan demikian maka :

$$\dot{m}_s = \dot{V}_s \cdot \varrho \quad \text{dengan} \quad \varrho = p/R \cdot T$$

Di musim dingin, meskipun tekanan udara tetap, tetapi temperaturnya rendah, karena itu ϱ lebih besar dan dengan demikian m_s lebih besar, lihat Gambar 3.3.7.



Gambar 3.3.7 Diagram ketergantungan kapasitas aliran $\dot{m}_s$ terhadap temperatur udara yang diisap kompresor. Pada temperatur 15°C dibuat $\dot{m}_s$ = 100%.

Dipindai dengan CamScanner

Daya yang dihasilkan turbin gas $P = \dot{m}_s \cdot h$ akan langsung naik atau turun tergantung kepada besarnya $\dot{m}_s$, yang berarti juga tergantung kepada kondisi udara luar. Jadi turbin gas yang digunakan di industri pada waktu musim dingin daya yang dihasilkan turbin lebih besar dari pada waktu musim panas.

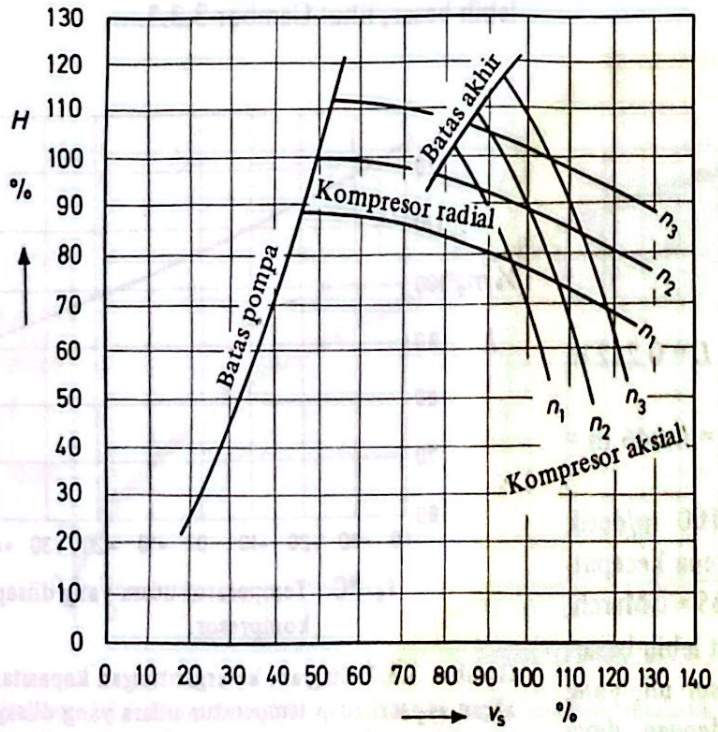
Untuk turbin gas yang dipakai menggerakan pesawat terbang hal ini mempunyai pengaruh yang sangat besar, terutama bila pesawat akan start dan tinggal landas di daerah yang tinggi (pegunungan) dan temperatur landasan dan daerah sekitarnya sangat tinggi, maka tekanan udara lebih kecil dan berarti kecepatannyapun ϱ lebih kecil.

Karakteristik kompresor dan batas pemompaan

Karakteristik kompresor antara tinggi kenaikan dan kapasitas tergantung kepada kecepatan putarnya.

Selanjutnya dasar-dasar teori jalannya karakteristik kompresor akan dibahas pada bab. 5 tentang masalah "kompresor". Karena itu dalam bab ini hanya diambil hasil-hasilnya saja yang dibicarakan, Gambar 3.3.8.

Bila udara yang sudah diisap oleh kompresor dan ditekan tidak dikeluarkan dari kompresor, maka tekanan udara di dalam sudu-sudu kompresor akan naik sampai tingginya sedemikian rupa, dan makin sedikit udara yang diisap. Dan pada suatu jumlah yang tertentu kompresor mulai "memompa"; yaitu aliran gas yang sudah diisap mundur kembali melalui kompresor. Hal ini menimbulkan suara yang gemuruh dan jalannya kompresor tidak tenang dan juga terjadi getaran. Kondisi ini harus dihindari dan dicegah dengan jalan mengeluarkan udara atau gas yang sudah ditekan oleh kompresor. Untuk itu kompresor dilengkapi dengan suatu katup yang bisa diatur sedemikian rupa, yaitu bila tekan-



Gambar 3.3.8. Grafik karakteristik dari kompresor yang tergantung kepada kecepatan putar.

Dipindai dengan CamScanner

an di dalam kompresor naik sampai ke suatu batas tertentu, katup tersebut akan terbuka dan udara akan keluar dari kompresor ke udara luar di sekitarnya, sampai kompresor tersebut bisa bekerja lagi dengan tenang. Hal ini menjadi masalah pada waktu menstart turbin gas. Pada kompresor radial sebagian kecil dari kapasitas volumenya dikeluarkan, karena letak batas pemompaan pada kompresor radial lebih rendah dari pada kompresor aksial.

Bila untuk kompresor aksial masalah seperti pada kompresor radial tersebut di atas, disebut sebagai batas pengoyakan/pemecahan aliran fluida. Selanjutnya Gambar 3.3.8 menunjukkan bahwa secara umum tekanan fluida akan naik, bila kecepatan putar dinaikkan. Hal ini bisa dijelaskan dengan mudah karena u naik, berarti seperti pada persamaan untuk h, tinggi kenaikan h akan naik. Karakteristik daerah kerja kompresor radial agak datar dan bentuk kelengkungan grafik karakteristik kompresor radial tersebut tergantung kepada bentuk profil sudu jalan, sedangkan untuk kompresor aksial mempunyai bentuk kelengkungan grafik karakteristik yang curam.

3.3.3 Turbin gas

Dasar-dasar untuk menentukan ukuran-ukuran utama turbin gas misalnya Diameter tingkat D.

Kecepatan keliling u

Panjang sudu pengarah dan panjang sudu jalan

Panas jatuh pada tingkat dari turbin

Jumlah tingkat

adalah sama dengan yang terdapat pada bab 2, yaitu ketika membahas turbin uap. Perbedaannya adalah untuk turbin gas yang bertingkat banyak, selain bekerja dengan proses tekanan lebih $r = 0{,}5$, harga u/c_1 diambil = 0,7 sampai 0,8. Sistim sudu-sudu turbin gas terdiri dari sudu pengarah yang ditempatkan di dalam rumah turbin atau penyangga sudu pengarah dan sudu jalan; dinding antara seperti yang terdapat d turbin uap tekanan sama tidak ada.

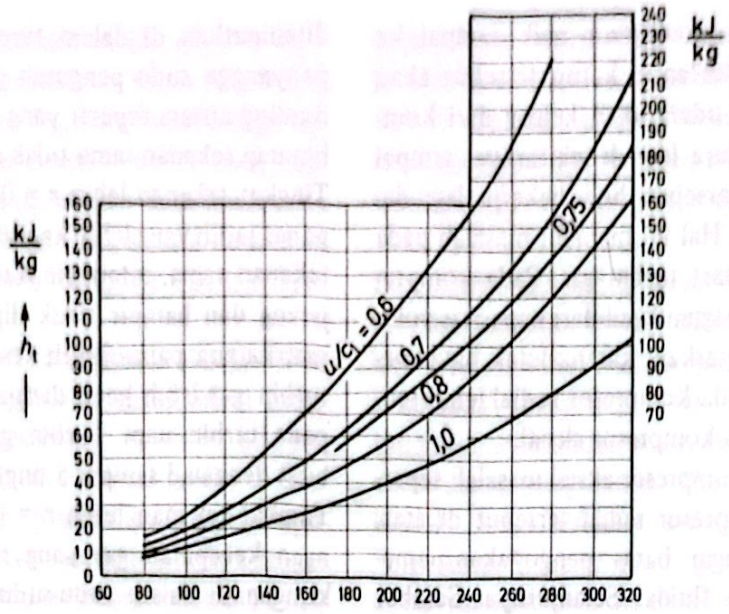
Tingkat tekanan lebih $r = 0{,}5$ mempunyai panas jatuh yang lebih kecil daripada tingkat tekanan sama, tetapi tingkat tekanan sama jarang dan hampir tidak dipakai di turbin gas, karena panas jatuh keseluruhannya di turbin gas lebih kecil daripada panas jatuh pada turbin uap. Turbin gas biasanya dibuat dengan 3 sampai 5 tingkat.

Tingkat tekanan lebih $r = 0{,}5$ bekerja dengan kecepatan gas yang rendah, kelengkungan di dalam sudu-sudunya kecil, dan dengan demikian kerugian alirannya lebih kecil dan randemen tingkatnya lebih baik. Makin besar kecepatan keliling u, akan makin besar pula jumlah panas jatuh yang bekerja di dalam tingkat tersebut, hal ini diperoleh dari hubungan antara u/c_1, di mana c_1 = (0,7 sampai 0,8). u, dan dengan $h_{st} = c_1^2/1000$, hal ini bisa dilihat pada diagram 3.3.9.

Besarnya kecepatan keliling yang diijinkan tergantung kepada kemampuan material turbin menerima beban dan temperatur gas yang tinggi, dan biasanya antara u = 250 m/detik sampai 350 m/detik.

Kecepatan putar turbin gas yang digunakan di industri untuk memutar generator listrik adalah $n = 3000$ menit^{-1} atau $n = 3600$ menit^{-1} bila frekwensi generator yang digerakkan 60 Hz. Bila untuk memutar kompresor kecepatan putar turbin gas dibuat lebih tinggi, supaya diameternya bisa dibuat lebih kecil dan sudu-sudunya bisa dibuat lebih panjang. Panjang sudu harus dibuat dengan memenuhi harga persyaratan minimum L/D = 0,07 sampai 0,15, sebagai contoh untuk D = 500 mm panjang sudu tingkat pertama dibuat sekitar 35 mm. Hal ini perlu dilakukan, supaya besarnya kerugian celah yang terdapat di antara ujung sudu dengan luasan pembatas harus terle-

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.3.9 Panas jatuh dari tingkat tekanan lebih $r = 0{,}5$ dengan $h_{\text{sudu pengarah}} = h_{\text{sudu jalan}}$ untuk harga u/c_1 yang berbeda-beda dan tergantung kepada u.

tak di dalam batas-batas yang diijinkan, karena temperatur yang tinggi dan kebanyakan pada waktu start harus dilakukan dengan cepat, maka celah radial harus dibuat dengan kelonggaran 1,5 $^{o}/_{oo}$.

Daya yang dihasilkan dan kapasitas udara

Persamaan untuk menghitung daya yang dihasilkan turbin yang penting adalah :

$$P_T = P_V + P_N = \dot{m}_s \cdot h_T \cdot \eta_e$$
$$= \frac{kg}{det} \cdot \frac{kJ}{kg} = \frac{kJ}{det} = kW$$

P_T = Daya yang dihasilkan turbin ke seluruhan dalam kW

P_V = Daya yang diperlukan untuk menggerakkan kompresor dalam kW.

P_N = Daya yang berguna (effektif) yang diberikan keluar untuk menggerakkan mesin (misalnya generator listrik, pesawat terbang dll.) dalam kW.

$\dot{m}_s$ = Kapasitas gas panas dalam KJ/detik

h_T = Panas jatuh isentrop di dalam turbin yang didapat dari diagram $h - s$ dalam KJ/Kg.

η_T = Randemen turbin, biasanya

η_T = 0,82 . . . 0,87.

Biasanya daya yang berguna (efektif) pada turbin gas sudah diketahui, karena berdasarkan ukuran daya yang berguna inilah yang menjadi ukuran turbin gas.
Daya yang diperlukan untuk menggerakan kompresor, seperti yang telah dibahas bisa didapat dari persamaan :

$$P_V = \dot{m}_s \cdot 1{,}05 \cdot \frac{H_v \cdot g}{1000 \cdot \eta_V}$$

$$\frac{kg}{det} \cdot m \cdot \frac{m}{det^2} \cdot \frac{kJ}{J} = \frac{Nm}{det} \cdot \frac{kJ}{J}$$
$$= \frac{kJ}{det} = \frac{J}{det} \cdot \frac{kJ}{J}$$
$$= kW$$

Dipindai dengan CamScanner

m adalah kapasitas udara yang dicari dalam Kg/detik.
1,05 adalah faktor untuk kebutuhan udara, karena sebagian dari kapasitas udara digunakan untuk mendinginkan sudu-sudu turbin.
H_V adalah tinggi kenaikan dari kompresor dalam m, lihat Gambar 3.3.6.
g adalah percepatan grafitasi dalam m/detik^2, biasanya g = 9,81 m/detik ^{2}. 1000 J/KJ adalah faktor perhitungan dari Watt ke kW.

Daya yang berguna :

$$P_N = P_T - P_V = \dot{m}_s \cdot \left(h_T \cdot \eta_T - \frac{1{,}05 \cdot H_v \cdot 9{,}81}{1000 \cdot \eta_V} \right)$$

$$\dot{m}_s = \frac{P_N}{h_T \cdot \eta_T - 1{,}05 \cdot H_V \cdot 9{,}81/1000 \cdot \eta_V}$$
dalam Kg/detik

Diameter tingkat dan panjang sudu turbin gas

Seperti pada waktu membahas turbin uap, diameter tingkat pertama dari turbin gas juga ditentukan lebih dahulu, yaitu dari:

$$D = \sqrt{\frac{\dot{m}_s \cdot v_1 \cdot u/c_1}{(L/D) \cdot \pi \cdot u \cdot \tau \cdot \sin \alpha_1}}$$

$\dot{m}_s$ dihitung dengan memakai rumus yang tersebut di atas dalam m/detik.
v_1 adalah volume spesifik gas panas yang didapat dari diagram $h - s$ pada saat p_1 dan t_1 (T_1 °K) dalam kondisi diantara sudu pengarah dan sudu jalan sesudah mengadakan perkiraan panas jatuh dari tingkat pertama.
u/c_1 = 0,7 . . . 0,8
L/D = 0,07 . . . 0,15 cara mendapatkannya dengan jalan dicoba-coba.
u = didapat dari $D \cdot \pi \cdot n/60$ (harus diperiksa terhadap kekuatan material).
τ = 0,9 faktor penyempitan.
α_1 = 16° sampai 22°, kebanyakan untuk segitiga kecepatan bagian masuk c_1 dibuat membnetuk 20°.

Dari hasil perhitungan yang pertama sekali diadakan, akan mendapat data-data pemasukan untuk mengadakan perhitungan berikutnya atau mengkoreksi supaya bisa menghasilkan suatu perbandingan yang baik. Panjang sudu dihitung dengan persamaan kontinuitas yang telah disesuaikan bentuknya menjadi :

$$L = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{D \cdot \pi \cdot \tau \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2}$$

Untuk itu gambar segitiga kecepatan harus dan bisa digambar, $\beta_2 = \alpha_1$; v_1 didapat seperti pada waktu menentukan D.

Contoh 6

Tentukanlah ukuran-ukuran utama suatu turbin gas yang dipakai untuk memutar generator, bila daya pada kopling $P_{\text{yang berguna}}$ = 30 000 kW dan kecepatan putarnya n = 3 000 menit^{-1}.
Temperatur sebelum turbin = 800°C.
Perbandingan kompresi π = 8,5
Keadaan udara luar 1 bar, 15°C.

a. Berapakah kapasitas udara ini, dalam kg/det apabila η_T = 0,86 dan η_V = 0,84?
b. Berapakah jumlah tingkat turbin tersebut, bila kecepatan keliling tingkat pertama diambil u = 250 m/detik dan tingkat terakhir u = 300 m/detik?
c. Proses ekspansi di dalam turbin harus digambar di Diagram h–s dan kemudian keadaan gas di dalam tingkat harus ditentukan.
d. Gambar segi tiga kecepatan dan panjang sudu tingkat pertama harus ditentukan.

Dipindai dengan CamScanner

Harga-harga yang ketinggalan akan diberikan pada waktu melakukan perhitungan.

Jawab

a. Kapasitas udara menurut persamaan untuk $\dot{m}_s$ adalah :

$$\dot{m}_s = \frac{P_{\text{yang berguna}}}{h_T \cdot \eta_T - 1{,}05\, H_V \cdot 9{,}81/1000 \cdot \eta_V}$$

Panas jatuh isentrop turbin h_T dari 8,5 bar, 800°C menjadi kondisi sesudah turbin 1 bar didapat dari diagram $h - s$, lihat Gambar 3.2.6 sebagai selisih :

h_1 = 896 KJ/Kg adalah kondisi gas sebelum masuk ke dalam turbin.

h_2 = 376 KJ/Kg adalah kondisi gas sesudah keluar dari turbin, maka

h_T = 520 KJ/Kg

η_T = 0,86 diperkirakan

H_v = 24500 m kolom udara, hal ini didapat dari Gambar 3.3.6 (H_{ad}), atau dengan cara lain dihitung seperti pada bab 3.3.2.

η_V = 0,84 diperkirakan.

$$\dot{m}_s = \frac{30\,000 \text{ kW}}{522 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot 0{,}86 - 1{,}05 \cdot 24\,500 \text{ m} \; 9{,}81 \frac{\text{m}}{\text{det}^2}/1000 \frac{\text{J}}{\text{kJ}} \cdot 0{,}84}$$

$$\dot{m}_S = \frac{30\,000 \text{ kg/det}}{450 \text{ kJ/kg} - 300 \text{ kJ/kg}} = 200 \text{ kg/det.}$$

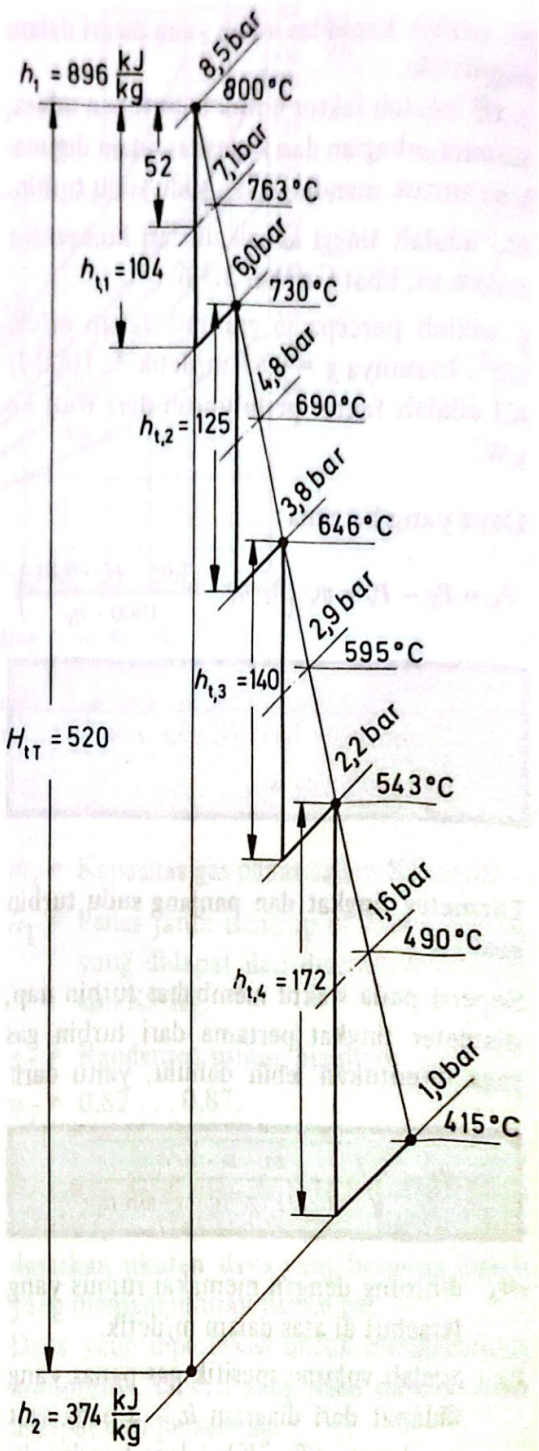
b. Jumlah tingkat dan panas jatuh di masing-masing tingkat.

Pemisahan pertama diambil untuk :

Tingkat pertama u = 250 m/detik, dengan demikian $D = 60 \cdot u/\cdot n$ = 1,59 m.

Tingkat terakhir u = 300 m/detik, dengan demikian D = 1,88 m (n = 3000 menit^{-1}).

Tingkat-tingkat turbin gas tersebut harus ditentukan untuk harga u/c_1 = 0,7 . . . 0,8. Untuk itu harga-harga yang berlaku akan



Gambar 3.3.10 Proses turbin gas di dalam diagram $h - s$ (3.1)

didapat sesudah mengadakan perhitungan perencanaan ini sekali lagi.

Pertama-tama dari Gambar 3.3.9 diambil harga panas jatuh pada tingkat turbin, dan diperoleh harga-harga sebagai berikut :

Dipindai dengan CamScanner

u/c	0,7	0,8	dari Gambar 3.3.9
tingkat pertama	123 KJ/Kg	94 KJ/Kg	h_{st} = panas jatuh pada tingkat
tingkat terakhir	185 KJ/Kg	137 KJ/Kg	h_{st} = panas jatuh pada tingkat

Kemudian diambil harga rata-rata

h_{st} rata-rata	154 KJ/Kg	115 KJ/Kg

Jumlah tingkat z = 4 tingkat, di mana hal ini sesuai dengan harga : u/c_1 = 0,75.
Selanjutnya dipilih harga diameter yang telah dibulatkan untuk keempat tingkat turbin tersebut, harga u dan h_{st} diambil menurut Gambar 3.3.9:

D	= 1,60	1,70	1,80	1,90 m
u	= 251	268	284	300 m/det
h_{st}	= 104	125	140	172 kJ/kg

c. Penggambaran jalannya ekspansi di dalam diagram $h - s$

Panas jatuh yang bekerja di dalam turbin harus bisa digambar di dalam diagram *h-s*. Untuk itu supaya diingat bahwa randemen turbin h_T=0,86 dan dengan demikian dapat digambarkan proses ekspansi politropnya. Panas jatuh isentrop h_T = 520 KJ/Kg. Dengan demikian panas jatuh politropnya h_{Ti} = 0,86 · 520 = 448 KJ/Kg. Ekspansinya gas di dalam turbin berakhir pada kondisi tekanan gas 1 bar, 415°C, Gambar 3.3.10.
Pertama sekali digambarkan garis panas jatuh isentrop dan garis tersebut memotong garis yang menunjukkan kondisi tekanan akhir ekspansi di tingkat terakhir. Dari tekanan ini terdapat garis lengkung p yang memotong garis ekspansi politrop, yang temperaturnya bisa dibaca. Panas jatuh di masing-masing tingkat bisa digambar di dalam diagram ini, dan hasil dari penggambaran panas jatuh di masing-masing tingkat itu menunjukkan kondisi gas sesudah keluar dari sudu pengarah dan sudu jalan. Dari titik-titik yang menunjukkan kondisi uap tersebut, bisa ditentukan spesifik volume gas pada saat itu, di mana harga spesifik volume gas tersebut gunanya adalah dipakai untuk menghitung panjang sudu.
Panas jatuh pada tingkat h_{st} untuk tingkat berikutnya dimulai dari kondisi terakhir proses politrop pada tingkat sebelumnya, lihat Gambar 3.3.10.

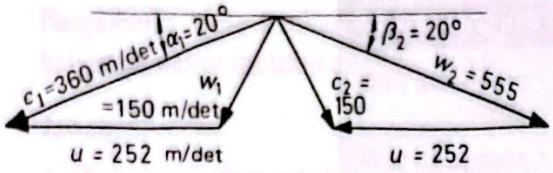
d. Gambar segitiga kecepatan tingkat pertama; panjang sudu.

Untuk menggambar segitiga kecepatan harga α_1 dan β_2 harus dipilih atau dibuat mendekati $\alpha_1 = \beta_2 = 20°$C. Dengan demikian harga u = 252 m/detik. Panas jatuh pada tingkat tersebut h_{st} = 105 KJ/Kg. Karena r = 0,5 maka hanya setengah dari panas jatuh yang bekerja di sudu pengarah. Untuk itu diperkirakan kecepatan aliran gas masuk diperkirakan c_2 ,o = 160 m/detik. Dengan demikian maka :

$$c_1 = 44{,}72 \cdot \sqrt{52 + 160^2/2000} = 360 \text{ m/detik}$$

dan segitiga kecepatannya dapat digambar. Gambar 3.3.11 dengan harga-harga sebagai berikut: pada segitiga kecepatan masuk c_1 = 360 m/detik membentuk sudut α_1 = 20° dan u = 252 m/detik serta w_1 = 150 m/detik. Pada segitiga kecepatan keluar dipilih β_2 = 20°, kecepatan arus gas yang mengalir didapat dari w_1 = 150 m/detik yang setara dengan 150°/2000 = 11,2 KJ/Kg, kemudian ditambah banyaknya panas jatuh yang bekerja 52 KJ/Kg, dan hasilnya

Dipindai dengan CamScanner



Tingkat ke 1

Gambar 3.3.11 Gambar segitiga kecepatan dari tingkat pertama.

adalah w_2 = 355 m/detik, yang hampir sama dengan harga c_1 tersebut di atas. Selanjutnya didapat juga c_{21} = 150 m/detik sebagai kecepatan aliran gas masuk ke dalam tingkat yang berikutnya.

Panjang sudu tingkat pertama.

Panjang sudu didapat dari persamaan kontinuitas.

$$L = \frac{\dot{m}_s \cdot v}{D \cdot \pi \cdot \tau \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1}$$

Dalam hal ini $\dot{m}_s$ = 200 Kg/detik.

Volume spesifik v diperoleh dari persamaan keadaan gas, yaitu $p \cdot v = R_i \cdot T$ di mana p dan t diambil dari diagram $h - s$. Dalam hal ini kondisi gas sesudah sudu pengarah tingkat pertama mempunyai tekanan p = 7,1 bar, t = 763°C dan v = 0,42 m^3/Kg. Keadaan gas sesudah keluar dari sudu jalan p = 6,0 bar, 730°C dan v = 0,49 m^3/Kg.

Diperkirakan harga faktor penyempitan τ = 0,95.

c_1 = 360 m/detik dan α_1 = 20°, lihat gambar segitiga kecepatan.

Jadi panjang sudu pengarah :

$$L = \frac{200 \text{ kg/det} \cdot 0{,}42 \text{ m}^3/\text{kg} \cdot 1000 \text{ mm/m}}{0{,}16 \text{ m} \cdot \pi \cdot 0{,}95 \cdot 360 \text{ m/det} \cdot 0{,}342}$$

= 146 mm

Panjang sudu jalan :

L = (seperti di atas, tetapi v = 0,49 dan w_2 = 355 m/detik)

L = 170 mm.

Dari hasil perhitungan kembali untuk tingkat terakhir turbin ini didapat :

D = 1,9 m; u = 300 m/detik;

h_{st} = 172 KJ/Kg;

$L_{\text{sudu pengarah}}$ = 333 m; $L_{\text{sudu jalan}}$ = 440 m.

3.4 INSTALASI TURBIN GAS YANG TETAP TIDAK DIPINDAH-PINDAH

Konstruksi instalasi turbin gas dapat dibedakan antara turbin yang tetap tidak dipindah-pindahkan dan dengan turbin yang dipakai untuk menggerakkan pesawat terbang atau auto mobil.

Instalasi turbin gas yang tetap tidak dipindah-pindahkan adalah instalasi yang dipakai untuk memutar generator listrik dan untuk menggerakkan kompresor dan juga yang ada di kapal-kapal, karena turbin ini harus bisa bekerja dalam jangka waktu yang panjang. Dan karena jangka waktu bekerjanya turbin yang lama, maka turbin selama bekerja dibuat untuk memikul beban yang tinggi, Daya yang berguna (daya effektif) yang keluar bisa mencapai 100 MW, di mana berarti daya yang dihasilkan turbin berarti harus mencapai 300 MW dan temperatur kerja turbin 850°C sampai 950°C.

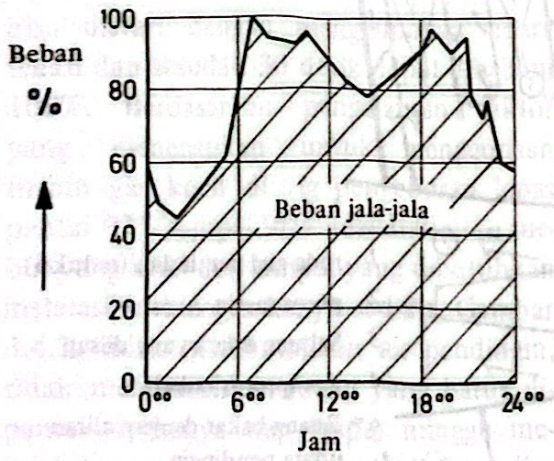
Instalasi turbin gas yang digunakan untuk menggerakkan pesawat terbang harus ringan, menggunakan tempat yang sedikit, pemakaian bahan bakarnya harus sedikit, sehingga dengan demikian radius atau jarak yang bisa diterbangi pesawat tersebut dapat jauh. Turbin gas untuk penggerak pesawat terbang ini harus bisa sering mengalami kejadian distart, karena mesin sering dimatikan dan distart, selain itu turbin untuk pesawat terbang ini akan bekerja dengan temperatur gas yang tinggi dan tekanan gas yang tinggi pula dan juga akan bekerja dengan kondisi atmosfir yang ber-

Dipindai dengan CamScanner

ubah-ubah, karena kondisi udara luar yang diisap kompresor turbin ketika pesawat di darat dan atau di udara adalah berbeda.
Pada dasarnya konstruksi turbin gas yang dipakai untuk industri dan yang dipakai untuk penggerak pesawat terbang ada perbedaannya.

3.4.1 Turbin gas untuk industri yang digunakan untuk menerima beban puncak

Gambar 2.4.1 memperlihatkan beban yang bekerja pada jala-jala rangkaian saluran distribusi listrik selama 24 jam. Di waktu malam hari pemakaian listrik hanya sedikit, sehingga beban yang bekerja pada saluran distribusi sedikit, tetapi pada waktu pagi hari secara tiba-tiba beban tersebut naik dan sepanjang hari beban tersebut mencapai puncaknya, karena mesin-mesin pemakai listrik di industri bekerja, dan perubahan beban listrik yang terjadi kurang lebih 15%.



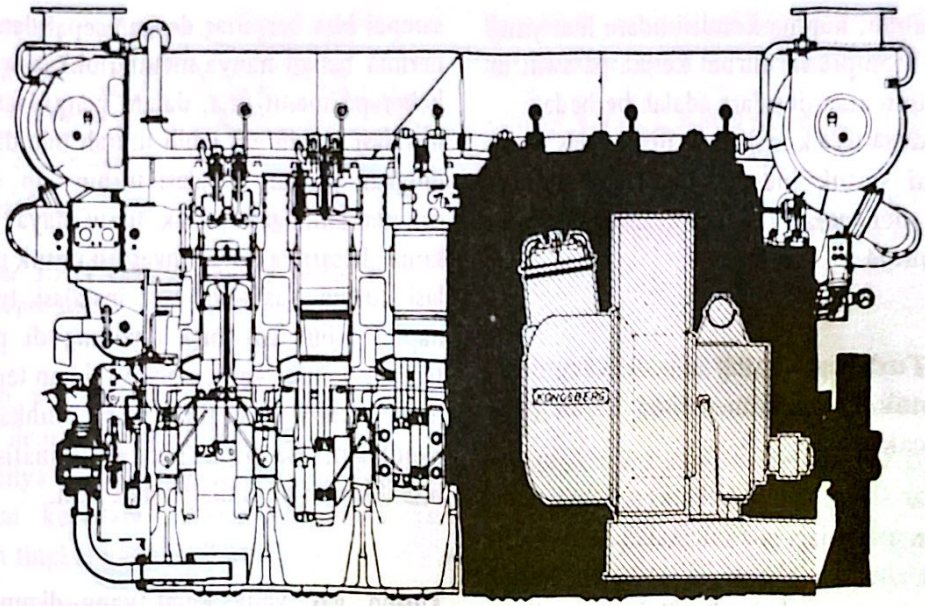
Gambar 3.4.1 Jalannya beban yang bekerja pada saluran distribusi jala-jala listrik yang bekerja selama 24 jam.

Turbin gas sangat baik bila digunakan untuk menanggulagi atau bertugas untuk menerima beban puncak dengan cepat. Karena turbin gas mulai dari keadaan berhenti sampai bisa berputar dengan cepat dan menerima beban hanya membutuhkan waktu beberapa menit saja, dalam pengadaannya instalasi turbin gas lebih murah bila dibandingkan dengan instalasi turbin uap, sebagai perbandingan untuk suatu daya yang sama besarnya harga investasi untuk instalasi turbin gas 40%-nya instalasi turbin uap. Turbin gas bisa dipasang di pusat tempat-tempat yang membutuhkan tenaga, hampir sama sekali tidak membutuhkan air pendingin, bisa distart secara automatis dan bisa dilayani serta diatur dari jauh.

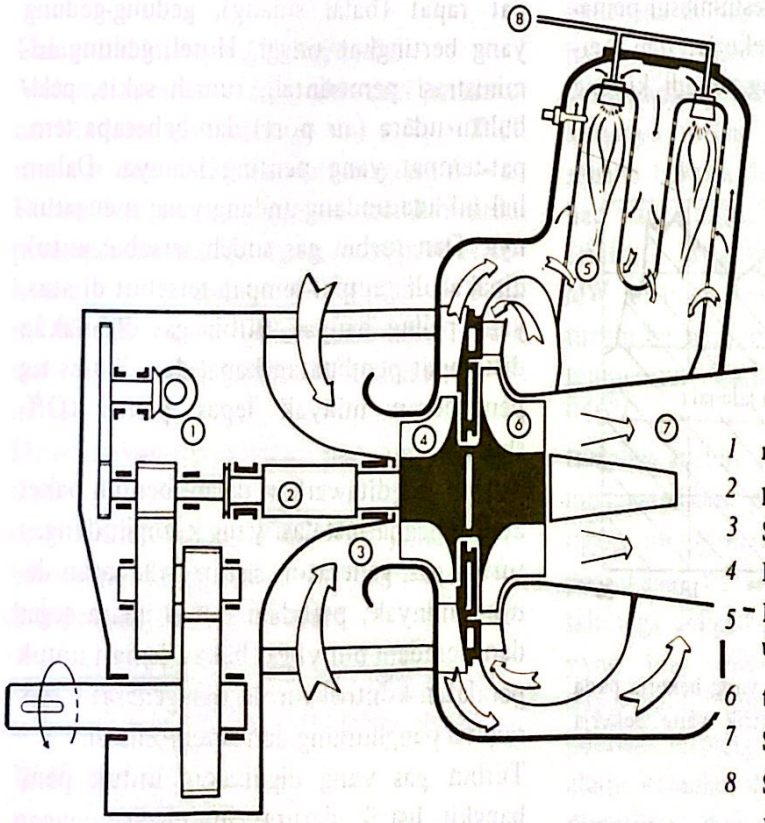
Turbin gas yang kecil yang digunakan untuk pembangkit tenaga listrik darurat dan untuk menanggulangi beban puncak

Pembangkit tenaga listrik darurat kebanyakan diperlukan untuk dipasang di tempat rapat (balai sidang), gedung-gedung yang bertingkat tinggi, Hotel, gedung administrasi pemerintah, rumah sakit, pelabuhan udara (air port) dan beberapa tem pat-tempat yang penting lainnya. Dalam hal ini ada undang-undang yang mengaturnya. Dan turbin gas sudah tersebar untuk dipakai di tempat-tempat tersebut di atas, yang paling banyak turbin gas digunakan di tempat pembuatan kapal dan di atas rig pengeboran minyak lepas pantai (Off-shore).
Turbin gas ditawarkan dalam bentuk paket atau rencana instalasi yang komplit dengan turbin gas, generator, sistim pelumasan dengan minyak, peredam bunyi udara segar dan peredam bunyi gas bekas, lemari untuk peralatan kontrol turbin dan generator, peralatan penghubung dan sinchronisasi.
Turbin gas yang digunakan untuk pembangkit listrik darurat ini distart dengan memakai udara tekan atau bateray. Bila waktu untuk start yang dibutuhkan maksimum 15 detik tidak bisa menggunakan bateray. Turbin gas dengan daya 400 kW

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.4.2. Untuk daya yang dihasilkan sekitar 1400 kW, turbin gas memerlukan tempat sepertiga dari tempat yang dibutuhkan diesel; Kongsberg.

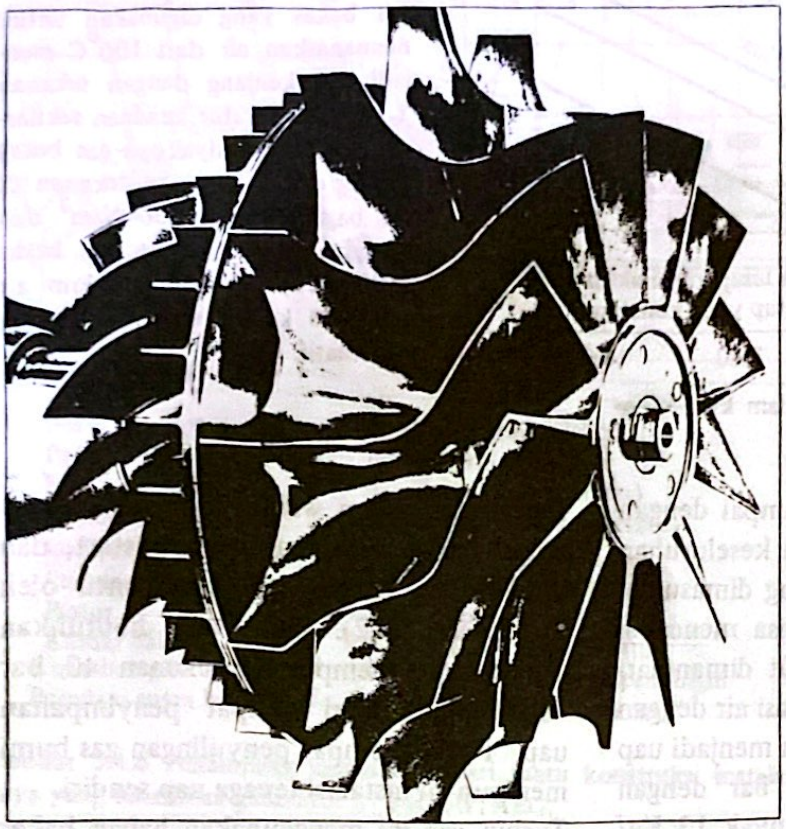


1 roda gigi pemindah (reduksi)
2 poros mesin
3 Saluran udara yang diisap
4 Kompresor radial
5 Ruang bakar dengan aliran udara pendingin
6 turbin sentripetal
7 Saluran gas bekas (Diffusor)
8 Saluran masuk bahan bakar

Kongsberg.

Gambar 3.4.3. Penampang turbin gas satu tingkat dengan kompresor radial dan turbin sentrifugal.

Dipindai dengan CamScanner



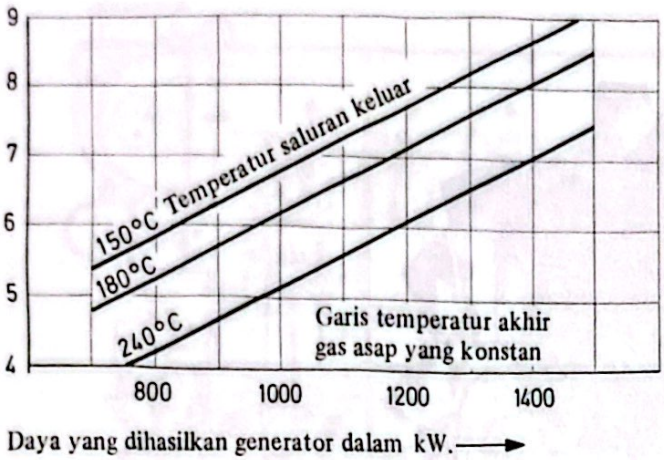
Gambar 3.4.4. Pandangan terhadap rotor, sebelah kiri adalah kompresor radial, sebelah kanan adalah turbin radial (sentripetal); Kongsberg.

bisa distart dengan menggunakan udara tekan dan sesudah 30 detik dapat dibebani 100%. Berdasarkan pengalaman faktor yang menentukan untuk penggunaan turbin gas kecil di rig pengeboran lepas pantai 97% sampai 98% adalah ukuran turbin yang kecil dan tempat yang dibutuhkan instalasi turbin gas hanya sedikit, Gambar 3.4.2, tidak membutuhkan air pendingin, tidak membutuhkan ruang yang harus dipanaskan, hanya tiap empat minggu memerlukan percobaan untuk dijalankan. Kejelekannya bila dibandingkan dengan pembangkit tenaga diesel dengan daya yang sama adalah harga bahan bakar lebih mahal dan pemakaian bahan bakar turbin gas lebih banyak.

Gambar 3.4.3 memperlihatkan suatu turbin gas yang menggunakan kompresor radial dengan demikian ukuran kompresornya kecil dan dengan kecepatan putar yang tinggi bisa menghasilkan perbandingan tekanan yang cukup besar. Ukuran ruang bakar dibuat secukupnya sedemikian rupa sehingga udara tekan yang berlebih (yang didapat dari faktor kelebihan udara) bisa dipisahkan sejauh mungkin dari ruang bakar supaya dapat bekerja sebagai udara pendingin, sehingga temperatur gas baru bisa sesuai dengan yang diijinkan. Turbin ini disebut turbin sentripetal (memusat). Gas yang masuk ke dalam turbin arahnya tegak lurus arah, kecepatan keliling dan keluar meninggalkan turbin arahnya aksial. Gambar rotor turbin ini terdapat pada Gambar 3.4.4. Bantalan turbin ditempatkan di daerah yang dingin.

Selain mendapat daya yang ada di poros yang kemudian diteruskan oleh roda gigi transmisi, terdapat pula panas gas bekas

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.4.5. Pemanfaatan panas gas bekas yang digunakan untuk memanaskan air dari 100°C menjadi uap kenjang dengan tekanan 7 bar. Temperatur keadaan sekitarnya = 15°C. Banyaknya gas bekas 13 Kg/detik, kerugian tekanan di sisi bagian masuk 500 N/m^2 dan kerugian di sisi bagian gas bekas 1500 N/m^2 (50 mm kolom air dan 150 kolom air); Harga-harga informatif.

dengan temperatur 450°C sampai dengan 550°C. Dan supaya randemen keseluruhan antara panas bahan bakar yang dimasukan dan energi yang diperoleh bisa mencapai 85%, panas gas bekas tersebut dimanfaatkan. Untuk itu sebagai informasi air dengan temperatur 100°C bisa diubah menjadi uap kenyang dengan tekanan 7 bar dengan menggunakan gas bekas sebanyak 13 Kg/detik, Gambar 3.4.5.

Instalasi turbin gas yang kompak dengan daya 17 000 kW, n = 5100/1500 1/menit yang digunakan sebagai pembangkit tenaga listrik darurat

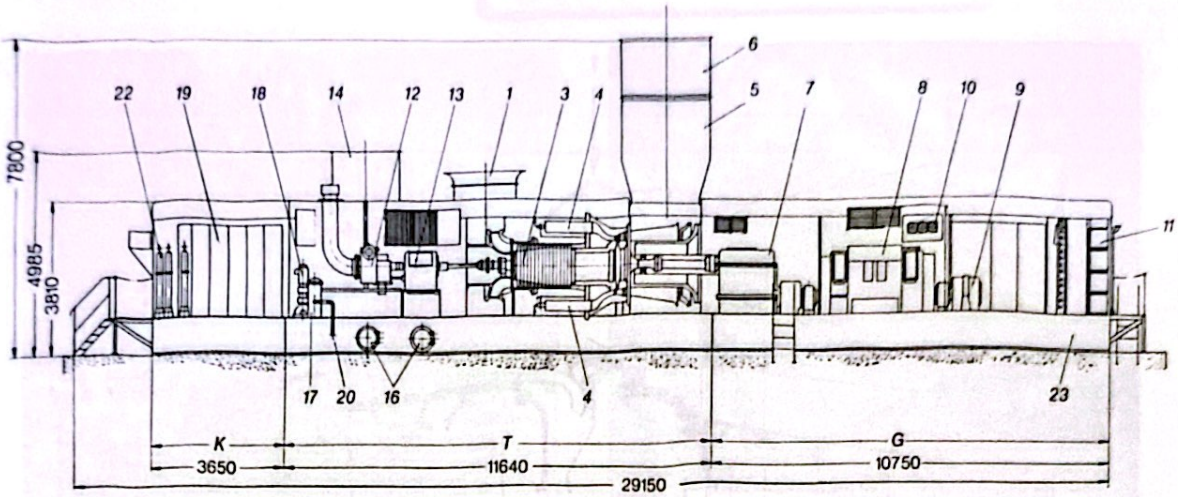
Gambar 3.4.6 memperlihatkan gambar instalasi turbin gas yang kompak dengan daya yang besar, yang berfungsi sebagai pembangkit tenaga listrik darurat di sebuah instalasi penyulingan minyak bumi. Instalasi ini disebut "kompak" karena ketiga bagian Turbin, Generator, dan peralatan kontrol secara keseluruhan sudah dipasang lebih dahulu, dan diangkut ke tempat tujuan dengan melalui jalan raya, air, rel kereta api, sesudah sampai di lokasi pemasangan, paket instalasi tersebut dipasang di atas fondasi yang sudah dipersiapkan lebih dahulu dengan menggunakan pertolongan mobil keran.

Turbin gas dalam waktu yang singkat dan tanpa energi dari luar harus distart, dan untuk start turbin gas ini dibantu oleh turbin uap (12). Uap yang dibutuhkan untuk start mempunyai tekanan 40 bar dan diambil dari tempat penyimpanan uap "Ruth", tempat penyulingan gas bumi mempunyai instalasi tenaga uap sendiri.

Turbin gas ini menggunakan bahan bakar minyak bakar dan bisa juga menggunakan gas dari instalasi penyulingan itu sendiri. Karena fungsinya turbin gas ini adalah sebagai pembangkit listrik darurat, untuk mencegah jangan sampai hasil produksi menjadi rusak, maka dalam waktu secepat mungkin turbin ini harus bisa menyediakan listrik. Dan Gambar 3.4.7 memperlihatkan jalannya start dan pemberian beban ke pada turbin. Untuk menstart turbin ini bisa dilakukan secara otomatis seluruhnya.

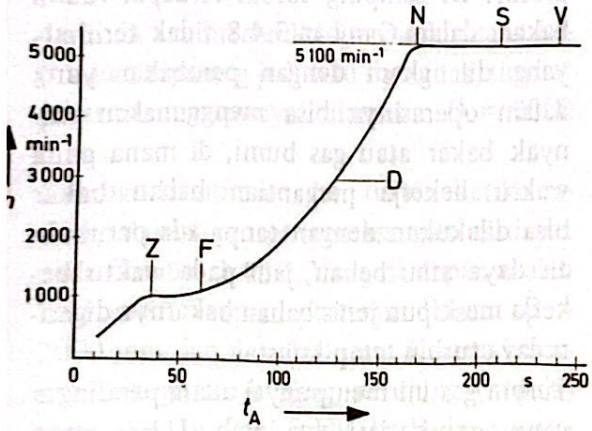
Gambar 3.4.6 memperlihatkan gambar penampang memanjang sebuah turbin gas, di mana udara yang diisap oleh kompresornya dilewatkan melalui peredam suara. Kompresornya mempunyai 16 tingkat (π = 7,6), turbinnya hanya 2 tingkat. Gas panas didapat dari 10 buah ruang bakar (4), yang diatur koaksial seperti ruang bakar turbinnya pesawat terbang dengan maksud supaya rumah mesin bisa dipisah-pisahkan secara horisontal. Gas bekas dibuang ke udara luar melalui saluran gas asap yang

Dipindai dengan CamScanner



K	Paket kendali	7	Kotak transmisi beban	16	Pendingin minyak lumas
T	Paket turbin	8	Generator	17	Saringan minyak bakar
G	Paket generator	9	Unit eksiter (exciter)	18	Pompa minyak lumas bantu
1	Pemasukan udara kompresor	10	Saluran keluar generator	19	Lemari saklar
2	Peredam suara masuk	11	Pemasukan udara pendingin generator	20	Pemasukan minyak bakar
3	Rotor	12	Turbin uap start	21	Pemasukan gas bakar
4	Kamar bakar	13	Kotak transmisi bantu	22	Instalasi pemakaian api
5	Rumahan gas bakar	14	Penghembus udara pendingin	23	Fundasi
6	Peredam suara keluar	15	Saringan minyak lumas		

Gambar 3.4.6 Penampang memanjang dari suatu konstruksi instalasi turbin gas yang kompak, Daya yang dihasilkan generator 17 000 kW, AEG.



Gambar 3.4.7 Diagram kondisi start dari turbin gas dengan daya 17 MW.

Kecepatan putar turbin gas,

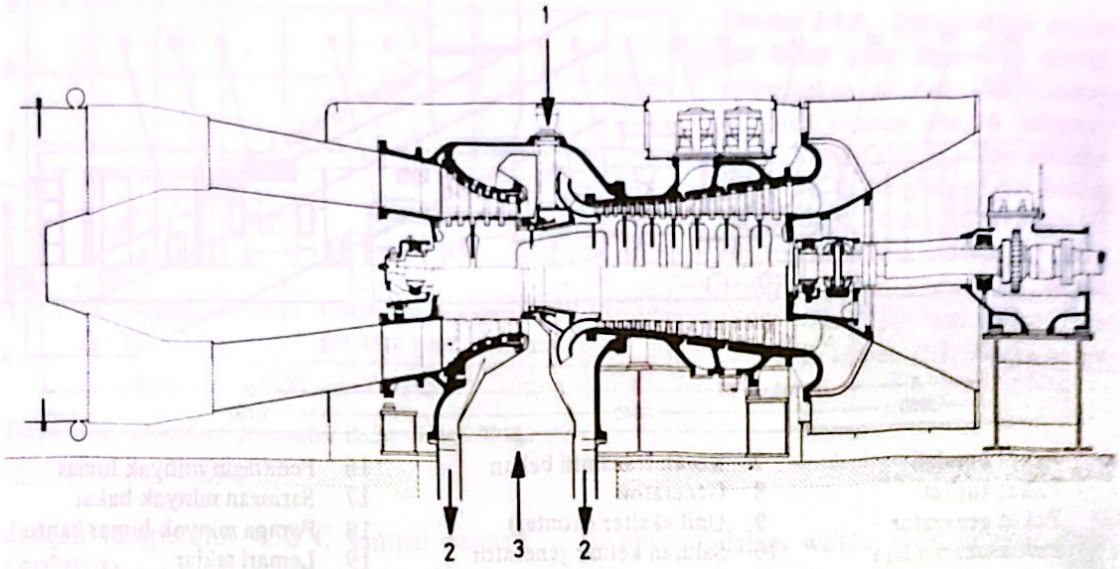
t_A	waktu untuk start, detik
Z	penyalaan
F	Pengapian (Apinya menyala)
D	Turbin uap dimatikan
N	Kecepatan putar nominal, 5100 1/menit
S	Disinkronisasikan (diserempakkan)
V	Pembebanan penuh

telah dilengkapi dengan peredam suara. Bila gas bekas turbin tersebut akan dimanfaatkan untuk memanaskan ketel, maka pada saluran gas asap ditambah dengan flens untuk menghubungkan dengan ruang bakar ketel uap. Temperatur gas bekas keluar dari turbin adalah 490°C, randemen thermisnya η_{th} = 24%, banyaknya gas bekas adalah 340 ton/jam.

Turbin gas untuk membangkitkan tenaga listrik dengan daya dari 30 MW sampai 60 MW

Konstruksi turbin gas yang digunakan untuk memutar generator pembangkit tenaga listrik dengan jangka waktu untuk operasi 300 jam/tahun, jadi jam kerjanya lama, dan digunakan untuk menyediakan listrik pada waktu beban puncak, terdapat pada Gambar 3.4.8.

Dipindai dengan CamScanner



1 Udara pendingin ke selubung panas; 2 ke kamar bakar; 3 ke turbin.

Gambar 3.4.8 Penampang memanjang instalasi turbin gas dengan daya yang dihasilkan 30 MW. Dengan konstruksi yang sama, perbandingan kompresi yang lebih besar dan temperatur gas segar lebih tinggi daya yang dihasilkan instalasi ini lebih tinggi sampai 90 MW; BBC.

Data-data pokok turbin ini secara singkat adalah sebagai berikut :

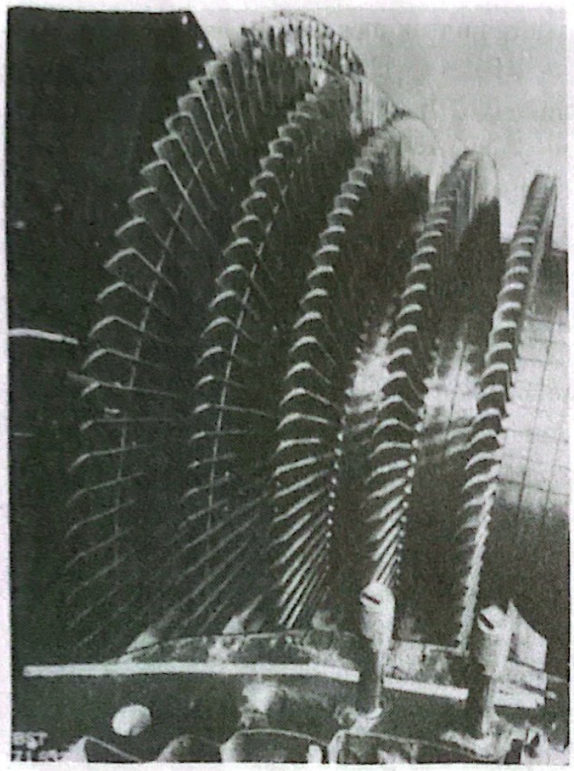
Untuk P = 60/80 MW, n = 3000 1/menit kapasitas udaranya adalah 350 Kg/detik, Temperatur maksimum 870°C, perbandingan kompresi π = 9,5, temperatur gas bekas 415°C dan randemen keseluruhannya adalah 28,9%.

Kompresor terdiri dari 15 tingkat dengan kecepatan keliling di ujung sudu = 320 m/detik dan panjang sudu tingkat pertama L = 320 mm. Pada instalasi turbin gas yang besar, untuk memudahkan start di rumah kompresor 2 terdapat 3 buah katup yang gunanya adalah untuk mencegah "pemompaan", jadi udara dengan kondisi tekanan yang berbeda-beda dengan cepat bisa dikeluarkan melalui katup tersebut. Udara dari kompresor dialirkan ke ruang bakar dengan melalui tabung yang berbentuk seperti diffusor yang terdapat di dalam saluran konsentris (memusat). Saluran yang sebelah dalam 3 yang panas karena dilalui aliran gas segar dari ruang bakar, didinginkan dengan udara tekan yang keluar dari kompresor. Di samping turbin terdapat ruang bakar, dalam Gambar 3.4.8 tidak terlihat, yang dilengkapi dengan pembakar yang dalam operasinya bisa menggunakan minyak bakar atau gas bumi, di mana pada waktu bekerja pergantian bahan bakar bisa dilakukan dengan tanpa ada perubahan daya atau beban, jadi pada waktu bekerja meskipun jenis bahan bakarnya diganti daya turbin tetap konstan.

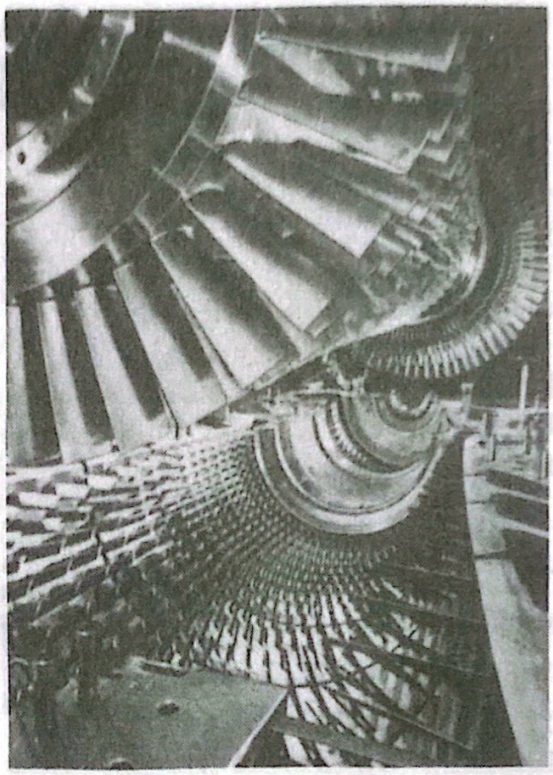
Turbin gas ini mempunyai udara pendingin yang masuk dari dua arah. Udara yang telah ditekan oleh kompresor mengalir masuk ke dalam poros bagian tengah melalui (1) dan dari sini melalui lubang dan saluran-saluran udara tersebut mengalir ke permukaan rotor dan ke kaki sudu. Selain itu seluruh keliling rotor dilapisi perisai panas, Gambar 3.4.9, lapisan perisai panas tersebut bisa dikenali/diketahui dari permukaannya yang terbagi-bagi berbentuk persegi kecil-kecil. Rotornya sendiri dibuat dari piring-

Dipindai dengan CamScanner

PERPUSTAKAAN D III F. TEKNIK



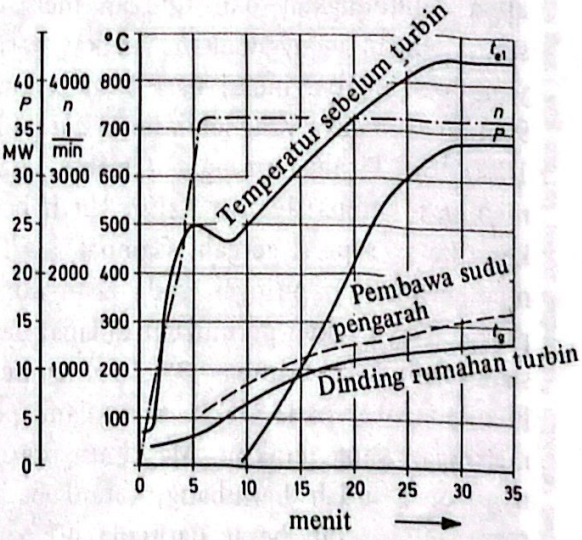
Gambar 3.4.9 Sudu-sudu turbin dengan lapisan perisai panas dan bagian tengah sebelah bawah dari penyangga sudu pengarah; BBC.



Gambar 3.4.10 Rotor dan rumah turbin dengan daya 60 MW sampai 90 MW pada waktu pemasangan (asembling).

an roda sendiri-sendiri (terpisah-pisah) kemudian dipasang jadi satu dan dilas, tingkat pertama mempunyai diameter D = 2000 mm.

Gambar kompresor dan turbin ketika sedang dalam proses pemasangan terdapat pada Gambar 3.4.10. Yang di depan adalah kompresor tingkat pertama dengan D = 2000 mm dan L = 350 mm. Karena besarnya kecepatan keliling di ujung (kepala) sudu dan di kaki sudu berbeda, supaya bentuk profil di bagian kepala (ujung) dan di kaki sudu bisa disesuaikan, maka bentuk sudu dibuat agak berputar (plintir/puntir). Sedangkan sudu pengarah bentuknya mirip seperti profil sayap dukung pada pesawat terbang. Selanjutnya dari dalam gambar bisa dilihat tiga buah celah berbentuk cincin dalam arah memanjang; melalui celah inilah udara dikeluarkan untuk meringankan pada waktu start.



Gambar 3.4.11 Kondisi start turbin gas dengan daya 32 MW yang dimulai dari keadaan dingin: Jalannya kenaikan kecepatan putar, temperatur gas sebelum turbin, beban dan temperatur dinding turbin.

Gambar 3.4.11 memperlihatkan harga-harga karakteristik pada waktu start. Sesudah 5 menit kecepatan putar turbin sudah

Dipindai dengan CamScanner

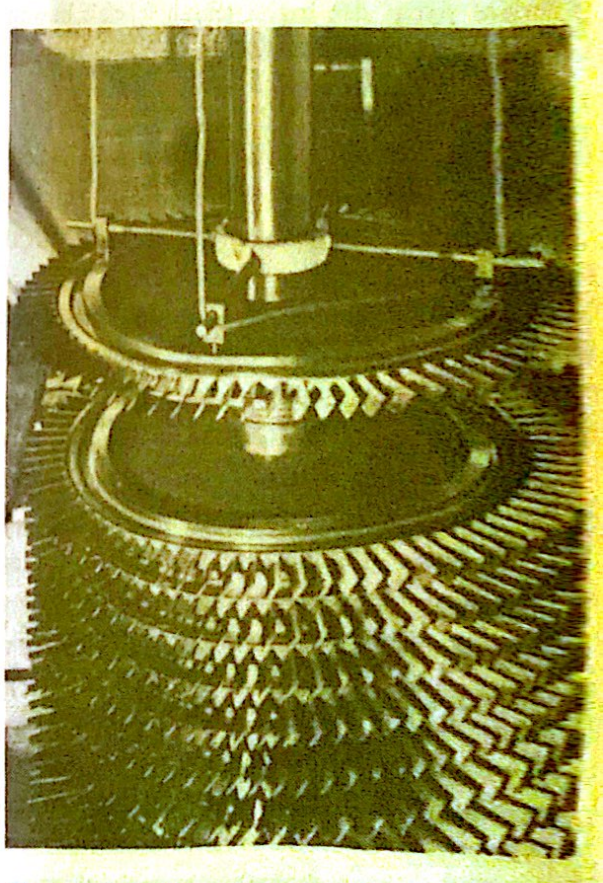
mencapai kecepatan kerjanya (untuk turbin ini n = 3600 menit^{-1}). Sesudah 9 menit generator dihubungkan dengan rangkaian jala-jala distribusi listrik dan mulai menerima beban P. Dengan adanya beban P temperatur gas segar sebelum masuk ke dalam turbin naik. Temperatur penyangga sudu pengarah dan temperatur dinding rumah turbin selisihnya hanya sedikit, karena itu masalah pemuaian yang disebabkan panas penting sekali untuk diperhitungkan.

Turbin gas dengan daya yang dihasilkan sampai 120 MW

Turbin gas dengan daya yang dihasilkan yang besar telah dibahas pada bab 3.3.1, pada Gambar 3.3.1 dan 3.3.2, dan sekarang akan dibahas secara singkat masalah pemasangannya.

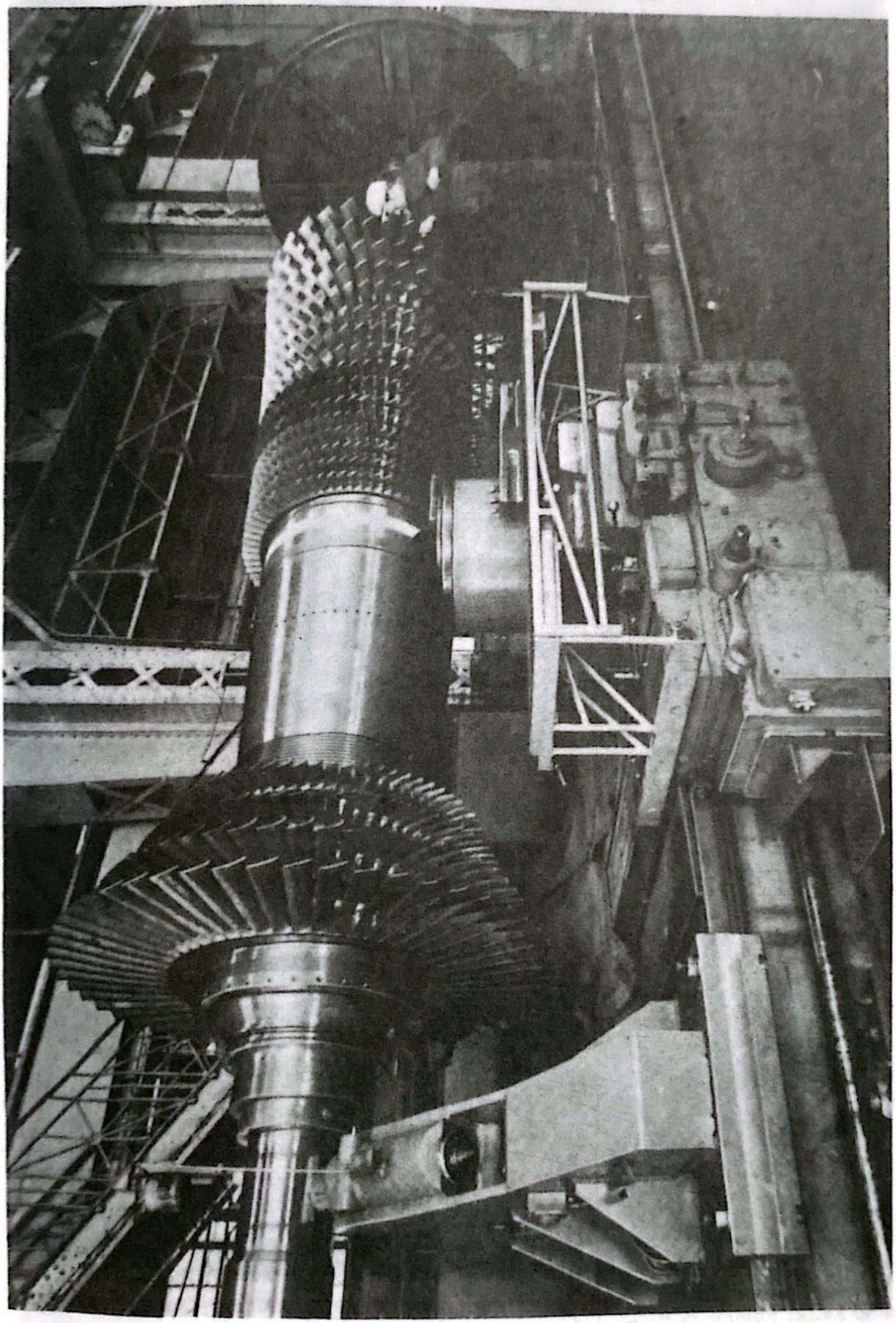
Rotor dibuat dari piringan-piringan roda yang dibuat sendiri-sendiri kemudian semuanya dihubungkan dan ditekan menjadi satu, dengan menggunakan jangkar tarik yang panjangnya mulai dari 1 m sampai 9 m, dengan gaya yang lebih besar daripada 1000 ton. Piringan-piringan tersebut akan memusat karena adanya sistim Hirth berkerat-kerat seperti gergaji. Gambar 3.4.12 memperlihatkan piringan roda jalan kompresor. Gaya tekan permulaan didapat dari sistim hidrolik. Gambar 3.4.13 memperlihatkan rotor pada waktu mengalami pemeriksaan yang terakhir. Meskipun porosnya rotor sudah berlubang, tetapi berat rotor tetap lebih besar daripada 40 ton. Rotor harus dikerjakan dengan ketelitian 0,03 mm. Sudut-sudut sudu, jarak antara sudu-sudu dan diameternya juga harus diperiksa kembali dengan teliti. Gambar 3.4.14 memperlihatkan bagian sebelah dalam yang terpenting. Rotor sudah dipasang dan diletakkan di dalam rumah yang sebelah bawah. Sebelah kiri adalah gambar saluran untuk mengalirnya gas panas masuk ke dalam turbin. Dan bisa diketahui juga adanya 2 buah selubung, di mana di antara kedua selubung saluran tersebut mengalir udara pendingin yang keluar dari kompresor untuk masuk ke dalam ruang bakar. Selanjutnya bisa dilihat gambar penyangga sudu pengarah turbin yang sudah selesai dipasang dan yang ada di sebelah kanan adalah penyangga sudu pengarahnya kompresor. Udara yang diisap kompresor sebelum masuk kedalam ruangan antara sudu-sudunya kompresor sudah dilewatkan melalui sudu pengarah muka yang letaknya ada di sebelah bawah.

Selain mengadakan pemeriksaan mutu pembuatan dan pemasangan rotor menjadi satu, juga diadakan pengujian rotor yang berputar dengan kecepatan lebih (overspeed) dan keseimbangan beratnya rotor.



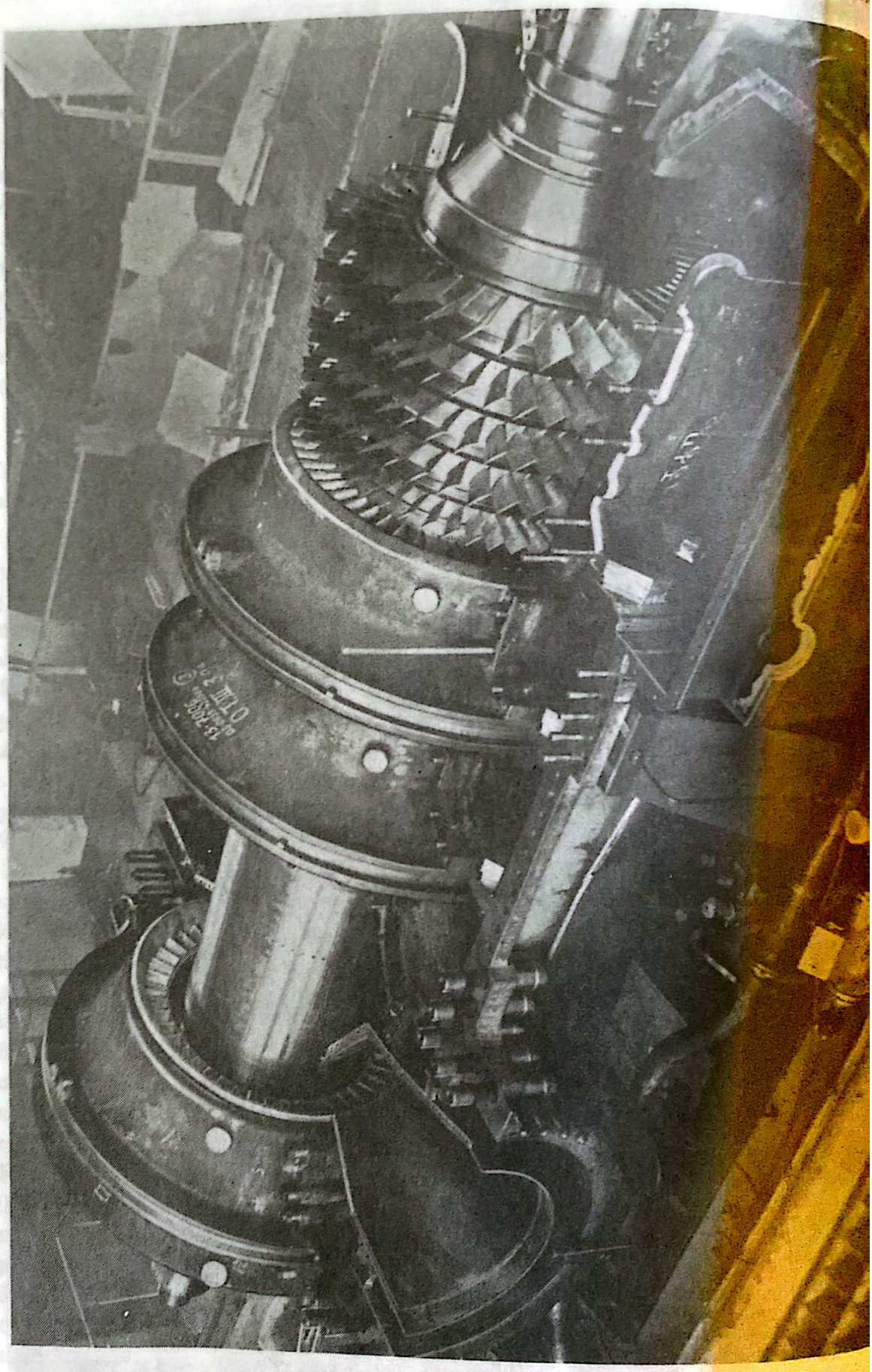
Gambar 3.4.12 Pemasangan menjadi satu (asembling) rotor, dalam gambar tampak piringan roda jalan kompresor sedang diangkat: KWU

Dipindai dengan CamScanner



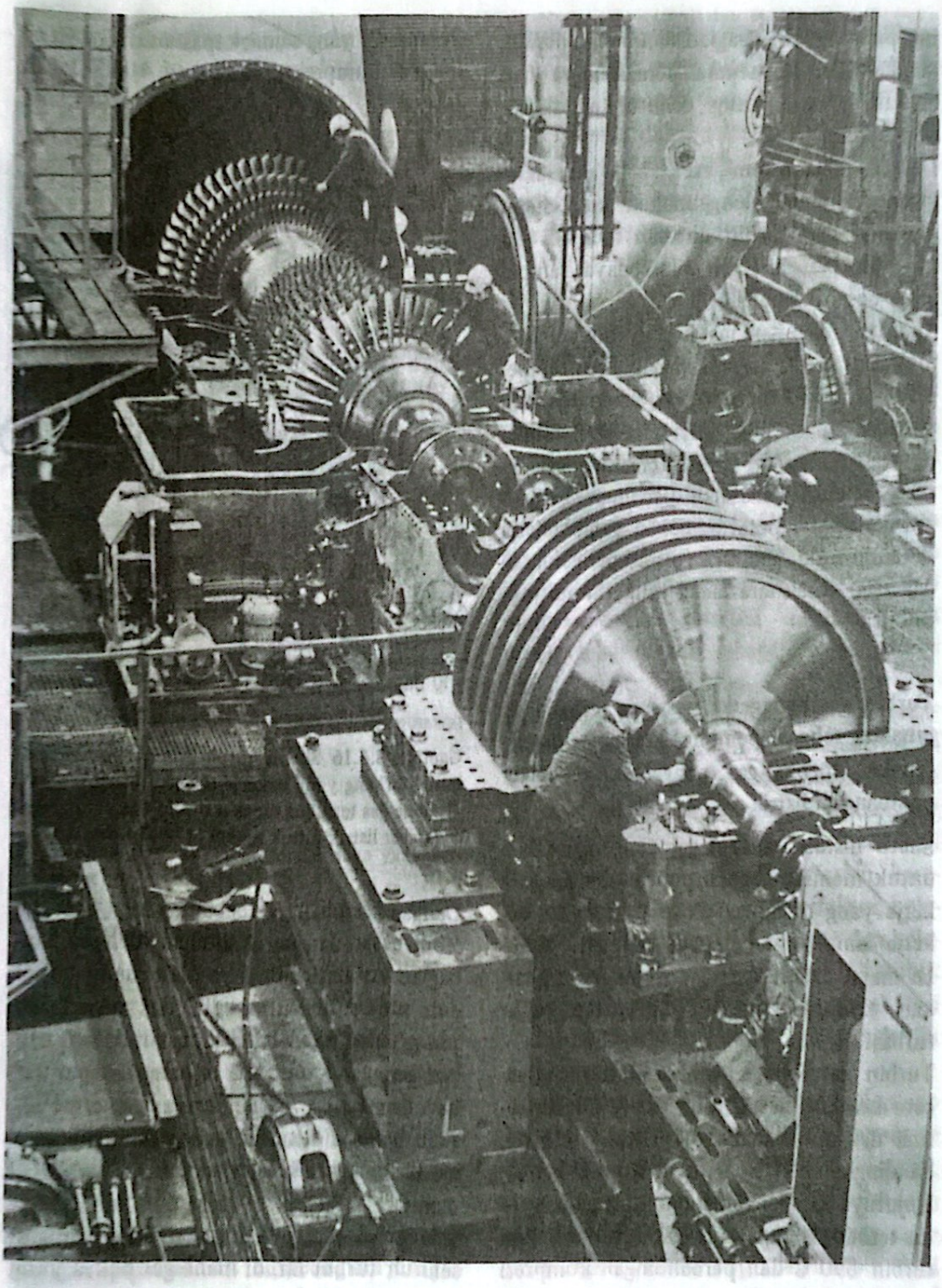
Gambar 3.4.13. Pemeriksaan terakhir terhadap rotor turbin gas yang sudah dipasang menjadi satu; KWU

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.4.14. Rotor yang ditaruh di dalam rumahnya yang bagian bawah dan sebagian demi sebagian akan dipasang penyangga sudu pengarah bagian atas; kWU.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.4.15 Tempat pengujian turbin gas; *KWU*

Untuk itu rotor ditempatkan di ruang uji yang mempunyai tekanan lebih kecil daripada 1 mbar (vakum/hampa udara) dan dengan demikian pada waktu pengujian sudu-sudu tidak mengalami tahanan udara. Gambar 3.4.15 memperlihatkan prototipe turbin gas yang sedang berada di ruang uji, untuk diuji kondisi operasi tur-

Dipindai dengan CamScanner

bin pada beban sebagian dan beban penuh, lengkap dengan semua peralatannya dan alat-alat bantu yang dibutuhkan untuk pengujian.

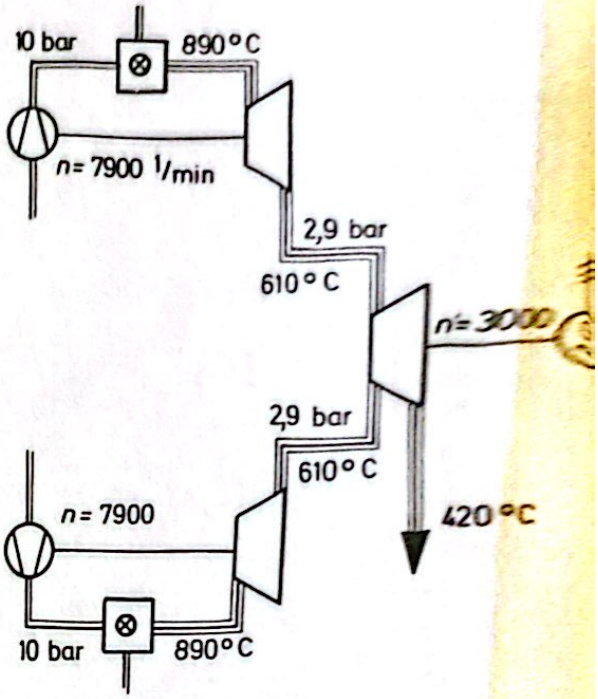
Dengan melalui rem gesek air (sejenis dinamometer yang menggunakan air) energi mekanis dari turbin dirubah menjadi panas, alat ini bisa memikul daya sampai lebih besar daripada 100 MW.

Tempat pengujian instalasi turbin ini bisa melayani 140 macam perubahan temperatur dan 100 macam perubahan tekanan pada setiap kondisi kerja selama percobaan atau pengujian turbin tersebut berlangsung, selain itu masalah distribusi kecepatan, medan temperatur, beban yang bekerja di sudu-sudu getaran mesin, pengeluaran gas asap dan suara-suara yang timbul juga diteliti.

Turbin gas penggerak pesawat terbang digunakan sebagai pembuat gas panas untuk dipakai turbin gas penggerak generator pembangkit listrik

Suatu instalasi turbin gas yang digunakan untuk memikul beban puncak dengan jam kerja yang tinggi (jangka waktu turbin bekerja lama) terdapat pada Gambar 3.4.16. Di mana dalam skema tersebut diperlihatkan kondisi gas dan kecepatan putar turbin.

Turbin gas penggerak pesawat terbang secara keseluruhan konstruksinya adalah sesuai dengan keadaan di pesawat terbang, bandingkan dengan Gambar 3.5.4 di bab selanjutnya. Sesuai dengan kondisi pada waktu terbang temperatur gas segar sebelum turbin 890°C dan perbandingan kompresi yang dihasilkan kompresor aksial bertingkat 17 adalah $\pi = 10$. Karena adanya perbedaan kerapatan udara segar yang diisap yaitu dari $\varrho = 0{,}3$ Kg/m^3 pada ketinggian 12 Km dan $\varrho = 1{,}2$ Kg/m^3 pada kondisi di atas tanah, maka untuk kecepatan putar kompresor yang sama, kapasitas udara yang melalui kompresor 1,2/0,3 = 4 kali lebih banyak.



Gambar 3.4.16 Skema turbin gas penggerak pesawat terbang yang bekerja sebagai pembuat gas di mana gas tersebut dipakai turbin gas penggerak generator listrik untuk memikul beban puncak.

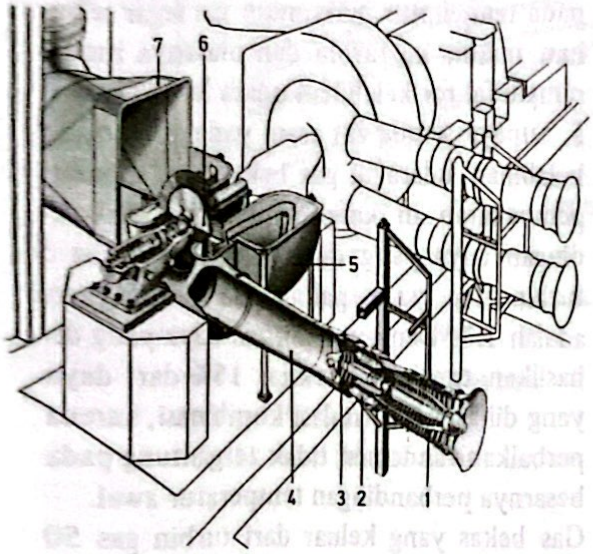
Dengan sendirinya beban yang bekerja lebih besar dan harus ditahan oleh bagian-bagian instalasi, misalnya oleh ruang bakar dan sudu-sudu turbin dll. Gas segar dari ruang bakar akan berekspansi di dalam turbin penggerak pesawat terbang sampai 2,9 bar dan 610°C. Selanjutnya gas tersebut akan bekerja di turbin penggerak generator listrik, dengan kecepatan putar $n = 3000$ menit^{-1}.

Gambar 3.4.17 memperlihatkan potongan seluruh turbin ini, di mana gas bekas yang keluar dari tiap dua buah turbin gas penggerak pesawat terbang dipakai untuk menggerakkan satu tingkat turbin gas yang menghasilkan daya yang berguna.

Dua instalasi turbin ini digunakan untuk menggerakkan generator pembangkit tena-

Dipindai dengan CamScanner

ga listrik (di dalam gambar sebelah kanan), daya yang dihasilkan instalasi turbin ini adalah 50 MW.



Gambar 3.4.17 Gambar potongan dari pembuat gas (turbin penggerak pesawat terbang) dan turbin penghasil daya yang berguna.

1 Kompresor dari turbin penggerak pesawat terbang
2 Ruang bakar
3 Turbin
4 Saluran penghubung
5 Rumah dari turbin penghasil daya yang berguna
6 Roda jalan
7 Saluran gas bekas

Jarak pipa isap satu sama lainnya dari turbin penggerak pesawat terbang harus cukup jauh, maksudnya adalah untuk menghindari jangan sampai terjadi gangguan terhadap tekanan hisap dan pembagian penyebaran tekanan yang bisa diteruskan sampai di dalam kompresor.

Turbin gas penggerak pesawat terbang dengan pipa saluran dihubungkan dengan kuat dan dengan memperhatikan masalah pemuaian akibat panas, maka turbin ini dengan rangka baja penunjang diikat secara elastis dan menggantung seperti di pesawat terbang. Supaya penggunaan tempat untuk turbin sedikit dan beratnya mesin ringan, maka bagian-bagian mesin dibuat satu per satu yang bisa dipasang merupakan satu kesatuan yang kompak. Di Jerman Barat terdapat instalasi turbin ini yang besarnya berbeda-beda dengan daya mulai dari 50 MW sampai 80 MW, dan semuanya dalam keadaan beroperasi.

3.4.2 Instalasi turbin gas yang dikombinasikan dengan turbin uap

Pada mesin tenaga panas terjadi perubahan energi panas menjadi usaha/daya mekanis, untuk itu randemen thermis akan naik bila kebutuhan bahan bakar makin sedikit, makin tinggi temperatur fluida kerja sebelum masuk ke dalam mesin dan makin rendah temperatur fluida kerja yang keluar dari mesin. Masalah tersebut di atas secara umum telah dikenal sebagai hukum proses siklus Carnot.

Pada kenyataannya temperatur gas segar yang masuk ke dalam turbin sekitar 900°C, karena adanya pembatasan perbandingan ekspansi, maka temperatur gas bekas yang keluar dari mesin 450°C. Gas bekas ini banyak sekali mengandung zat asam, karena turbin gas bekerja dengan faktor kelebihan udara 3 sampai 5 kali lipat dan kelebihan udara tersebut digunakan untuk mendinginkan ruang bakar serta membatasi agar temperatur gas segar tidak melebihi dari temperatur yang diijinkan.

Untuk proses tenaga uap karena turbin uap bekerja dengan uap yang bertekanan tinggi dan dari pertimbangan kekuatan material, maka temperatur uap yang dipakai hanya sampai 450°C. Jadi temperatur uap segar yang dipakai turbin uap adalah lebih kecil daripada temperatur gas segar yang dipakai turbin uap, tetapi di lain pihak temperatur uap bekas yang keluar dari turbin uap sangat rendah yaitu sekitar 30°C. Besarnya randemen thermis proses tenaga uap sendiri sekitar 32% sampai 38%, tergantung

Dipindai dengan CamScanner

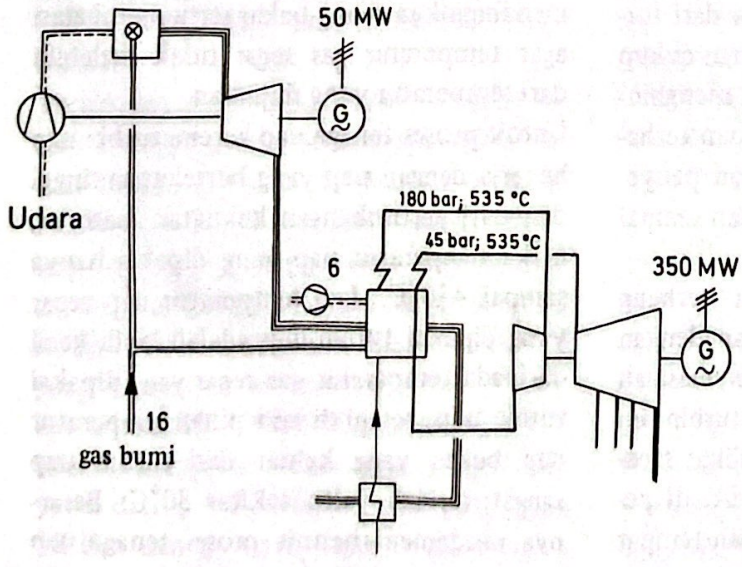
kepada pelaksanaan proses tenaga uap tersebut.

Suatu instalasi proses tenaga uap di bagian depannya dihubungkan dengan instalasi turbin gas, sehingga terbentuk suatu instalasi kombinasi turbin gas-turbin uap, di mana gas bekas yang keluar dari turbin gas dimanfaatkan sebagai udara pembakar ketel uap, dengan demikian randemen thermis bisa naik sampai sekitar 42%. Dan hal ini sudah tidak bisa naik lagi, karena terbatasnya daya yang dihasilkan turbin gas, seperti yang akan diterangkan berikut ini.

Seperti yang telah diketahui bahwa untuk mendapatkan randemen yang tinggi penggunaan panas yang dibuang harus seoptimal mungkin, dengan jalan memanaskan pendahuluan air pengisi ketel dengan memakai uap yang dikeluarkan dari turbin (pada turbin ektraksi) dan juga dengan memakai gas asap dari ketel uap. Dalam hal ini harus diperhatikan adanya pembagian terhadap kemampuan kedua sistim pemanas pendahuluan air pengisi ketel tersebut (3.1).

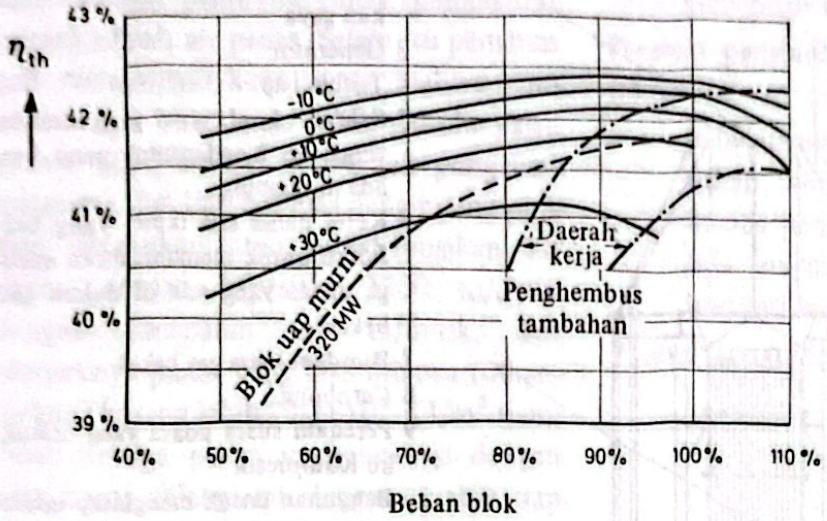
Perbandingan daya yang dihasilkan Turbin Gas : Turbin uap didapat dari kebutuhan udara pembakar di ketel uap. Gas bekas yang keluar dari turbin uap tergantung kepada temperatur maksimum gas segar sebelum masuk ke turbin dan biasanya mempunyai faktor kelebihan udara $\lambda = 3$ sampai 5. Supaya semua zat asam yang dikandung kelebihan udara di gas bekas bisa dipakai pembakaran di ketel uap, maka perbandingan daya yang dihasilkan turbin gas : turbin uap yang paling menguntungkan adalah 1:7. Dengan demikian daya yang dihasilkan turbin gas sekitar 15% dari daya yang dihasilkan instalasi kombinasi, karena perbaikan randemen tidak tergantung pada besarnya perbandingan temperatur awal.

Gas bekas yang keluar dari turbin gas 50 MW semuanya bisa dipakai untuk pembakaran di ketel uap yang uapnya bisa menggerakkan turbin uap 350 MW. Bila daya turbin uap harus dinaikkan, maka udara luar yang dingin harus dimasukkan ke dalam ketel uap sebagai udara pembakar tambahan. Gambar skema instalasi kombinasi terdapat pada Gambar 3.4.18.



Gambar 3.4.18. Skema instalasi kombinasi Turbin gas dan turbin uap dengan daya 400 MW, bahan bakar untuk turbin gas dan ketel uap adalah gas bumi. Turbin gas bekerja dengan $\pi = 8{,}5$ dan $t_{maks} = 800^{\circ}C$, kapasitas udaranya $m_s = 340$ Kg/detik.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.4.19. Randeman thermis total dari sebuah instalasi kombinasi turbin gas – turbin uap 400 MW pada kondisi beberapa tingkat pembebanan dan temperatur udara yang diisap; harga-harga informatif.

Grafik randemen thermis dengan beban yang bekerja diperlihatkan pada Gambar 3.4.19. Dari gambar bisa dilihat bahwa pada saat beban sebagian instalasi kombinasi mempunyai η_{th} yang lebih baik daripada instalasi turbin uap sendirian. Dasarnya adalah turbin gas dari instalasi kombinasi pada semua kondisi tingkat pembebanan selalu bekerja dengan beban penuh. Sedangkan pada instalasi turbin uap sendiri untuk bekerja dengan beban sebagian dilakukan dengan jalan mengurangi tekanan uap dan dengan demikian temperatur uap yang dicerat (diekstraksi/dikeluarkan) dari turbin untuk memanaskan pendahuluan air pengisi ketel akan turun, akibatnya adalah randemen thermis instalasi turbin uap akan turun juga.

Di tahun akhir-akhir ini instalasi kombinasi makin banyak dibuat, sebab untuk daya yang sama dan tertentu, harga instalasi dan biaya pelayanan lebih murah daripada instalasi tenaga uap saja. Selain itu dasar pemilihan pemakaian instalasi kombinasi adalah randemennya lebih baik, penggunaan air pendingin lebih sedikit, pembagian untuk memikul beban penuh dan beban sebagian pada jaringan saluran distribusi jala-jala listrik lebih baik.

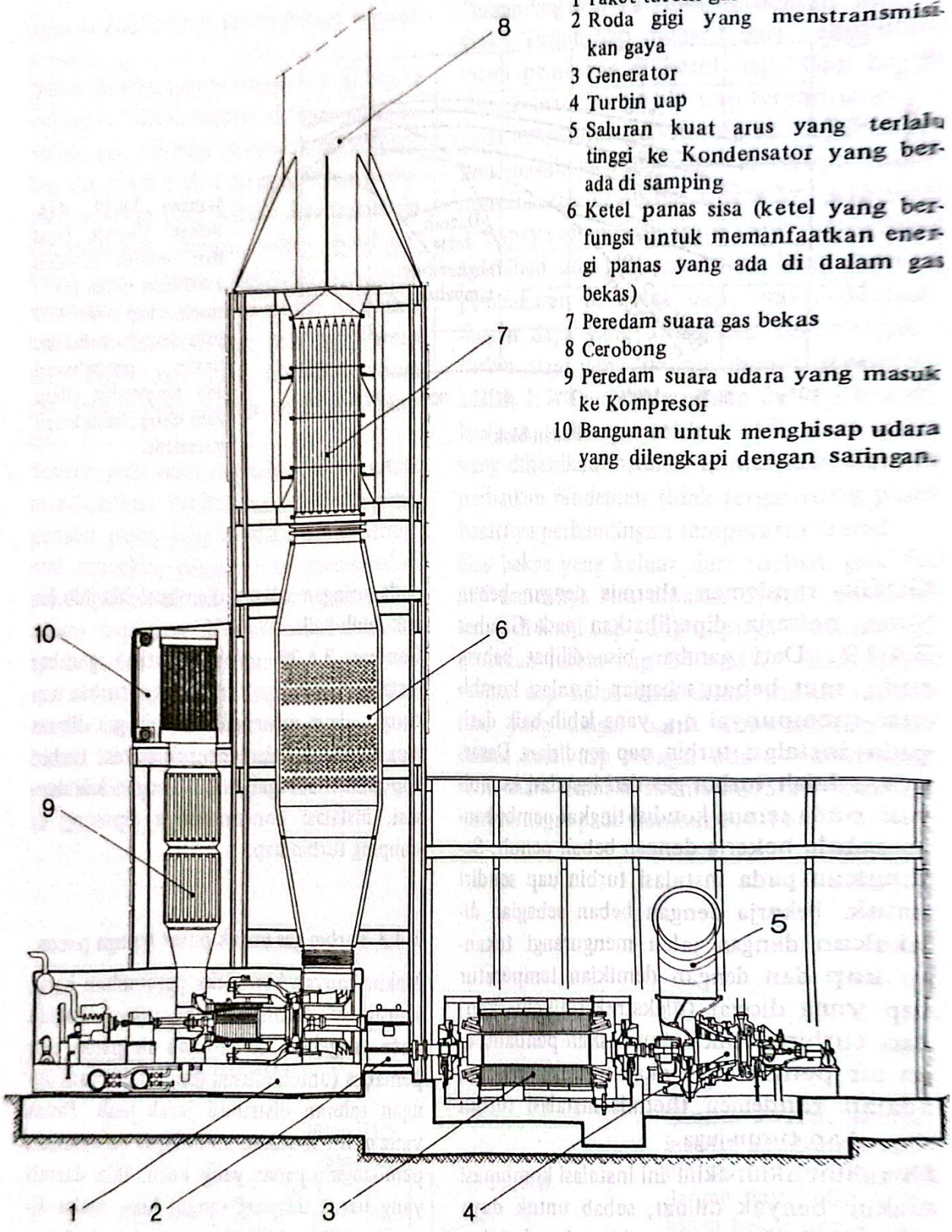
Gambar 3.4.20 memperlihatkan gambar instalasi kombinasi turbin gas – turbin uap dengan daya menengah. Turbin gas dibuat dan dipasang dalam bentuk paket, turbin uap dibuat sebagai turbin dengan kondensasi, instalasi kondensasinya dipasang di samping turbin uap.

3.4.3 Turbin gas untuk pusat tenaga panas

Makin banyak kompleks perumahan baru, khususnya dalam pembentukan bagian kota yang baru, kebutuhan air panas dan pemanas (untuk musim dingin) dilayani dengan saluran distribusi jarak jauh. Panas yang didistribusikan ini didapat dari stasiun pembangkit panas yang kecil. Bila daerah yang harus dilayani sangat luas, maka digunakan pusat tenaga panas sebagai penyedia panas yang akan didistribusikan, di mana keuntungannya adalah energi listrik dan sisa panas yang ada dipakai untuk stasiun pembangkit panas.

Sekarang ini di Jerman Barat terdapat kurang lebih 80 pusat tenaga panas dan

Dipindai dengan CamScanner



1 Paket turbin gas
2 Roda gigi yang menstransmisikan gaya
3 Generator
4 Turbin uap
5 Saluran kuat arus yang terlalu tinggi ke Kondensator yang berada di samping
6 Ketel panas sisa (ketel yang berfungsi untuk memanfaatkan energi panas yang ada di dalam gas bekas)
7 Peredam suara gas bekas
8 Cerobong
9 Peredam suara udara yang masuk ke Kompresor
10 Bangunan untuk menghisap udara yang dilengkapi dengan saringan.

Gambar 3.4.20 Penampang pusat tenaga kombinasi turbin gas dengan turbin uap; AEG.

Dipindai dengan CamScanner

saluran distribusi panas kurang lebih 1500 Km. Sebagai pembawa panas (penghantar panas) adalah air panas. Selain itu pemanas uap mempunyai keuntungan, bahwa temperaturnya bisa diatur lebih dahulu yaitu antara 60°C sampai 150°C (air yang bertekanan), dan tiap m^2 luas penampang pipa bisa disalurkan atau didistribusikan air panas dengan kapasitas 2500 m/detik dengan kecepatan 2,5 m/detik, dan banyaknya panas yang bisa dibawa (dihantarkan) kurang lebih 2200.10^6 KJ/m^2 ·jam. Pusat tenaga panas yang bekerja dengan uap harus dilengkapi dengan turbin uap ekstraksi uap bisa dikeluarkan dari dalam turbin ketika bekerja) yang lengkap dengan kondensornya, maksudnya adalah supaya banyaknya listrik yang dihasilkan generator turbin tidak tergantung kepada banyaknya panas yang harus didistribusikan untuk memenuhi kebutuhan pemakai. Turbin gas baik sekali bila dipakai untuk pusat tenaga panas, karena jumlah gas bekas yang keluar dari turbin sangat banyak dan temperaturnya 450°C. Turbin gas hanya sedikit atau tidak membutuhkan air pendingin, harga instalasinya lebih murah karena tidak membutuhkan ketel uap dan kondensor. Instalasi tenaga panas yang menggunakan turbin gas ditempatkan di dekat pusat daerah yang membutuhkan listrik dan energi panas. Suara yang ditimbulkan akibat udara yang diisap kompresor dan gas bekas hanya sedikit karena instalasi dilengkapi dengan peredam suara.

Gambar 3.4.21 memperlihatkan skema pusat tenaga panas yang bekerja dengan menggunakan turbin gas. Instalasi tersebut terdiri dari :

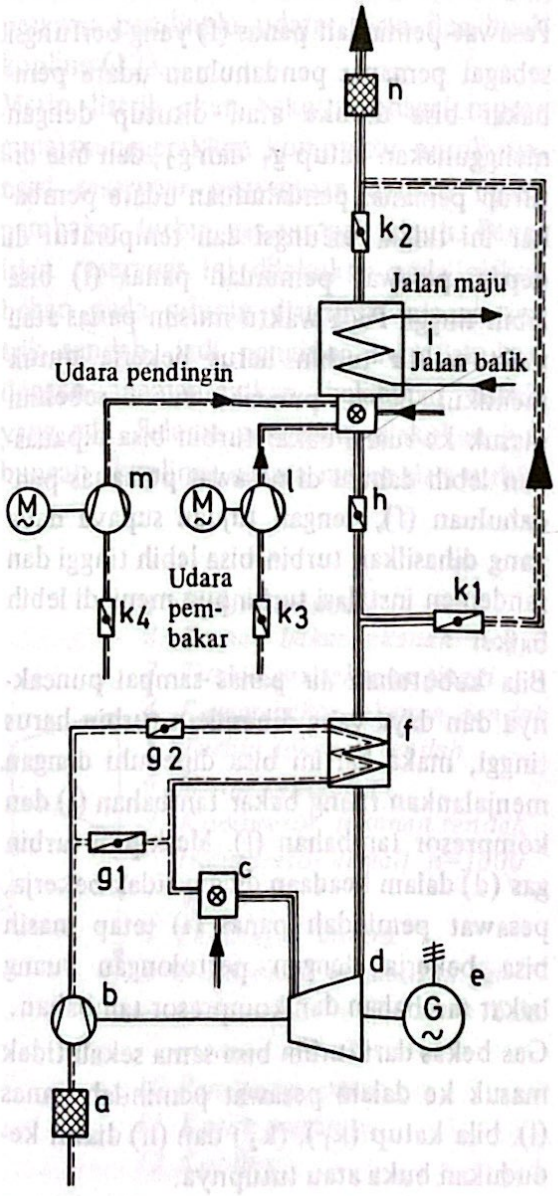
Turbin gas dengan :

Peredam suara udara yang diisap kompresor (a)
Kompresor (b)
Ruang bakar (c)
Turbin gas (d)
Generator pembangkit listrik (e)

Pesawat pemindah panas (heat exchanger) (f)

penggunaannya sesuai dengan kebutuhan, akan digunakan sebagai pemanas pendahuluan udara pembakar bila panas yang harus dihasilkan instalasi hanya sedikit.

Pesawat pemindah panas (i)



Gambar 3.4.21 Skema dari pusat tenaga panas yang bekerja dengan menggunakan turbin gas; arti daripada huruf-huruf terdapat di dalam teks.

Dipindai dengan CamScanner

untuk mempersiapkan dan membuat air panas, dilengkapi dengan ruang bakar tambahan, di mana udara pembakarnya didapat dari kompresor tambahan (l).

Pada saat kebutuhan panas hanya sedikit, sedangkan pada waktu yang sama turbin dengan generatornya harus memikul beban kebutuhan listrik yang banyak, maka temperatur di dalam pesawat pemindah panas ke air bisa diatur dengan menggunakan (m).

Pesawat pemindah panas (f) yang berfungsi sebagai pemanas pendahuluan udara pembakar bisa dibuka atau ditutup dengan menggunakan katup g_1 dan g_2, dan bila ditutup pemanas pendahuluan udara pembakar ini tidak berfungsi dan temperatur di depan pesawat pemindah panas (i) bisa lebih tinggi. Pada waktu musim panas atau pada waktu turbin harus bekerja untuk memikul beban puncak, udara sebelum masuk ke ruang bakar turbin bisa dipanaskan lebih dahulu di pesawat pemanas pendahuluan (f), dengan tujuan supaya daya yang dihasilkan turbin bisa lebih tinggi dan randemen instalasi turbinpun menjadi lebih baik.

Bila kebutuhan air panas sampai puncaknya dan daya yang dihasilkan turbin harus tinggi, maka hal ini bisa dipenuhi dengan menjalankan ruang bakar tambahan (i) dan kompresor tambahan (l). Meskipun turbin gas (d) dalam keadaan dingin tidak bekerja, pesawat pemindah panas (i) tetap masih bisa bekerja dengan pertolongan ruang bakar tambahan dan kompresor tambahan.

Gas bekas dari turbin bisa sama sekali tidak masuk ke dalam pesawat pemindah panas (i), bila katup (k_1), (k_2) dan (h) diatur kedudukan buka atau tutupnya.

Selanjutnya di bagian keluar gas bekas dari cerobong terdapat peredam suara (n).

Jadi secara keseluruhan Turbin gas dengan generator pembangkit tenaga listriknya tidak tergantung kepada bagian pembangkit panas, dan masalah inilah yang menjadi dasar keuntungan pusat tenaga panas yang menggunakan turbin gas.

Suatu pusat tenaga panas yang besar terdapat di Muchen-Freimann, dan data-datanya adalah sebagai berikut :

Daya yang dihasilkan generator 86 MW
Energi panas dari turbin 500 GJ/jam
Randemen thermis 28,4%
Temperatur gas maksimum sebelum masuk ke turbin t_{maks} 850°C.
Perbandingan kompresi π = 9,2; Jumlah tingkat kompresor 17 tingkat
Kapasitas udara $\dot{m}_s$ = 490 Kg/detik
Temperatur air yang keluar/yang masuk 180°C/55°C.

Dasar-dasar penentuan penggunaan turbin gas (bila dibandingkan dengan instalasi turbin uap) adalah adanya tawaran gas bumi dalam jumlah yang besar dari Rusia, tidak memerlukan air pendingin (air tambah diambilkan dari sumur), adanya kemungkinan bisa menyalurkan air keluar ke saluran distribusi bertemperatur tinggi, karena juga disalurkan ke beberapa industri, bisa dengan cepat menyediakan tenaga listrik sebagai pembangkit tenaga listrik untuk memikul beban puncak, kebutuhan tempat untuk instalasi ini cuma sedikit.

Semua pembahasan tersebut di atas adalah untuk instalasi turbin gas.

3.4.4 Pusat listrik yang menggunakan turbin gas dengan reservoar udara

Karena sifat-sifatnya yang istimewa maka turbin gas sering digunakan sebagai pembangkit tenaga listrik untuk memikul beban puncak. Salah satu kemungkinan yang cukup menarik supaya turbin bisa bekerja dengan beban puncak adalah penggunaan instalasi pompa dan reservoar (tangki pe-

Dipindai dengan CamScanner

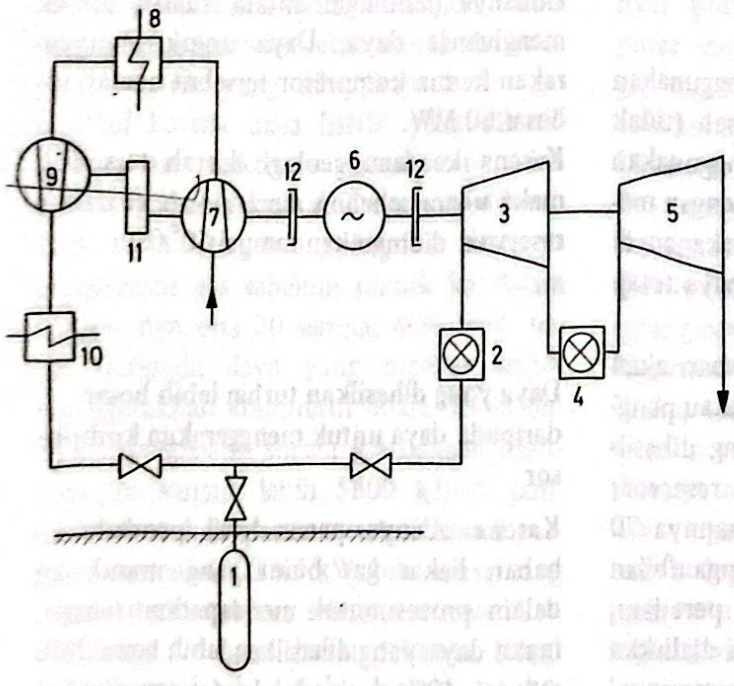
ngumpul) udara, jadi di sini udara yang bekerja sebagai pembawa energi, selanjutnya masalah ini akan dibahas secara singkat. Mengenai pusat listrik yang memakai turbin gas dengan reservoar (tangki penyimpan) udara ini didirikan di Huntorf der Nordwestdeutschen Kraftwerke AG, didekat kota Bremen.

Pada proses ini udara dengan tekanan 70 bar disimpan di dalam reservoar di bawah tanah dari garam beku. Kedalam suatu lubang di dalam tanah dimasukkan 2 buah tabung yang konsentris (sepusat), di tabung bagian tengah dimasuki air tawar dan ditekan kebawah. Sesudah air tersebut jenuh dengan garam, maka ditabung yang sebelah luar air garam yang jenuh tersebut naik ke atas. Selama proses penggaraman seluruh keliling reservoar dikontrol dengan memakai altimeter echo (peralatan yang memakai suara untuk mengetahui kedalaman dll.). Diameter kedua tabung tersebut masing-masing sekitar 30 m dan tinggi silinder 200 m diletakkan di dalam tanah pada kedalaman 600 sampai 800 m. Garam tersebut di atas sangat rapat dan tidak terdapat kerugian udara. Jangka waktu pembuatan reservoar penyimpan udara ini lebih lama dari 1 tahun.

Gambar skema dan proses kerja

Gambar 3.4.22 memperlihatkan skema instalasi yang terdiri dari dua buah turbin gas yang masing-masing dilengkapi dengan ruang bakar, sebuah mesin listrik yang bisa bekerja sebagai motor atau generator dan dua buah kompresor yang lengkap dengan pesawat pendingin udara, serta dua buah kopling (12).

Mesin listrik akan bekerja sebagai motor guna menggerakkan kompresor untuk mengisi reservoar penyimpan dengan udara pembakar turbin gas sampai penuh. Pengisian reservoar ini dilakukan pada waktu beban pada saluran distribusi jala-jala listrik rendah, jadi pengisian ini dilakukan dengan memanfaatkan kelebihan listrik yang ada. Selama pengisian dilakukan hubungan (kopling) antara motor dan turbin



1 Reservoar udara
2 Kamar bakar tekanan tinggi
3 Turbin gas tekanan tinggi
4 Kamar bakar tekanan rendah
5 Turbin tekanan rendah
6 Motor generator
7 Kompresor tekanan rendah (kompresor aksial) n=3000 menit^{-1}
8 Pendingin antara
9 Kompresor tekanan tinggi (kompresor radial) n = 7626 menit^{-1} 10
10 Pendingin pasca
11 Kotak transmisi
12 Kopling

Gambar 3.4.22 Skema turbin gas dengan reservoar udara Huntorf; BBC.

Dipindai dengan CamScanner

dilepas.
Bila beban pada saluran distribusi jala-jala listrik naik sampai ke puncaknya, maka turbin akan bekerja menggerakkan mesin listrik yang bekerja sebagai generator pembangkit listrik, hubungan (kopling) antara generator dan kompresor dilepas. Kebutuhan udara pembakar diambil dari reservoar udara, kemudian udara pembakar tersebut dialirkan ke ruang bakar tekanan tinggi, gas segar yang timbul digunakan untuk menggerakkan turbin gas tekanan tinggi, karena kandungan zat asam pada gas bekas dari turbin tekanan tinggi masih banyak, maka gas bekas tersebut dialirkan ke ruang bakar tekanan rendah dan kemudian digunakan untuk menggerakkan turbin tekanan rendah. Dengan demikian daya yang dihasilkan turbin gas semuanya digunakan untuk menggerakkan generator pembangkit tenaga listrik. Untuk turbin gas yang "normal" dengan daya yang dihasilkan 100 MW, pada turbin gas dengan reservoar udara bisa memberikan daya kepada generotor sebesar 300 MW.

Data-data mesin

Reservoar penyimpan udara menggunakan prinsip tekanan yang berubah-ubah (tidak sama dengan reservoar yang menggunakan prinsip tekanan tetap, di mana dengan memakai perapat air (water seal) tekanan di dalam reservoar bisa ditahan supaya tetap konstan).
Tekanan udara di dalam reservoar akan berubah selama proses pengisian atau pengambilan udara. Supaya daya yang dihasilkan turbin tetap konstan, maka reservoar diisi dengan udara sampai tekanannya 70 bar, sedangkan pada waktu pengambilan udara dilewatkan melalui katup peredam, sehingga udara yang diambil dan dialirkan ke ruang bakar tekanan tinggi mempunyai tekanan tetap 46 bar. Turbin gas tekanan tinggi bekerja dengan gas panas yang be tekanan 46 bar, 550°C dan dengan dem kian kondisi gas panas yang bekerja di tu bin gas adalah mirip dan sesuai dengan ko disi uap yang bekerja di turbin uap teka an tinggi. Turbin gas tekanan rendah b kerja dengan panas yang bertekanan bar, 825°C, dengan demikian kondisi g yang bekerja di turbin tersebut adal sesuai dengan kondisi gas yang bekerja turbin gas normal.
Dengan kapasitas udara 417 Kg/detik gen ratornya turbin bisa menghasilkan daya s besar 290 MW selama satu jam.
Kompresor terdiri dari sebuah kompres aksial dan sebuah kompresor radial ya berkecepatan tinggi, supaya bisa menghasi kan udara dengan tekanan tinggi. Banya nya udara yang bisa ditekan kompres adalah 108 Kg/detik atau sekitar ¼-ny kapasitas turbin. Jadi dalam hal ini bis didapat perbandingan antara waktu pen isian : waktu pengambilan udara dari re servoar, di mana berdasarkan kondisi beba pada saluran distribusi jala-jala listrik d tentukan 4 : 1.
Gunanya pendingin antara adalah untu menghemat daya; Daya untuk mengg rakan kedua kompresor tersebut adalah s besar 60 MW.
Karena keadaan geologi daerah tersebu maka udara sebelum dimasukkan ke dala reservoar didinginkan sampai 50°C.

Daya yang dihasilkan turbin lebih besar daripada daya untuk menggerakan kompr sor

Karena adanya panas hasil pembakar bahan bakar gas bumi yang masuk dalam proses untuk mendapatkan tena maka daya yang dihasilkan lebih besar 2 sampai 40% daripada daya yang dipa untuk menggerakan kompresor.

Dipindai dengan CamScanner

Catatan umum

Besarnya reservoar penyimpan udara ditentukan berdasarkan daya kerja turbin yang harus disimpan. Besarnya kompresor dapat diubah sesuai dengan keinginan jangka waktu kerja kompresor untuk mengisi reservoar sampai penuh.
Instalasi Huntorf direncanakan untuk membangkitkan listrik untuk memikul beban puncak sehari-hari, pada waktu 2 jam kerja dengan beban penuh.

Keuntungan proses turbin gas dengan reservoar udara

Pada pusat listrik tenaga air yang menggunakan instalasi turbin pompa dengan reservoar (lihat 1.11) baru bisa bekerja bila sudah tersedia tinggi jatuh, reservoar atas dan reservoar bawah penyimpan air. Instalasi pembangkit listrik yang menggunakan turbin gas dengan reservoar bisa dibangun di tanah yang datar. Harga instalasi turbin gas dengan reservoar lebih murah daripada instalasi hidraulik turbin pompa dengan reservoar, untuk besar daya yang sama. Harga listrik (Rupiah/kW) yang dihasilkan turbin gas dengan reservoar lebih murah daripada harga listrik yang dihasilkan turbin gas normal karena daya listrik yang dihasilkan mesin waktunya sangat tepat dan semuanya habis dipakai. Daya yang dihasilkan turbin tergantung kepada besarnya temperatur gas sebelum masuk ke dalam turbin, dan bisa 20 sampai 40% lebih besar daripada daya yang dipakai untuk menggerakkan kompresor udara. Kebutuhan panas spesifik turbin gas dengan reservoar ini kurang lebih 5800 kJ/kW jam, dan kebutuhan panas tersebut bisa diperkecil sampai 4600 KJ/kW, bila udara yang keluar dari reservoar sebelum dimasukkan ke dalam ruangan bakar tekanan tinggi dipanaskan lebih dahulu dengan gas bekas dari turbin tekanan rendah (400°C). Pada instalasi hidraulik turbin pompa dengan reservoar daya yang dihasilkan kurang lebih 20% lebih kecil daripada daya yang digunakan untuk menggerakkan pompa air.

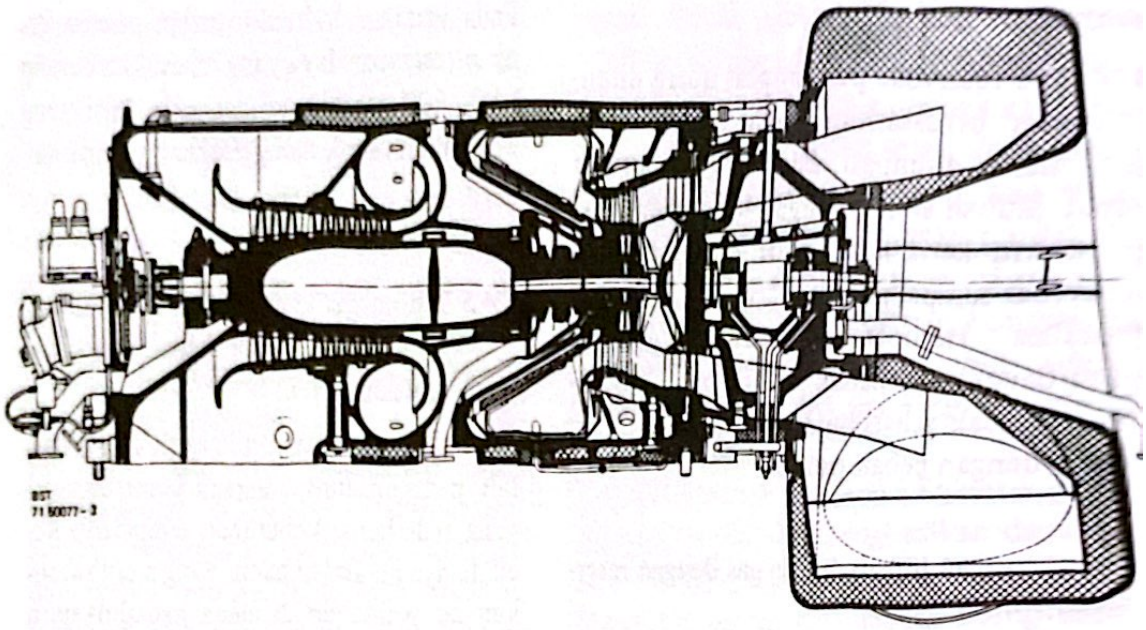
3.4.5 Turbin gas yang dipakai untuk menggerakan kompresor, kapal, kereta api dan auto mobil

Turbin gas sudah nyata banyak sekali daerah penggunaannya, karena konstruksinya yang sederhana, kebutuhan tempatnya kecil, hanya peralatan bantu yang membutuhkan air pendingin di mana jumlahnyapun cuma sedikit, biaya untuk melayaninya cuma sedikit dan dalam beberapa hal bisa bekerja dengan automatis.

Turbin gas dengan konstruksi dua poros untuk menggerakan kompresor

Gambar 3.4.23 memperlihatkan turbin gas dengan dua poros. Turbin gas ini mempunyai tiga tingkat. Yang dua tingkat rotornya jadi satu menjadi rotor turbin kompresor; Tingkat yang satunya lagi mempunyai poros tersendiri dengan kecepatan putar yang berlainan dan melalui kopling gigi digunakan untuk menggerakan pompa atau kompresor dll.-nya.
Data-data turbin ini adalah sebagai berikut:
Daya yang dihasilkan 3 MW sampai 4 MW;
Kecepatan putar poros I = 7300 ^{1}/menit;
Perbandingan kompressi π = 4,5; Temperatur gas sebelum masuk turbin 790°C;
Kapasitas udara m_s = 34,5 Kg/detik.
Kedua turbin ditumpu dari satu sisi. Bantalan rotor dari kompresor dan turbin I ditempatkan di suatu ruangan di mana udara pendingin bisa mengalir. Turbin untuk daya yang dihasilkan juga ditumpu pada satu sisi, di bagian bawahnya adalah saluran oli pelumas dan yang ada di bagian atasnya adalah saluran udara pendingin masuk.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.4.23 Turbin gas dengan daya yang dihasilkan 3000 kW dengan konstruksi dua poros untuk menggerakan mesin yang kecepatan putarnya bisa berubah, misalnya dipakai untuk menggerakan kompresor atau pompa sentrifugal; Sulzer.

Keuntungan penggunaan konstruksi turbin ini adalah turbin hanya membutuhkan sebuah rumah dan poros turbin yang kedua "yang bisa berputar bebas" kecepatan putarnya bisa cocok dengan mesin yang digerakan turbin tersebut, selain itu kecepatan putarnya bisa dirubah-ubah.

Turbin gas untuk menggerakan kompresor saluran gas jarak jauh

Panjang saluran untuk mengalirkan gas bumi Transcanada-Pipeline lebih dari 6000 Km, dan untuk mengalirkan gas bumi tersebut didirikan 37 buah stasiun kompresor, proses kerja pengaliran gas bumi ini menempuh suatu keadaan iklim yang sulit. Kompresor untuk mengalirkan gas bumi tersebut di atas digerakan oleh turbin gas yang digunakan untuk menggerakan pesawat terbang, di mana turbin ini akan bekerja secara terus menerus. Dengan adanya pendinginan udara temperatur gas segar sebelum masuk ke turbin bisa dibuat sampai 1000°C. Tiap 20 000 jam kerja harus diadakan pemeriksaan.

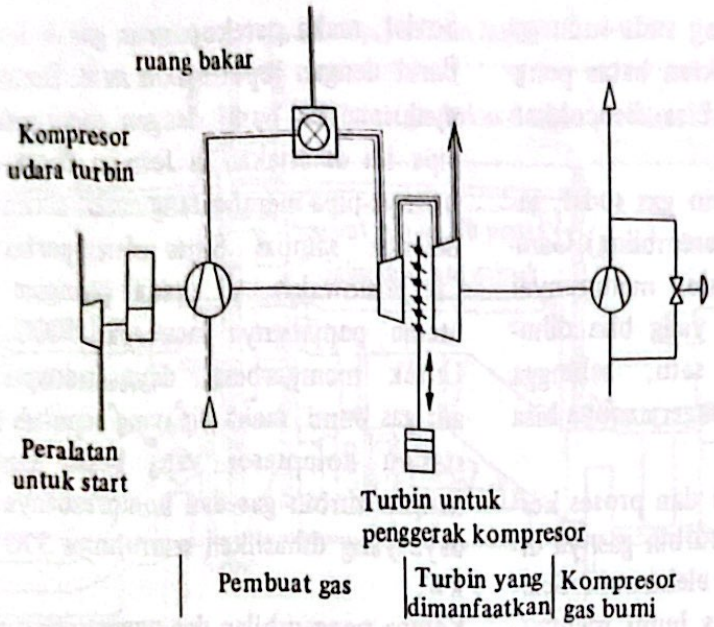
Selanjutnya banyak sekali stasiun yang bekerja sendiri di Kanada, USA, USSR, Inggris, Negeri Belanda dan di Jerman.

Selanjutnya untuk instalasi yang mulai tahun lalu bekerja, akan dibahas secara singkat.

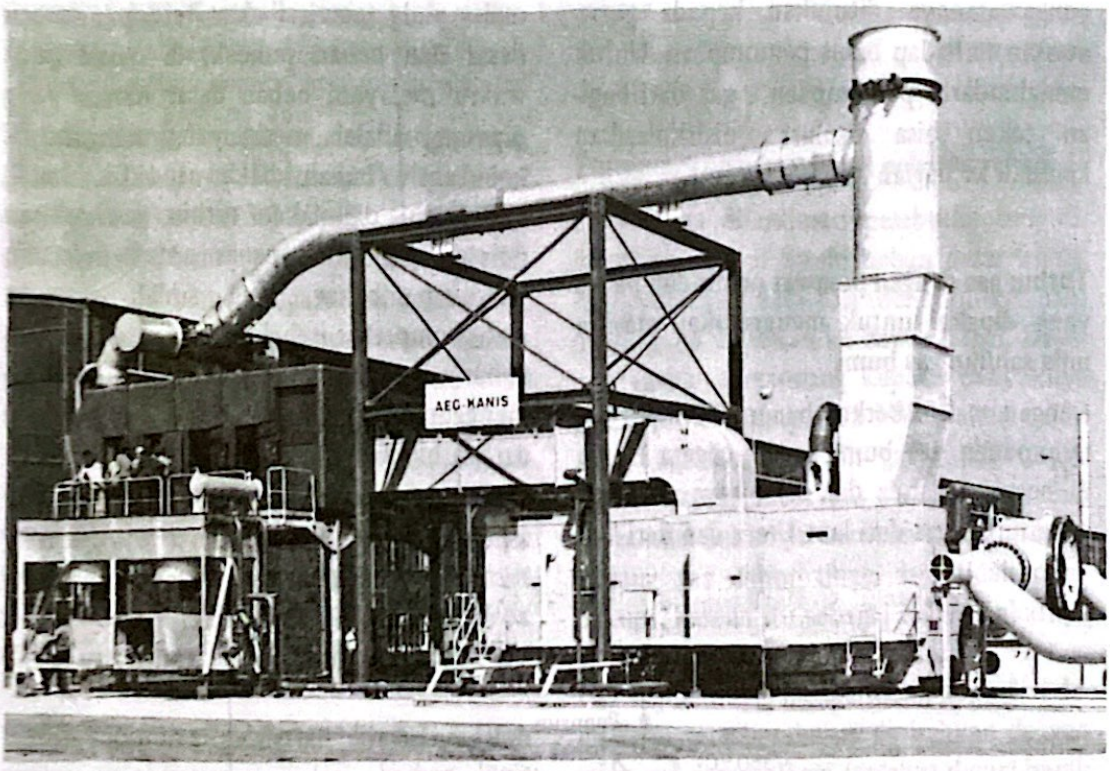
Saluran pipa gas bumi di Uni Soviet dari Orenburg ke Chust

Tiap hari gas bumi sebanyak $80 \cdot 10^6 m^3$ dialirkan melalui pipa ke arah timur-barat dengan menempuh jarak lebih dari 2800 Km. Faktor penunjang untuk melaksanakan proyek ini adalah tersedianya stasiun kompresor, yang bisa menanggulangi adanya kerugian tekanan, selain itu juga pembuatan pipa dengan diameter 1400 mm yang bisa dipakai untuk tekanan kerja 75 bar. Penggunaan kompresor sentrifugal kecepatan tinggi yang digerakan oleh turbin gas kecepatan tinggi adalah baik sekali untuk tujuan ini. Sebagian kecil dari gas bumi yang diangkut/dialirkan di dalam

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.4.24. Skema suatu turbin gas yang dipakai di industri dengan konstruksi dua poros lengkap dengan kompresor gas bumi.



Gambar 3.4.25 Pekerjaan lapangan dari AEG-Kanis di Essen, ketika membuat sebuah instalasi dari 65 buah instalasi turbin gas untuk menggerakan kompresor gas bumi, bagi 14 stasiun pipa saluran gas bumi pesanan dari VO Machino-import, UdSSR. Tiap-tiap mesin masing-masing memberikan daya sekitar 10 000 KW.

pipa tersebut digunakan sebagai bahan bakar turbin gas penggerak kompresor; karena menggunakan turbin gas dengan konstruksi dua poros, maka kecepatan putar kompresor bisa diatur dan tidak tergantung kepada kecepatan putar turbin, Gambar 3.4.24. Di antara turbin tingkat pertama dengan turbin tingkat kedua dihubungkan

Dipindai dengan CamScanner

dengan roda pengarah yang sudu-sudunya dapat diatur. Dengan demikian batas pengaturan dari kondisi kerja bisa dicocokkan dengan baik.

Bagian-bagian stasiun turbin gas sudah sejak dari pabrik dipasang (asembling), Gambar 3.4.25. Tiap-tiap stasiun mempunyai banyak sekali komponen yang bisa dihubungkan/dipasang jadi satu, sehingga dengan demikian waktu pengerjaannya bisa dilakukan secara paralel.

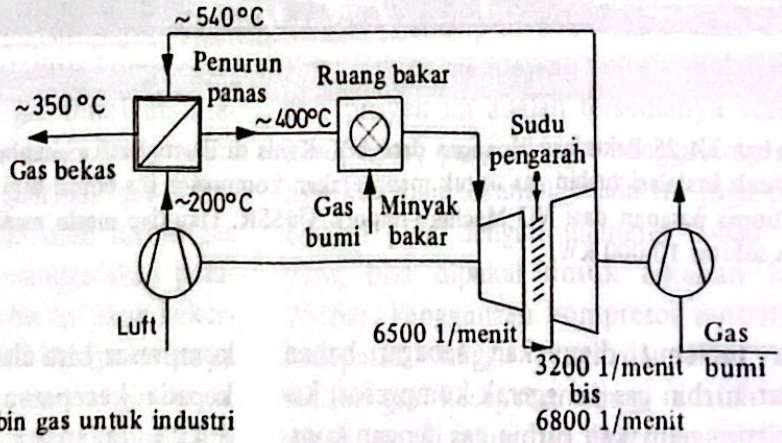
Tiap stasiun tidak diawasi dan proses kerjanya dilayani dari jauh, turbin gasnya diatur dengan menggunakan elektronik. Selain itu juga kompresor gas bumi mempunyai pengawasan dan pengaturan, di mana pengawasannya ditujukan kepada pengawasan terhadap batas pemompaan. Untuk menghindari "pemompaan", gas dari bagian tekan bisa disalurkan/disirkulasikan kembali ke bagian isap kompresor.

Turbin gas dengan pesawat pemindah panas yang dipakai untuk menggerakan stasiun pipa saluran gas bumi

Dengan makin berkembangnya tempat penyimpanan gas bumi negara-negara Eropa di negeri Belanda dan selanjutnya adanya pengiriman gas dari laut Utara dan dari Uni Soviet, maka perekonomian gas di Jerman Barat dengan cepat makin naik. Sistim penyaluran gas bumi dengan menggunakan pipa ini dikerjakan di Jerman Barat, panjangnya pipa membentang mulai dari negeri Belanda sampai Swiss dan perbatasan Czechoslowakia, di mana jaringan pipa utama panjangnya mencapai 5000 Km. Untuk memperbesar daya transportasi/alir gas bumi, maka dipasang sepuluh buah stasiun kompresor yang besar komplit dengan turbin gas dan kompresornya dan daya yang dihasilkan seluruhnya 330 000 kW.

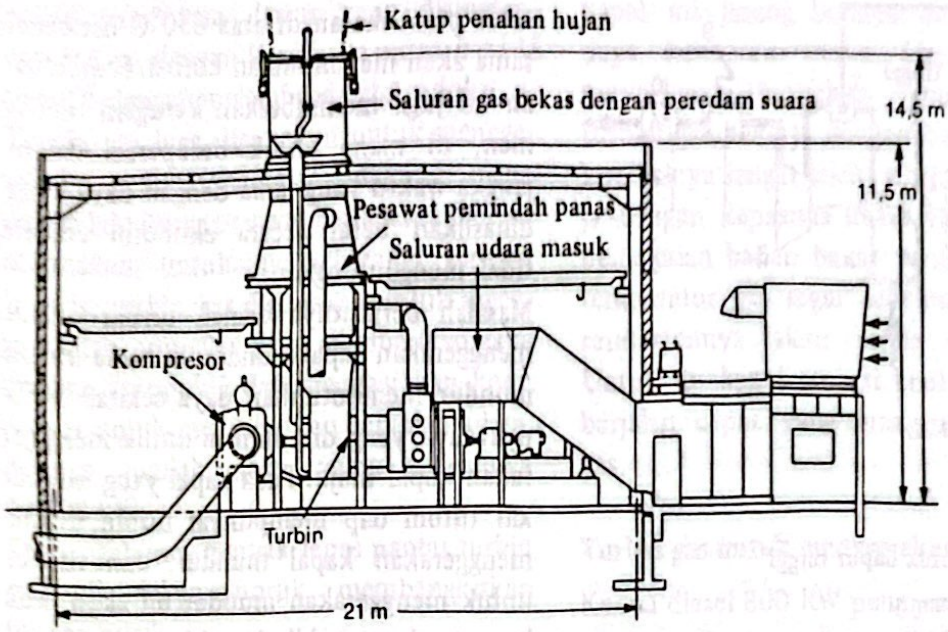
Karena pengambilan dan penggunaan gas di musim dingin dan musim panas berbeda, maka pada instalasi akan terdapat beban dasar dan beban puncak, di mana pada waktu melayani beban dasar mesin yang dipasang adalah mesin yang mempunyai kebutuhan bahan bakar spesifik kecil. Untuk itu digunakan turbin gas dengan pesawat pemindah panas untuk industri, udara pembakar yang sudah ditekan oleh kompresor sebelum masuk ke ruang bakar dipanaskan lebih dahulu dengan menggunakan panas gas bekas yang keluar dari turbin, Gambar 3.4.26.

Daya yang dihasilkan turbin gas adalah 10 000 kW.



Gambar 3.4.26 Skema turbin gas untuk industri dengan konstruksi dua poros dan menggunakan pesawat pemindah panas (Rekuperator).

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.4.27 Konstruksi dari sebuah stasiun kompresor

Ukuran-ukuran utama stasiun kompresor (Werne, dekatnya Dortmund) diperlihatkan pada Gambar 3.4.27. Di sana empat saluran gas bumi yang utama bertemu, di mana gas bumi dengan nilai kalor yang berbeda dan gas dari dapur kokas dicampur jadi satu untuk mendapatkan satu kwalitet. Di Stasiun kompresor tekanan gas sekitar 50 bar dinaikan sampai maksimum menjadi 67,5 bar. Stasiun bekerja tanpa membutuhkan manusia dan semuanya serba automatis. Dengan adanya peredam suara, maka pada jarak 400 m besarnya taraf intensitas suara tidak lebih dari 35 dB (A)?

Yang meminta perhatian khusus adalah sistim pengaturan instalasi, karena pada waktu start atau menghentikan ada pengaruhnya terhadap pemuaian akibat panas, sebab selisih temperatur di pelat pesawat pemindah panas sangat besar dan pada saat membuka atau menutup saluran gas bumi jarak jauh harus dihindari jangan sampai terjadi "pemompaan". Kompresor gas bumi jarak jauh dibuat sebagai kompresor radial satu tingkat.

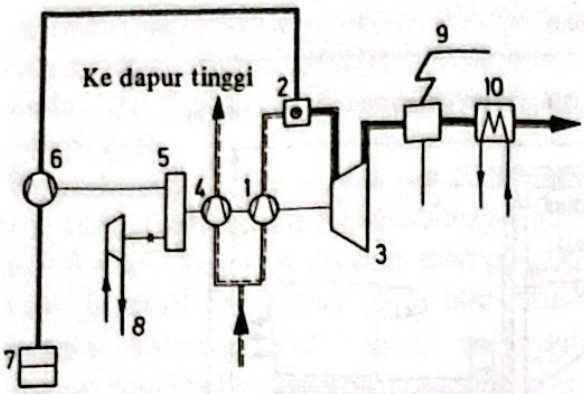
Turbin gas untuk industri peleburan besi

Turbin gas di industri peleburan besi digunakan sebagai mesin beban dasar untuk menyediakan udara dan menimbulkan arus angin guna dialirkan ke dapur tinggi. Dayanya turbin tergantung kepada banyaknya gas 5000 kW sampai 15 MW. Bahan bakar yang digunakan adalah gas dapur tinggi. Karena unsur-unsur gas dapur tinggi dan harga nilai bakarnya berubah-ubah, kadang-kadang gas dapur tinggi saja tidak mencukupi, karena itu sebagai bahan bakarnya ditambah dengan minyak bakar.

Gas dapur tinggi mengandung debu dan debu-debu tersebut harus dipisahkan dengan jalan gas dapur tinggi tersebut dicuci basah atau disaring dengan saringan listrik.

Gas dapur tinggi ketika keluar dari dapur tinggi tidak bertekanan, karena itu dibutuhkan kompresor tambahan yang kecil dengan kecepatan tinggi untuk menekan dan mengalirkan gas dapur tinggi ke ruang bakar, lihat Gambar 3.4.28. Dalam industri peleburan besi dibutuhkan uap dan air panas, jadi untuk itu gas bekas dari turbin

Dipindai dengan CamScanner



Udara pembakar
Ruang bakar
3 turbin gas
4 Kompresor untuk dapur tinggi
5 Roda gigi transmisi
6 Kompresor gas dapur tinggi
7 Saringan
8 Turbin uap untuk start
9 Ketel yang menggunakan panas gas bekas
10 Pembuat air panas

Gambar 3.4.28 Skema turbin gas dengan bahan bakar gas dapur tinggi yang digunakan untuk menyediakan dan menghembuskan angin ke dapur tinggi, dan penggunaan panas sisa dari gas bekas.

gas dipakai untuk membikin uap dan air panas. Turbin ga. dalam gambar ini menggunakan turbin uap untuk start.

Turbin gas sebagai penggerak kapal

Turbin gas dengan daya yang besar untuk dipakai sebagai penggerak kapal bisa bersaing dengan turbin uap dan motor/mesin Diesel, meskipun keuntungan penggunaan turbin gas adalah beratnya yang ringan dan tempat yang digunakan hanya sedikit, tetapi turbin gas belum bisa menggantikan peranan turbin uap dan motor Diesel. Alasannya adalah adanya masalah khusus tentang kandungan garam yang tinggi di dalam udara pembakar. Unsur Na dan belerang yang dikandung bahan bakar pada temperatur pembakaran di atas 850°C bersama-sama akan menimbulkan korosi. Pembatasan ini juga menimbulkan kerugian randemen, di mana untuk beroperasi dalam jangka waktu yang lama dengan daya yang dihasilkan besar secara ekonomi adalah tidak menguntungkan.

Masalah berikutnya adalah turbin untuk menggerakan kapal mundur, di mana untuk mundur membutuhkan daya sekitar 30% nya daya yang dibutuhkan untuk menggerakan kapal maju. Pada kapal yang memakai turbin uap mempunyai turbin untuk menggerakan kapal mundur, dan turbin untuk menggerakan mundur ini akan ikut berputar kosong bila kapal bergerak maju, sedangkan untuk kapal yang memakai mesin diesel untuk mundur bisa langsung dirubah. Pada kapal yang digerakan dengan turbin gas untuk menggerakan kapal mundur diperlukan roda gigi pemindah atau propeller (kipas) yang bisa diatur.

Di akhir tahun lalu empat buah kapal Container (peti kemas) yang besar 31 000 BRT, dibuat dengan menggunakan turbin gas sebagai mesin penggeraknya. Untuk itu didapat suatu konsentrasi daya yang besar, kapal berlayar dengan kecepatan tinggi 50 Km/jam, kapal mempunyai waktu berhenti (sandar/docking) yang singkat, di mana berdasarkan pertimbangan ekonomi semua peralatan penggerak sebagai bagian yang kompak langsung diganti, dari pada kapal harus berhenti dalam jangka waktu yang lama karena mesinnya di overhaul (turun mesin). Untuk kapal ini dilengkapi dengan dua buah mesin penggerak pesawat terbang dengan daya yang dihasilkan 23 000 kW, n = 3000 1/menit dan gas bekas dari turbin penggerak pesawat terbang ini digunakan untuk menggerakan turbin gas yang menghasilkan daya yang berguna. Selanjutnya turbin gas yang menghasilkan daya yang berguna tersebut dipakai untuk memutar empat buah kipas pro-

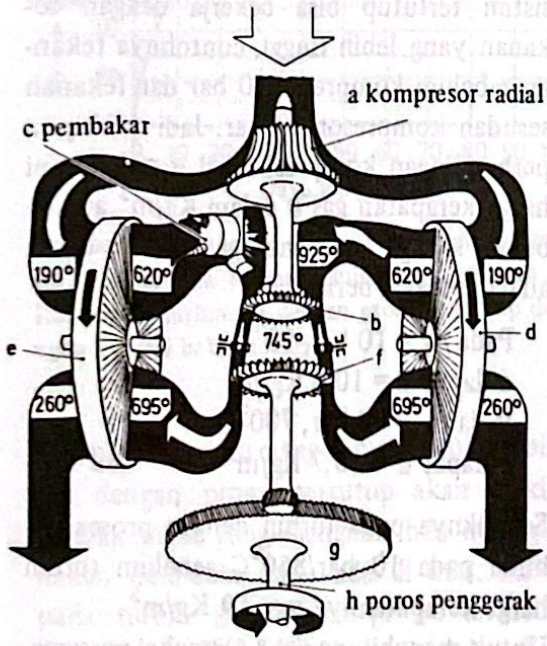
Dipindai dengan CamScanner

peller yang bisa diatur yang diameternya 9,4 m, dengan kecepatan putar $n = 135$ menit^{-1} dengan melalui roda gigi reduksi.

Turbin gas juga digunakan untuk menggerakkan pesawat bantalan udara, di mana dalam lalu lintas pesawat bantalan udara ini digunakan untuk menyeberangi terusan Inggris, turbin gas digunakan untuk menggerakkan propeller yang memberikan gaya dorong (propulsi) dan menggerakan kompresor untuk mendapatkan bantalan udara, dengan jumlah daya yang seluruhnya 12500 kW.

Di pengeboran minyak lepas pantai turbin gas digunakan untuk membangkitkan tenaga listrik.

Di kapal perang di mana berat dan besarnya tempat yang dibutuhkan mempunyai arti yang sangat besar. Tetapi di lain pihak kapal ini jarang berlayar dengan seluruh daya kekuatan mesin (dengan kondisi mesin yang berbeban penuh) dan bila turbin gas bekerja dengan beban sebagian kondisinya sangat jelek, sebab untuk bekerja dengan kapasitas udara yang sama dan pemakaian bahan bakar yang lebih sedikit temperatur gas segar sebelum turbin dan randemennya akan jatuh makin kecil. Untuk itu kapal seperti boat (kapal) yang berjalan cepat yang menggunakan turbin gas.



a kompresor radial; b Turbin tekanan tinggi; c pembakar; d,e regenerator; f Turbin tekanan rendah g Roda gigi reduksi; h poros penggerak;

Angka-angka menunjukkan kondisi turbin pada saat bekerja dengan beban penuh.

Gambar 3.4.29 Turbin gas penggerak auto mobil dengan peralatan pemindah panas regenerative yang bisa berputar perlahan-lahan.

Turbin gas untuk menggerakan kereta api

Kedua diesel 800 kW penggerak lokomotif kereta api antar kota di Jerman Barat diganti dengan empat buah turbin gas 800 kW. Dengan demikian daya dari lokomotif tersebut dua kali lipat tanpa ada penambahan berat mesin yang berarti beban yang bekerja di rel kereta apipun tidak bertambah.

Turbin gas untuk menggerakan auto mobil

Meskipun turbin gas mempunyai sifat-sifat yang baik untuk menggerakan truck dan mobil penumpang misalnya sebagai mesin yang berporos dua mempunyai jalannya momen puntir yang menguntungkan, kerapatan daya yang tinggi, tidak membutuhkan air pendingin, jalannya lebih tenang tidak berisik, tempat pembakarannya lebih sederhana, gas bekasnya bebas asap di mana dahulu hal ini tidak mungkin untuk bisa dilakukan.

Kesulitan yang paling utama terhadap penggunaan turbin gas untuk mobil adalah boros bahan bakar. Sedangkan untuk bisa agak menghemat bahan bakar adalah temperatur gas sebelum turbin dinaikan dan perbandingan kompresi di kompresor dipertinggi. Sejak dahulu sudah dilakukan penelitian dan percobaan terhadap konstruksi yang berbeda-beda, yang dilaksana-

Dipindai dengan CamScanner

kan dengan menggunakan kompresor radial satu tingkat.
Untuk mendapatkan harga perbandingan kompresi yang tinggi kompresornya harus dibuat bertingkat banyak, dengan demikian harga instalasi menjadi lebih mahal dan kebutuhan tempatnya pun akan lebih besar. Untuk menurunkan temperatur gas bekas dari turbin dan menaikkan temperatur udara yang telah ditekan kompresor, instalasi harus dilengkapi dengan peralatan pemindah panas, lihat Gambar 3.4.29. Di tempat ini terjadi kerugian tekanan dan jumlah udara. Ukuran sudu-sudu kompresor dan sudu-sudu turbin kecil, randemen sudu tidak bisa mencapai harga seperti harganya mesin yang lebih besar dan bertingkat banyak. Sekarang sedang dinantikan adanya sebuah turbin gas dengan daya yang lebih besar dari 400 kW untuk penggerak mobil, karena bila bisa dilakukan perbaikan randemen, turbin gas diharapkan bersaing dan memberikan penyelesaian yang ekonomis masalah penggerak mobil.

3.4.6 Instalasi turbin gas untuk proses tertutup

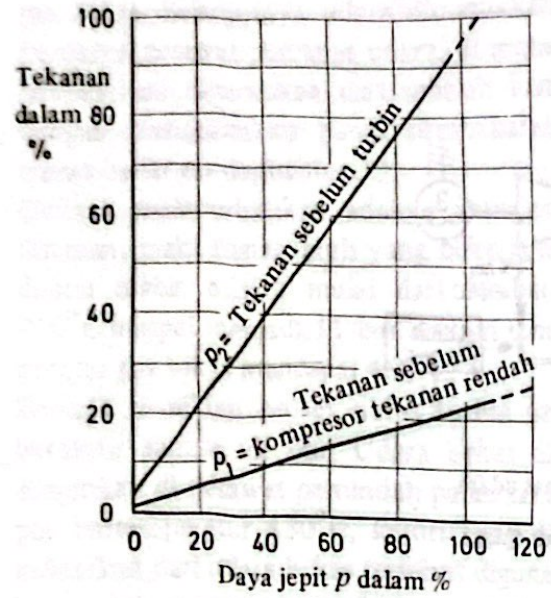
Dasar-dasarnya secara teoritis telah dibahas dalam bab 3.1.6 dan Gambar 3.1.14, di mana semua ketentuan-ketentuan yang terdapat pada turbin gas proses terbuka tetap berlaku. Seperti pada proses terbuka untuk proses tertutup randemennya tergantung kepada perbandingan kompresi dan temperatur gas segar sebelum turbin.
Keuntungan proses tertutup adalah fluida kerja (udara, helium) yang mengalir melalui kompresor dan turbin lebih bersih. Debu atau abu yang berkumpul dan menempel di kompresor dan turbin tidak ada, serta korosipun tidak bisa terjadi.
Keuntungan selanjutnya adalah bahan bakar yang digunakan boleh yang murah, misalnya minyak berat, gas dapur tinggi, serbuk batu bara, arang coklat, lumpur batu bara, karena panas hasil pembakaran bahan bakar tersebut digunakan memanaskan alat pemanas yang berada sebelum turbin. Di dalam alat pemanas tersebut mengalir fluida kerja yang bersih yang dipanaskan, bandingkan dengan pesawat pemanas lanjut di dalam ketel uap.
Keburukannya proses tertutup adalah membutuhkan pesawat pemanas yang mempunyai luas panas yang besar, membutuhkan pesawat pemindah panas untuk memanaskan udara setelah keluar dari kompresor dan juga memerlukan pesawat untuk mendinginkan udara, koeffisien perpindahan panas pada pesawat pemindah panas pada gas/gas adalah kecil.
Keuntungannya adalah ukuran turbin dan kompresor kecil. Siklus proses turbin gas sistim tertutup bisa bekerja dengan tekanan yang lebih tinggi, contohnya tekanan sebelum kompresor 10 bar dan tekanan sesudah kompresor 40 bar. Jadi meskipun perbandingan kompresi kecil $\pi = 4$, tetapi harga kerapatan gas ϱ dalam Kg/m^3 adalah besar, sebagai perbandingan untuk udara adalah sebagai berikut :

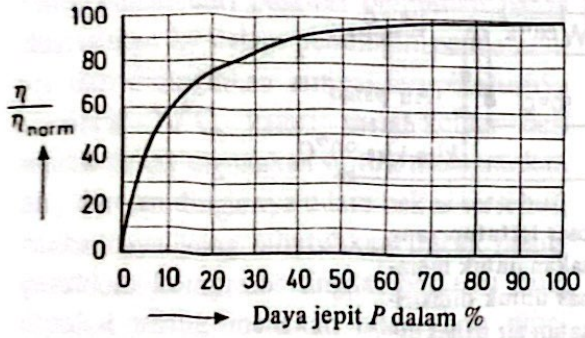
Pada $p_1 = 10$ bar, 50°C
didapat $\varrho = 10{,}6\ Kg/m^3$
Pada $p_2 = 40$ bar, 700°C
didapat $\varrho = 13{,}7\ Kg/m^3$

Sebaliknya pada turbin dengan proses terbuka pada 10 bar/850°C sebelum turbin harga kerapatannya $\varrho = 3{,}0\ Kg/m^3$.
Untuk menghitung daya memakai persamaan $P = m_s \cdot h \cdot \eta$, di mana m_s adalah kapasitas masa gas dalam Kg/detik. Jadi kapasitas udara mempunyai peranan yang penting dalam menentukan daya, sebagai contoh untuk tingkat pertama dari kompresor mempunyai $\dot{m}_s = V_s \cdot \varrho$ dalam $(m^3/detik) \cdot (kg/m^3) = Kg/detik$. Pada penampang aliran yang sama yaitu diameter tingkat

Dipindai dengan CamScanner

PERPUSTAKAAN D III F. TEKNIK





Gambar 3.4.30 Atas : Daya yang dihasilkan tergantung kepada tekanan fluida kerja. Bawah : Randemen turbin gas dengan proses tertutup dengan kondisi beban sebagian.

dan panjang sudu yang sama, untuk turbin gas dengan proses tertutup akan makin banyak masa yang mengalir, bila menggunakan data-data yang ada di atas, maka pada turbin gas dengan proses tertutup banyaknya udara yang mengalir dalam Kg/detik adalah 13,7 : 3 = 4,5 kalinya, dengan demikian untuk panas jatuh h yang sama daya yang dihasilkan turbin gas sistim tertutup 4,5 kali lipatnya daya yang dihasilkan turbin gas sistim terbuka.

Untuk mengatur atau mengubah besarnya daya yang dihasilkan turbin dilakukan dengan tidak merubah banyaknya bahan bakar, melainkan dengan jalan mengatur jumlah masa fluida kerja yang bekerja. Jadi misalnya untuk menurunkan daya turbin dilakukan dengan jalan mengeluarkan fluida kerja dari peredaran. dengan demikian tekanan fluida kerja akan turun, kerapatannya juga turun. Kapasitas volume fluida kerja V_s kurang lebih tetap sama, karena itu perbandingan aliran di sudu-sudu tetap sama, sehingga dengan demikian randemennya dalam daerah yang luas tetap konstan, lihat Gambar 3.4.30.

Sedangkan bila daya yang dihasilkan turbin akan dinaikkan, maka melalui kompresor pengisi fluida kerja ditekan masuk ke dalam peredaran siklus proses tertutup.

Turbin gas sistim tertutup yang dipakai juga untuk pusat tenaga panas

Instalasi turbin gas sistim tertutup digunakan untuk memutar generator pembangkit listrik dan waktu yang sama juga digunakan untuk memuat air panas untuk aliran distribusi panas jarak jauh.

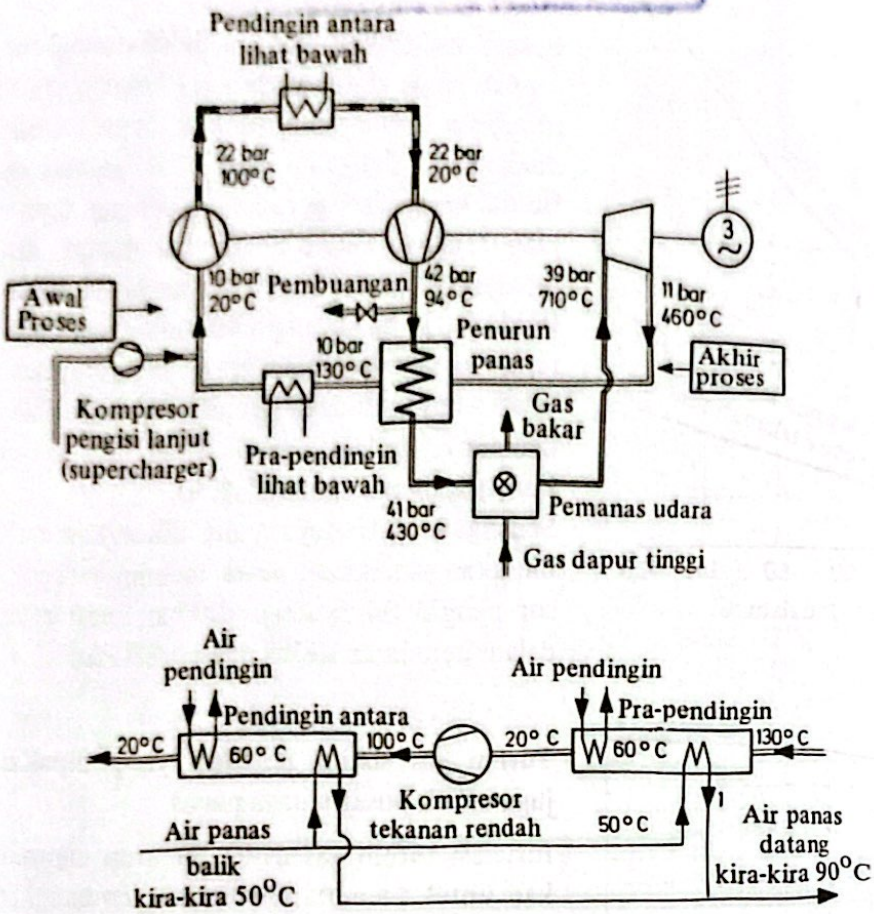
Skema instalasi tersebut di atas terdapat pada Gambar 3.4.31 dan akan dibahas secara singkat.

Instalasi turbin gas dengan sistim tertutup ini bekerja dengan menggunakan udara sebagai fluida kerjanya. Bahan bakarnya adalah gas dapur tinggi yang diperoleh dari dapur tinggi tempat peleburan besi.

Daya yang dihasilkan turbin digunakan untuk membangkitkan tenaga listrik, maksimal 1700 kW; selain itu juga digunakan untuk memanaskan air dari 50°C (temperatur air masuk) sampai menjadi 90°C (temperatur air keluar), maksimal 70 000 KJ/jam. Jadi mesin ini bisa memberikan tenaga listrik dan panas dengan memanfaatkan energi bahan bakar semaksimal mungkin.

Siklus proses dimulai dari kompresor 1 dengan kondisi udara sebelum masuk ke

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.4.31 Skema instalasi turbin gas dengan proses tertutup yang bekerja dengan udara sebagai fluida kerja, dan digunakan untuk membangkitkan tenaga listrik serta menyediakan air panas untuk didistribusikan melalui saluran air panas jarak jauh. Pembuatan air panas dilakukan dengan proses memanfaatkan panas yang dikeluarkan.

kompresor p_1 = 10 bar, 20°C, di mana udara tersebut didapat dari pesawat pendingin pendahuluan. Udara tersebut kemudian ditekan oleh kompresor sampai bertekanan 22 bar (π = 2,2) dan pada waktu yang sama temperatur udara naik menjadi 100°C.

Untuk menghemat kerja kompresi, maka udara sebelum ditekan lebih lanjut udara tersebut didinginkan sekali lagi di pesawat pendingin antara sampai bertemperatur 20°C.

Selanjutnya udara tersebut dimampatkan lagi sampai bertekanan 42 bar (π = 1,9), dan temperaturnya naik menjadi 94°C. Jadi perbandingan kompresi seluruhnya adalah 42/10 = 4,2. Dengan adanya pendingin antara daya yang dibutuhkan untuk menggerakan kompresor akan lebih kecil, yang berarti daya yang tersedia di kopling turbin untuk menggerakan generator bertambah.

Bila daya yang dihasilkan turbin harus dikurangi, maka katup saluran udara keluar di belakang kompresor yang kedua dibuka, sehingga sebagian dari udara kompresi tersebut bisa keluar ke atmosfir.

Udara tekan yang keluar dari kompresor tersebut kemudian dialirkan masuk ke dalam pesawat pemindah panas. Di sini udara dipanaskan sampai bertemperatur 430°C dengan menggunakan panas dari

Dipindai dengan CamScanner

gas bekas. Selanjutnya udara dimasukkan ke dalam pesawat pemanas udara, di mana pesawat ini dipanaskan dari sebelah luar dengan menggunakan panas pembakaran bahan bakar gas dapur tinggi.
Dengan memperhatikan adanya kerugian tekanan, maka panas jatuh yang bekerja di dalam turbin adalah mulai dari 39 bar/ 710°C sampai menjadi 11 bar dengan temperatur gas bekas mencapai 460°C.
Dengan demikian proses siklus turbin gas berakhir sampai di sini. Udara bekas didinginkan di pesawat pemindah panas sampai bertemperatur 130°C, kalori yang dikeluarkan dari udara bekas tersebut digunakan untuk memanaskan udara yang keluar dari kompresor. Selanjutnya udara bekas yang keluar dari pesawat pemindah panas dimasukan ke dalam pendingin pendahuluan dan didinginkan sampai temperaturnya menjadi 20°C, kalori yang keluar dari udara bekas digunakan untuk memanaskan air, dengan dinginnya udara bekas tersebut, maka daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan kompresor tingkat pertama yang dipakai untuk menekan udara bisa dihemat. Bila turbin harus menyediakan daya yang lebih besar, maka hal ini bisa dilakukan dengan pertolongan kompresor pengisi untuk memasukkan udara ke dalam proses, sehingga tekanan dari fluida kerja akan makin tinggi.

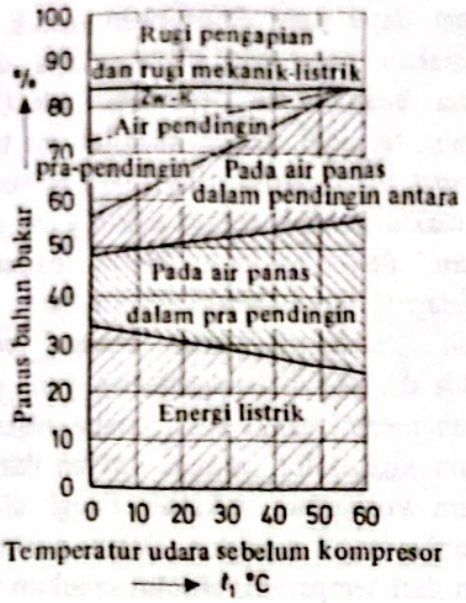
Peredaran siklus air panas

Gambar 3.4.31 yang bagian bawah menunjukkan peredaran siklus air panas yang memanfaatkan panas yang dikeluarkan udara bekas. Pemanasan air dari 50°C menjadi 90°C dilakukan di dalam pesawat pendingin pendahuluan dan pesawat pendingin antara.
Pada saat yang sama udara yang berproses di siklus turbin uap bisa didinginkan dengan maksud untuk supaya bisa menghemat daya yang dibutuhkan untuk menggerakan kompresor. Selanjutnya didapat dua buah siklus pemanasan air (hitam) yang terpisah. Dalam masalah ini bisa didapat suatu sistim pengaturan beban yaitu "makin banyak tenaga listrik yang dihasilkan" dan "makin sedikit air panas yang didapat" atau sebaliknyapun juga mungkin. Prosesnya adalah sebagai berikut: Bila diinginkan tenaga listrik yang dihasilkan turbin makin besar, maka udara sebelum kompresor tekanan rendah dan sebelum kompresor tekanan tinggi didinginkan sedingin mungkin. Dalam perbandingan dari temperatur absolut sebelum turbin, daya yang diperlukan untuk menggerakan kompresor akan turun, dengan demikian daya untuk kompresor bisa dihemat dan hal ini berarti daya yang dipakai untuk menggerakkan generator listrik bertambah. Pembuatan air panas diatur dengan banyaknya air pendingin. Bila air pendingin dikeluarkan, maka temperatur udara sebelum dan sesudah kompresor serta temperatur peredaran siklus akan naik. Sebagai akibat temperatur atau kapasitas dari air panas akan bertambah.
Selanjutnya pada Gambar 3.4.32 dapat dilihat grafik keseimbangan panas dari jalannya proses perubahan temperatur pada turbin gas dengan sistim tertutup. Luasan yang diarsir merah menunjukan banyaknya energi yang bisa digunakan. Dan hal ini tergantung kepada pembagian antara dipakai untuk membangkitkan energi listrik atau energi panas. Panas yang bisa digunakan adalah sekitar 50% sampai 83% dari energi panas hasil pembakaran gas dapur tinggi yang dimasukan ke dalam proses.

Catatan : ***Turbin gas proses tertutup yang menggunakan Helium sebagai fluida kerja***

Di dalam turbin gas proses tertutup setiap gas bisa digunakan sebagai fluida kerja.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.4.32 Grafik keseimbangan panas dari turbin gas dengan proses tertutup, yang pada waktu bersamaan digunakan untuk membangkitkan energi listrik dan energi panas, yang tergantung kepada temperatur udara sebelum kompresor.

Untuk masalah ini digunakan Helium karena sifat-sifatnya yang menarik, antara lain: Kapasitas panas spesifiknya 5 kali lipat lebih besar daripada udara; Pada standar temperatur yang sama akan didapat panas jatuh yang bekerja di dalam turbin 5 kali lipat pula; Kecepatan suara 3 kali lebih besar dari pada udara. Terutama untuk sudu-sudu kompresor dapat dibuat dengan kecepatan yang lebih tinggi, dan ukurannya lebih kecil.

Kerugian tekanan di dalam pipa-pipa saluran dan pesawat pemindah panas adalah lebih kecil; dengan pemilihan kecepatan aliran yang lebih tinggi ukuran-ukuran luas pemanasan dan luas pendinginan bisa dibuat 2 sampai 3 kali lebih kecil, di mana hal ini mempunyai pengaruh terhadap harga instalasi.

Pada proses tenaga nuklir Helium tidak bisa diaktifkan dan tak ada hubungan kimia.

Suatu instalasi tenaga panas yang skemanya mirip Gambar 3.4.31 memakai helium sebagai fluida kerja dari Gutehoffnungshutte Oberhausen-Sterkrade sudah beroperasi sejak beberapa tahun yang lalu. Daya maksimum yang dihasilkan turbin 50 MW dan 200 GJ/jam air panas dengan 40°C dan 120°C dapat diserahkan ke saluran distribusi.

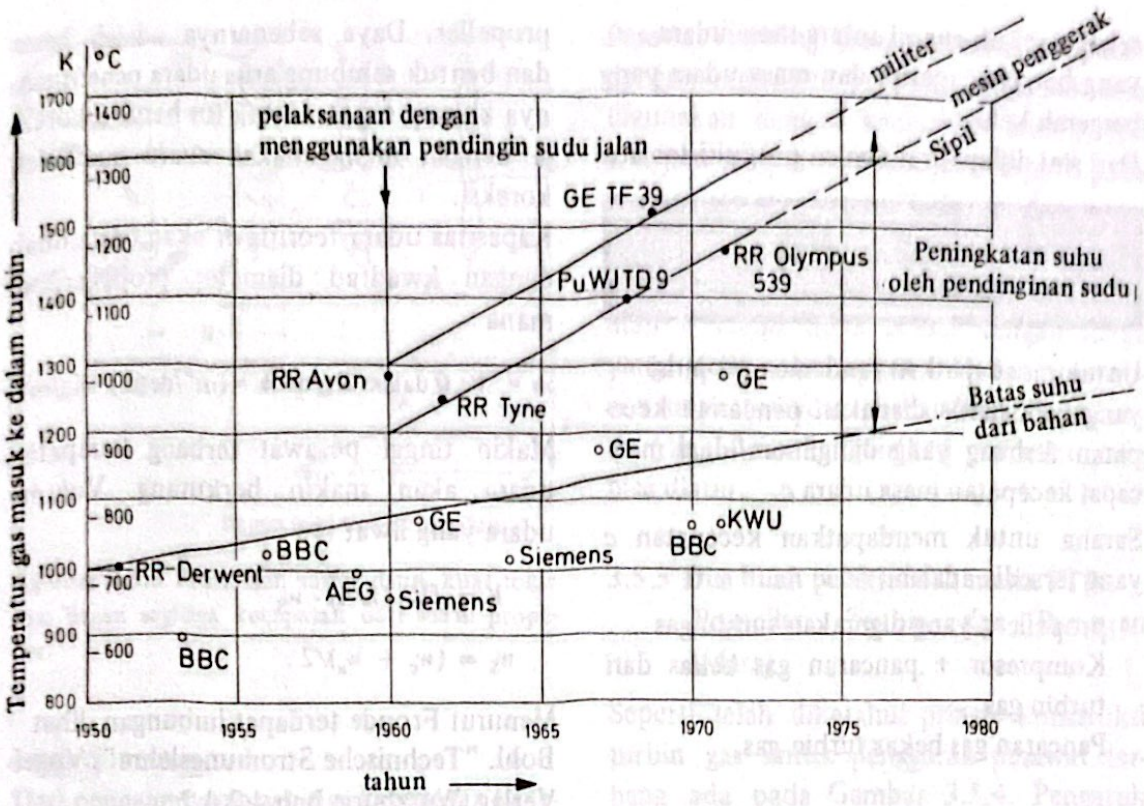
3.5 TURBIN GAS UNTUK MENGGERAKKAN PESAWAT TERBANG

Hanya pesawat terbang dengan daya yang kecil untuk sport yang masih memakai motor torak sebagai mesin penggerakny. Turbin gas telah menggeser kedudukan motor torak, karena tempat yang dibutuhkan turbin gas lebih kecil. Daya yang dihasilkan turbin lebih besar, jumlah bagian yang bergerak lebih sedikit dan cara mengoperasikannya sederhana. Pada permulaan pengembangannya randemen turbin rendah dan bahan bakarnya boros maka penggunaan turbin gas adalah tidak menguntungkan. Kenaikan randemen dan pemakaian bahan bakar yang hemat, jangkauan terbang yang lebih besar dan kemampuan mengangkut yang lebih banyak adalah tujuan dari pabrik pembuat mesin penggerak pesawat.

Sekarang turbin gas untuk pesawat terbang bila bekerja dengan beban puncak temperatur gas sebelum turbin adalah sampai 1280°C dan perbandingan kompresinya sampai $\pi = 28$, di mana turbin gas dengan dua poros sudah bukan lagi merupakan konstruksi yang sederhana, penempatan kompresor dan turbin sudah masuk menjadi masalah tersendiri, Gambar 3.5.1.

Turbin gas yang menggerakan propeller dipakai untuk pesawat terbang dengan kecepatan terbang yang menengah. Turbin gas yang bekerja sebagai penggerak dengan pancaran dibuat dalam bentuk konstruksi yang berbeda-beda, pesawat terbang yang memakai pusat tenaga gerak dengan pa

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.5.1 Kenaikan temperatur gas yang masuk ke dalam turbin; AEG

caran (jet power plant) ini kecepatan terbangnya bisa dinaikan sampai mendekati kecepatan suara. Pengembangan untuk pesawat terbang yang terbang dengan kecepatan lebih besar dari kecepatan suara bagi lalu lintas penerbangan sipil telah dihentikan, karena menimbulkan kegaduhan (suara yang berlebihan). Jadi dengan demikian berarti pengembangan pesawat terbang dengan kecepatan melebihi kecepatan suara hanya untuk pesawat militer.

3.5.1 Beberapa ketentuan pada daerah penggerak pesawat terbang

Propulsi atau dorongan ke depan adalah suatu kuat tolak yang didapat dari gerakan pancaran udara yang arahnya berlawanan dengan arah terbang pesawat. Apabila :

c adalah kecepatan dari masa udara yang bergerak.

v adalah kecepatan terbang.

$\dot{m}$ masa udara sekunder yang bergerak dengan kecepatan c.

Besarnya gaya tolak didapat dari hipotesis, bahwa semua bagian masa udara yang bergerak mempunyai kecepatan yang sama.

$$S = \dot{m} \cdot (c - v) \quad \text{kuat tolak}$$

Bila berada di darat harga $v = 0$ jadi harga gaya tolak statis :

$$S_{St} = \dot{m} \cdot c \quad \text{kuat tolak statis}$$

Untuk menggerakan pesawat terbang terdapat randemen propulsi yang didifinisikan dan didapat dari perbandingan daya dorong P_s dengan daya propulsi P_V, di mana :

$$P_S = S \cdot v = \dot{m} \cdot (c - v) \cdot v$$

$$P_V = \dot{m} \cdot \frac{(c^2 - v^2)}{2}$$

Dipindai dengan CamScanner

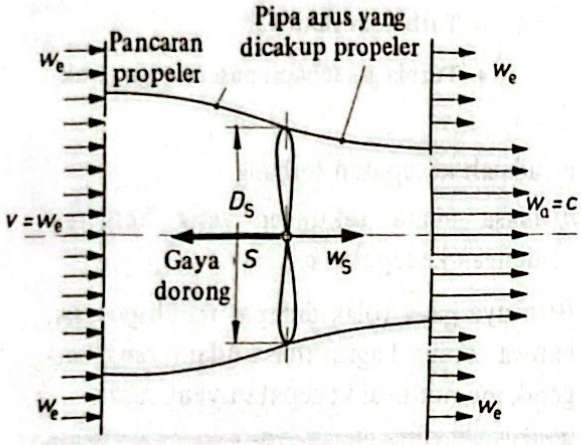
sebagai selisih energi antara masa udara yang bergerak masuk dan masa udara yang bergerak keluar.
Dari sini didapat randemen propulsi teoritis

$$\eta_N = \frac{P_S}{P_V} = \frac{(c - v) \cdot v}{(c^2 - v^2)/2} = \frac{2}{1 + c/v}$$

Untuk mendapatkan randemen propulsi yang baik harus diadakan pencarian kecepatan terbang yang diinginkan/ideal mencapai kecepatan masa udara c.

Sarana untuk mendapatkan kecepatan c yang tersedia adalah .

propeller ; yang digerakan turbin gas
Kompresor + pancaran gas bekas dari turbin gas
Pancaran gas bekas turbin gas.



Gambar 3.5.2 Notasi untuk menentukan kuat tolak propeller dan daya yang dihasilkan propeller.

3.5.2 Pergerakan dengan menggunakan propeller; Pusat tenaga gerak PTPu (Propeller, Turbin dan Pancaran Udara).

Daya dorong yang ditimbulkan propeller adalah, lihat Gambar 3.5.2.

$$P_S = S \cdot v = \dot{m} \cdot (c - v) \cdot v$$

v adalah kecepatan terbang dan c dalah kecepatan udara di depan dan di belakang propeller. Daya sebenarnya adalah be dan bentuk selubung arus udara penentu nya kurang tepat. Untuk itu harus dikore si dengan menggunakan suatu coeffisi koreksi.
Kapasitas udara teoritis m akan bertamba dengan kwadrad diameter propeller, mana :

$$m = V \cdot \varrho \text{ dalam Kg/detik} = (m^3/\text{detik}) \cdot (Kg/m^3$$

Makin tinggi pesawat terbang kerapata udara akan makin berkurang. Volum udara yang liwat :

$$V = D_S^2 \cdot (\pi/4) \cdot w_S$$

$$w_S = (w_e + w_a)/2$$

Menurut Froude terdapat hubungan, lihat Bohl. "Technische Stromungslehre", Vogel-Verlag, Wurzburg, bab 4.2.4.2.
Jadi dengan demikian :

$$P_S = (D_S^2 \cdot \pi/4) \cdot w_S \cdot \varrho \cdot (c - v) \cdot v$$

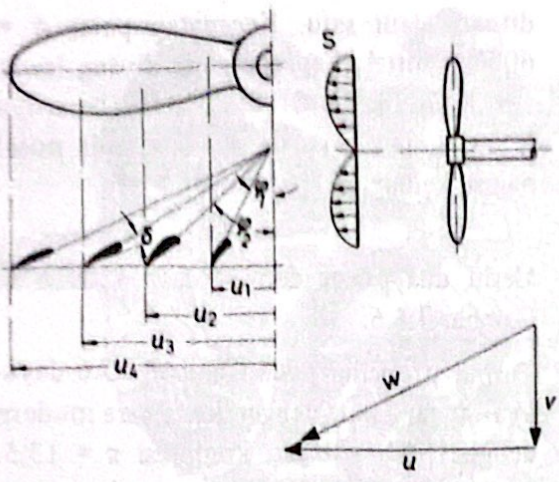
Perubahan daya yang diberikan Propeller menjadi energi kecepatan, sekarang dihitung dari $w_a - w_e$, lihat Gambar 3.5.2, semuanya terjadi di daun (kipas) propeller.
Daun (kipas) propeller terdiri dari profil yang berbentuk sayap pesawat terbang (air foil), sudut daun φ (sudut penempatan δ), Gambar 3.5.3 mulai dari leher poros sampai ke ujung menjadi kecil. Untuk menentukan besarnya sudut ini harus menggambar segitiga kecepatan. Bila :

v ($=w_e$) adalah kecepatan terbang yang telah diketahui.

u = Kecepatan keliling daun propeller, dari u = 0 sampai u = maksimum, untuk kayu jumlahnya 280 m/detik, untuk baja 300 m/detik.

Dari sini bisa didapat besarnya sudut daun dan harga w. Selanjutnya jalannya kuat tolak S sepanjang diameter propeller digambar; di ujung daun (kipas) propeller

Dipindai dengan CamScanner



bagan segi tiga kecepatan

Gambar 3.5.3 Profil dan sudut daun, kuat tolak dan bagan segitiga kecepatan dari suatu propeller.

harga S menuju nol.

Dari penggambaran segitiga kecepatan (u tegak lurus v) dapat diketahui bagaimana pengambilan w dengan v. Segera setelah w mencapai kecepatan suara, terdapat suatu batas, di mana bila dilampaui dimulai dari ujung daun akan timbul pemisahan.

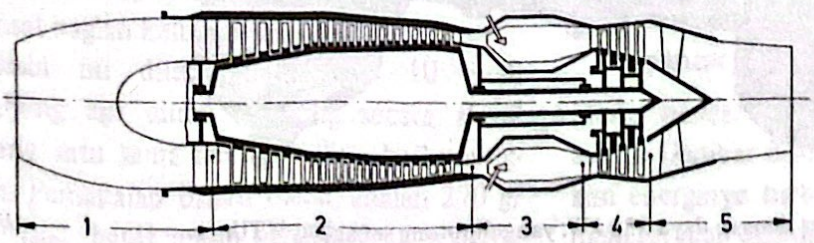
Kecepatan suara di darat w_{suara} = 1230 Km/jam (341 m/detik) dan untuk ketinggian 10 Km di atas kecepatannya menjadi 1080 Km/jam (300 m/detik) dan dari sini bila dipindahkan $0{,}85 \cdot w_{suara}$ = 300 m/detik pada u = 280 m/detik maka didapat kecepatan terbang maksimum dengan menggunakan penggerak propeller adalah kurang lebih sekitar v = 120 m/detik = 430 Km/jam. Dalam hal ini diameter propeller dan bentuk profil propeller umumnya mempunyai pengaruh yang besar.

Pesawat terbang yang memakai propeller dengan randemen propulsi yang baik bisa digunakan dengan kecepatan antara 400 Km/jam sampai 500 Km/jam. Seperti pada semua mesin aliran fluida randemennya akan jatuh, bila sudut profil yang dibutuhkan karena adanya perubahan w atau u atau v sudah tidak sesuai dengan harga yang telah ditetapkan. Untuk mencocokannya terhadap perbandingan perubahan yang timbul digunakan propeller yang bisa diatur.

3.5.3 Dua buah pelaksanaan mesin PTPu (Propeller, Turbin dan Pancaran Udara)

Seperti telah diketahui prinsip konstruksi turbin gas untuk penggerak pesawat terbang ada pada Gambar 3.5.4. Pengaruh yang perlu diperhatikan adalah adanya diffusor masuk. Dengan makin tingginya kecepatan terbang akan menimbulkan pembendungan tekanan, yang bisa diangap sebagai energi yang masuk, karena itu harus diperhatikan besarnya perubahan energi ini.

Diameter luar mesin untuk pesawat harus sekecil mungkin, supaya tahanan yang timbul pada waktu jalan kecil. Karena itu mesin ini dilengkapi dengan beberapa ruang bakar yang kecil-kecil. Banyaknya jumlah tingkat turbin tergantung kepada perbandingan kompresinya kompresor. Akhirnya mesin ini dilengkapi dengan nosel pancar. Beberapa konstruksi mesin yang lainnya adalah berbeda-beda, ada yang dilengkapi



Gambar 3.5.4 Penampang dari mesin pancar yang sederhana.

Dipindai dengan CamScanner

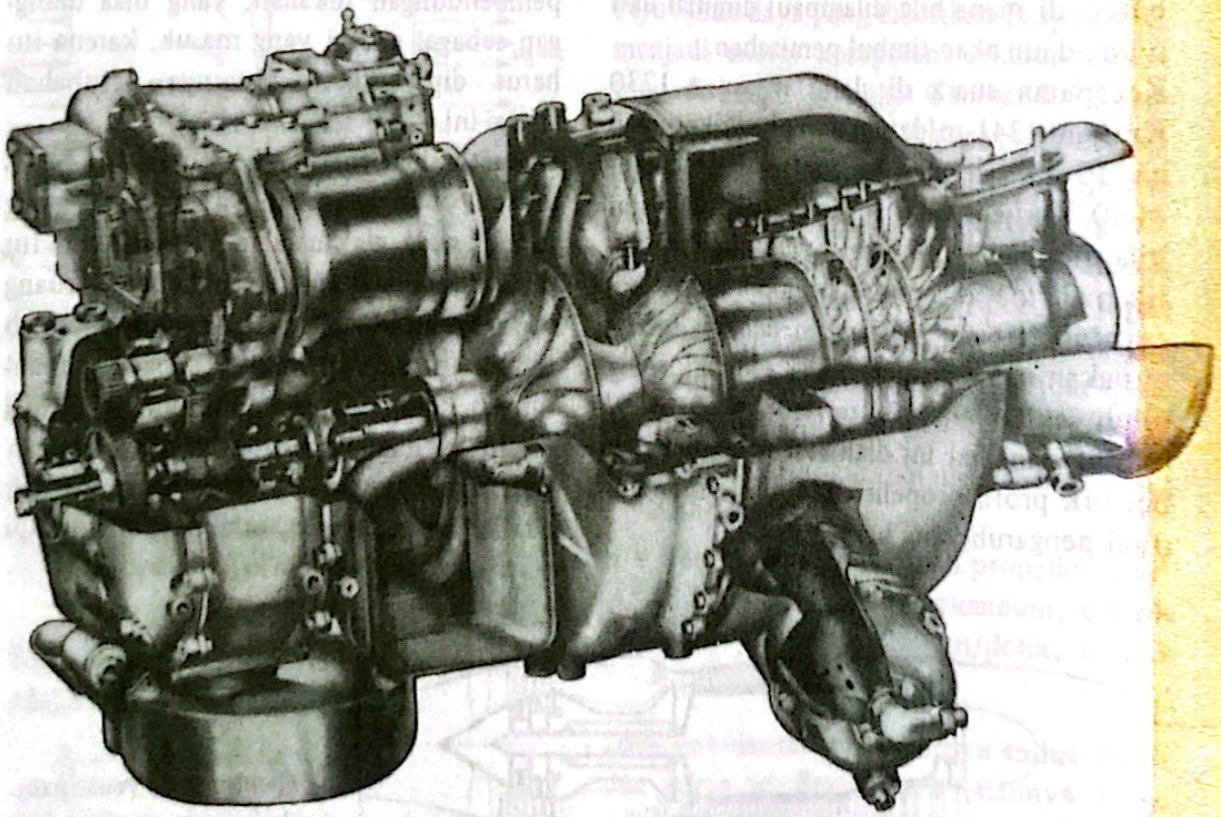
dengan kompresor radial, mesin dengan dua poros, mesin dengan beberapa aliran dll-nya.

Mesin untuk helicopter kecil dengan daya 280 kW, Gambar 3.5.5.

Mesin ini dibuat kompak terdiri dari bagian roda gigi dan bagian turbin gas.
Flens dari roda gigi reduksi ditempatkan pada rumah kompresor. Generator untuk start, dalam foto ada di sebelah kiri atas, mempunyai daya 4,5 kW, dan lamanya waktu untuk start 30 detik.
Kompresor yang dipakai adalah kompresor radial 2 tingkat. Dengan demikian perbandingan diameternya adalah besa, tetapi perbandingan kompresi di ruang yang sempit bisa mencapai $\pi = 6{,}4$. Dan bersama itu didapat suatu tempat untuk sebuah tabung ruang bakar yang masuknya sangat baik. Turbin mempunyai tiga tingkat aksial; Piringan roda dan sudu-sudu pembuatannya dituang jadi satu. Kecepatan putar n = 6000 menit^{-1}, kapasitas udara yang lewat 1,9 Kg/detik. Kuat tolak statis besarnya 5000 N dan gaya dorong sisa pada nosel bagian keluar 150 N.

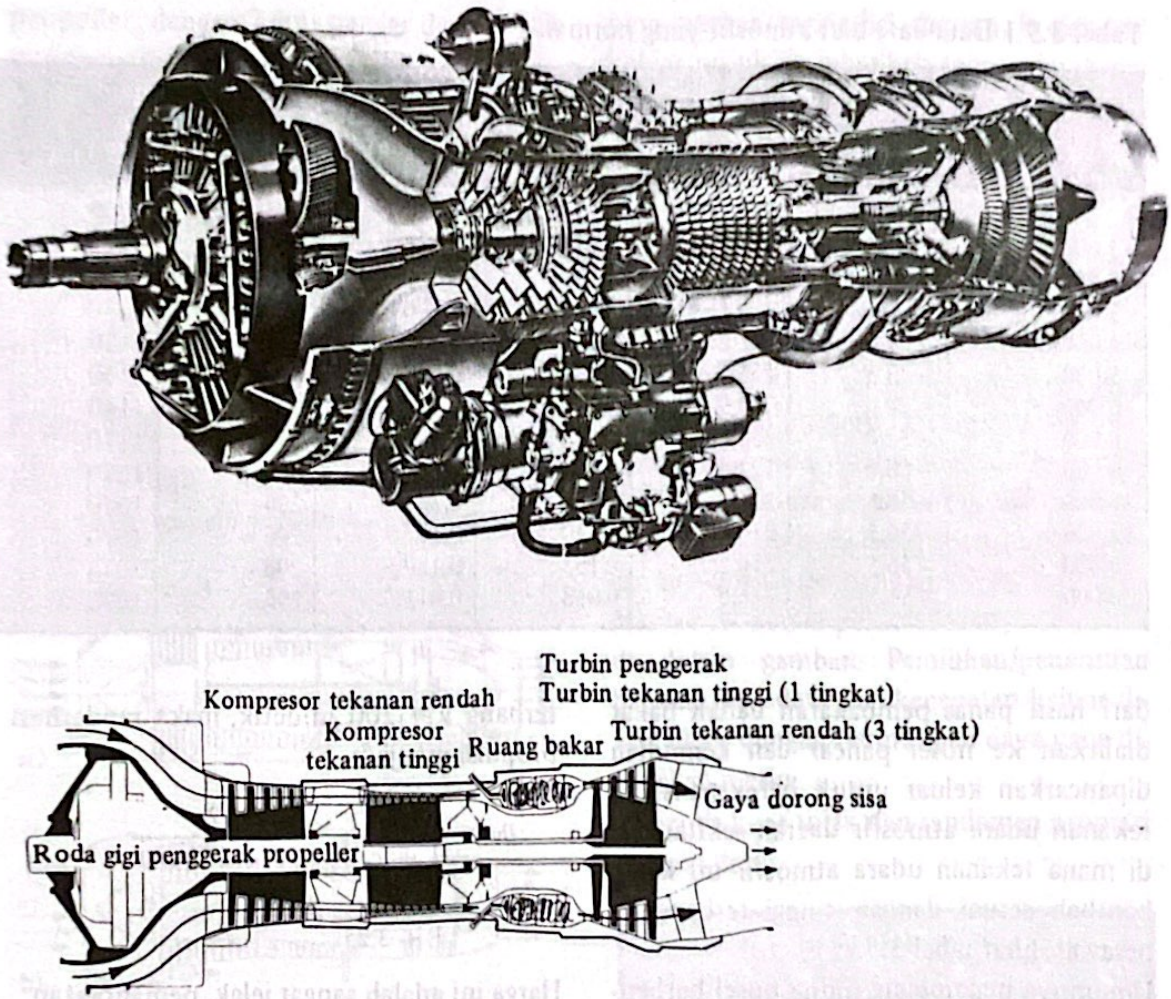
Mesin dua poros dengan daya 4200 kW, Gambar 3.5.6.

Turbin propeller pada Gambar 3.5.6 dayanya sangat kuat, pengerjaan secara modern dengan perbandingan kompresi $\pi = 13{,}5$, mesin ini dilengkapi dengan dua buah poros yang menggerakan kompresor dengan kecepatan putar yang berlainan.
Penjelasan bagian-bagian yang digerakan oleh kedua poros tersebut adalah sebagai berikut : 6 tingkat kompresor tekanan rendah digerakan oleh 3 tingkat turbin tekanan rendah dengan kecepatan putar n = 15 500 menit^{-1}, selain itu turbin tersebut juga menggerakan propeller melalui roda gigi planet dengan kecepatan n = 976 me-



Gambar 3.5.5 Mesin helikopter dengan daya 280 kW. yang dipotong sebagian; MTU.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.5.6. Foto dan irisan dari turbin propeler, 4200 kW, dengan dua proses, MTU.

nit^{-1}. Turbin gas tekanan tinggi menggerakan kompresor tekanan tinggi 9 tingkat. Kedua poros tersebut satu sama lainnya secara mekanis tidak saling bergantungan, masing-masing dibuat dengan ukuran yang sangat menguntungkan.

Kapasitas udara adalah 21,1 Kg/detik, Daya pada waktu start di propeller adalah 4200 kW, hal ini sesuai dengan kuat tolak statis 68 500 N dan gaya dorong sisa pada nosel bagian keluar 5000 N.

Mesin ini dilengkapi dengan 10 buah tabung api aliran langsung secara aksial yang satu sama lainnya saling berhubungan. Pemakaian bahan bakar adalah 270 g/ kW_{jam}, berat mesin spesifik 0,27 Kg/kW. Luas permukaan bagian muka adalah 1,53 m^2.

Ruangan antara kompresor tekanan tinggi dan kompresor tekanan rendah digunakan sebagai tempat bantalan kedua rotor dan sebagai ruangan yang cukup besar untuk melakukan pemeriksaan.

3.5.4 Pergerakan dengan menggunakan mesin pancar dan mesin dengan 2 arus pancar

Mesin pancar yang sederhana gambarnya ada di Gambar 3.5.4, mesin ini membutuhkan energinya turbin hanya dipakai untuk menggerakan kompresor, dan energi sisa

Dipindai dengan CamScanner

Tabel 3.5.1 Data-data dari atmosfir yang normal.

Ketinggian H m	Temperatur t °C	T K	Kerapatan ϱ kg/m³	Tekanan p bar	Kecepatan suara c_s m/det	km/jam
0	15,0	288	1,225	1,015	341	1230
1 000	8,5	281,5	1,111	0,895	337	1210
2 000	2,0	275,0	1,006	0,792	333	1200
3 000	- 4,5	268,5	0,909	0,700	329	1180
4 000	- 11,0	262,0	0,819	0,612	326	1170
5 000	- 17,5	255,5	0,736	0,538	322	1160
6 000	- 24,0	249,0	0,659	0,470	317	1140
8 000	- 37,0	236,0	0,525	0,356	309	1110
10 000	- 50,0	223,0	0,412	0,263	300	1080
11 000	- 56,5	216,5	0,363	0,225	296	1070
12 000	- 56,5	216,5	0,310	0,197	296	1070
15 000	- 56,5	216,5	0,193	0,120	296	1070
30 000	- 56,5	216,5	0,018	0,011	296	1070

dari hasil panas pembakaran bahan bakar dialirkan ke nosel pancar dan kemudian dipancarkan keluar untuk berekspansi ke tekanan udara atmosfir daerah sekitarnya, di mana tekanan udara atmosfir ini selalu berubah sesuai dengan tinggi terbangnya pesawat, lihat tabel 3.5.1.

Umumnya penampang ujung nosel berbentuk lingkaran. Di bagian keluar nosel kecepatan pancar adalah yang paling tinggi dan bisa mencapai kecepatan suara (Laval), kecepatan tersebut di atas juga akan dicapai bila perbandingan tekanan antara tekanan di bagian keluar turbin dan tekanan atmosfir lebih besar daripada perbandingan tekanan Laval. Dengan demikian :

$$c_{suara} = \sqrt{\varkappa \cdot R \cdot T}$$

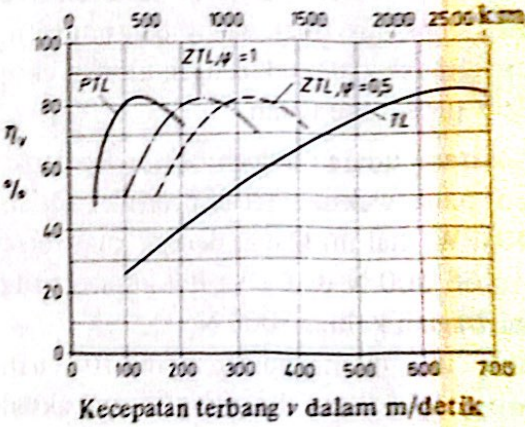
T adalah temperatur di bagian keluar turbin dalam °K.

Dari kecepatan pancar nosel rata-rata c = 650 m/detik (2350 Km/jam) didapat perbandingan kompresi di kompresor $\pi = 8$ dan temperatur sebelum turbin 900°C. Harga $\pi = 8$ dan $t_{maks} = 900°C$ untuk mesin penggerak pesawat terbang adalah terlalu kecil. Bila dihitung dari kecepatan pancar c = 650 m/detik dan dimisalkan kecepatan terbang v = 200 m/detik, maka randemen propulsi menjadi

$$\eta_v = \frac{2}{1 + c/v} = \frac{2}{1 + 650/200}$$

$$= \frac{2}{1 + 3{,}25} = 0{,}47$$

Harga ini adalah sangat jelek, pemanfaatan energi pancaran cuma sedikit. Supaya harga tersebut bisa dinaikan pesawat yang memakai mesin pancar murni (saja) harus terbang dengan kecepatan yang lebih tinggi lagi. Pada Gambar 3.5.7 dicantumkan grafik randemen propulsi untuk mesin dengan

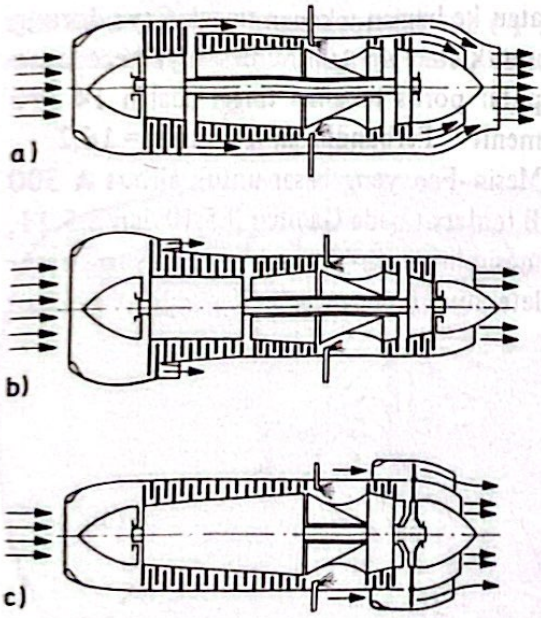


Gambar 3.5.7 Randemen propulsi η_V untuk beberapa macam konstruksi mesin penggerak pesawat terbang.

propeller, dengan 2 arus pancar dan dengan pancaran saja.
Dari gambar dapat diketahui bahwa antara mesin dengan menggunakan propeller dan mesin dengan pancaran saja terdapat lubang kekosongan. Jadi untuk kecepatan terbang 1000 Km/jam sebaiknya hanya pesawat yang memakai mesin pancar saja dengan $\eta_V = 0{,}52$.

Mesin dengan 2 arus pancar

Mesin dengan 2 arus pancar terdapat dalam beberapa macam konstruksi, lihat Gambar 3.5.8.



Gambar 3.5.8 Pelaksanaan dari mesin dengan 2 arus pancar :

a) Mesin dengan selubung arus udara (Mesin Bypass)
b) Mesin dengan fan di depan (Mesin Fan)
c) Mesin dengan fan di belakang (Mesin Fan).

Pada prinsipnya dari seluruh kapasitas udara yang diisap m, hanya sebagian m_1 yang melalui turbin sebagai arus gas panas menuju ke nosel pancar; dan yang sebagiannya lagi m_2 sebagai arus udara dingin, ada yang kemudian dialirkan melalui pipa pancar yang jadi satu dengan pipa pancar gas panas, dan ada yang dialirkan melalui pipa pancar tersendiri dengan kecepatan keluar untuk memberikan tenaga gerak c_2.
Dengan demikian mesin dengan 2 arus pancar dapat dibedakan menjadi :
Mesin dengan selubung arus udara : Arus udara di belakang tingkat kompresor tekanan rendah, di mana kecepatan keluar yang telah ditetapkan lebih dahulu sudah dicapai, di cabang menjadi 2 yang satu masuk ke kompresor tekanan tinggi, ke ruang bakar, ke turbin baru ke nosel pancar bersama, yang satunya lagi mengalir ke sekeliling kompresor tekanan tinggi, ruang bakar, turbin dan pergi keluar melalui nosel pancar bersama (nosel pancarnya jadi satu).
Mesin Fan kedua pelaksanaannya telah ada di dalam gambar: Pemilihan/penentuan banyaknya udara dan kecepatan keluar disesuaikan dengan permintaan daya yang dihasilkan mesin.
Besarnya kuat tolak dan randemen propulsi didapat dari :

$$S = \dot{m}_1 \cdot (c_1 - v) + \dot{m}_2 \cdot (c_2 - v)$$

$$\eta_V = \frac{2 \cdot S \cdot v}{\dot{m}_1 \cdot (c_1^2 - v^2) + \dot{m}_2 \cdot (c_2^2 - v^2)}$$

m_1 = arus gas panas
m_2 = arus gas dingin
c = Kecepatan gas
v = Kecepatan terbang.

Selanjutnya perbandingan Bypass :

$$\varphi = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \quad \left(\text{di Amerika } \varphi = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_1}\right)$$

Harga randemen propulsi dari mesin dengan 2 arus pancar akan berbeda-beda tergantung kepada harga φ, juga π_1 dan π_2, serta c_1 dan c_2.
Kerugian mesin dengan 2 arus pancar adalah luas permukaan bagian muka lebih besar dan beratnya mesin menjadi lebih berat.
Keuntungannya adalah randemen propul-

Dipindai dengan CamScanner

sinya lebih baik, kuat tolaknya lebih besar, suara (kegaduhan) yang timbul lebih sedikit daripada mesin pancar saja.

3.5.5 Pelaksanaan mesin dengan 2 arus pancar dan mesin pancar saja

Gambar 3.5.9 memperlihatkan gambar mesin dengan 2 poros dan dengan 2 arus pancar, mesin ini dikembangkan untuk pesawat terbang yang bisa start tegak lurus. Gaya dorongnya diperoleh dari 4 buah nosel yang bisa diatur arah ayunannya secara terus menerus antara posisi horisontal dan vertikal.

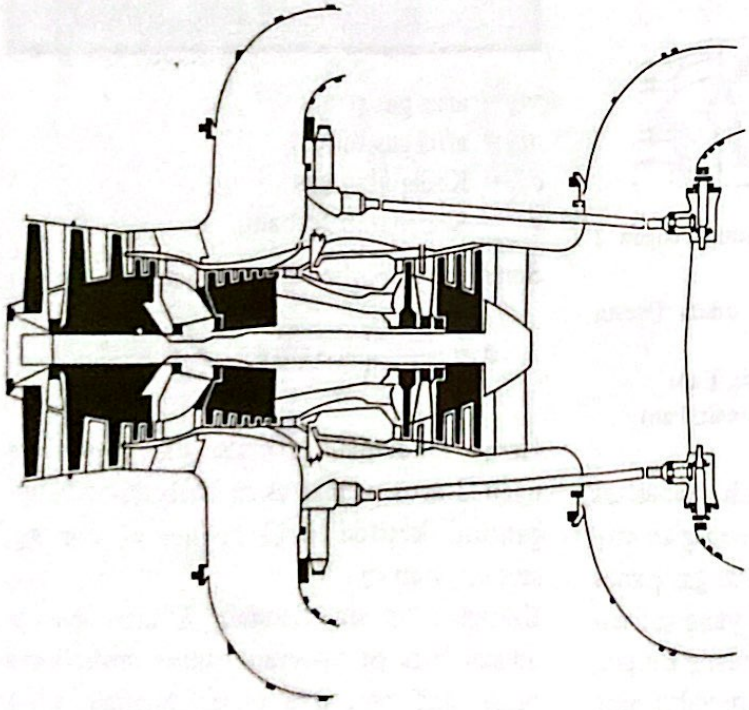
Poros dari turbin tekanan rendah pertama kali menggerakan 3 tingkat transsonic kompresor tekanan rendah, di mana udara dalam perbandingan 1,12 : 1 bagian mengalir ke atas, dan bagian yang lainnya dialirkan ke kedua tingkat kompresor tekanan rendah. Poros ini digerakan oleh 3 tingkat turbin yang terakhir.

Poros dari turbin tekanan tinggi mengelilingi poros dari turbin tekanan rendah, dan arah berputarnya poros tekanan tinggi berlawanan dengan arah putar poros tekanan rendah. Poros tekanan tinggi ini menggerakkan kompresor 6 tingkat tekanan tinggi dan digerakkan oleh satu tingkat turbin tekanan tinggi.

Di tempat di mana diameter poros turbin tekanan rendah tidak rata (dalam gambar kelihatan) adalah tempatnya bantalan; tempat yang tersedia di sini digunakan untuk memeriksa.

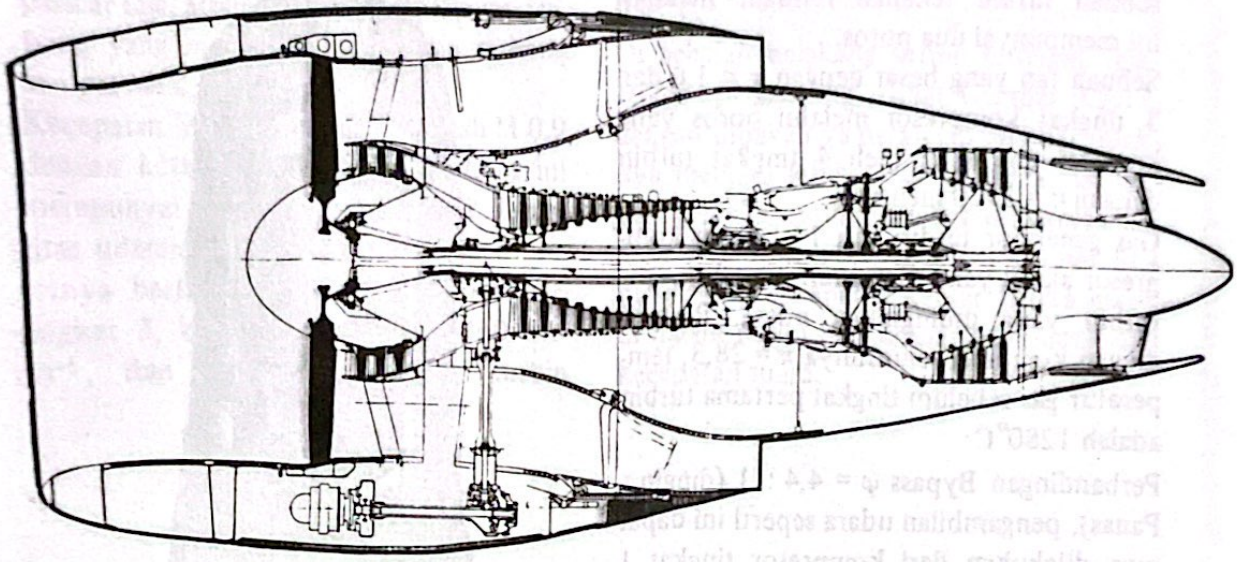
Kapasitas udara 93,0 kg/detik dan 43,9 Kg/detik ke dalam bagian tekanan rendah atau ke bagian tekanan tinggi, Gaya dorong untuk start 46 100 N. Besarnya kecepatan putar poros tekanan tinggi adalah 14 390 menit^{-1}. Perbandingan tekanan $\pi = 16,2$.

Mesin Fan yang besar untuk airbus A 300 B terdapat pada Gambar 3.5.10 dan 3.5.11, mesin ini terdiri dari sebuah Fan yang besar letaknya di depan, sebuah pembuat gas dan

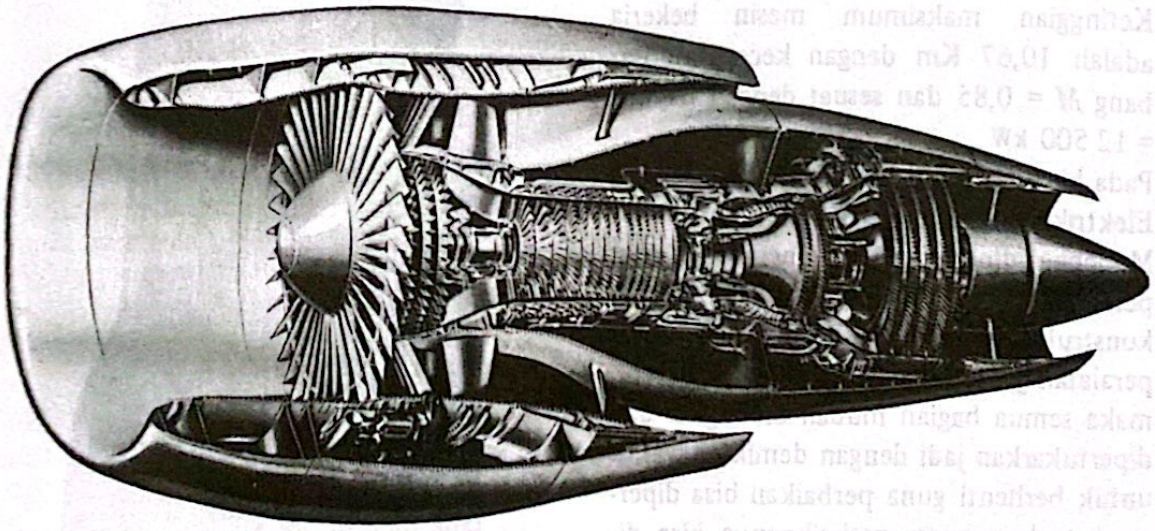


Gambar 3.5.9. Mesin dengan 2 arus pancar dan nosel pancarnya, digunakan untuk pesawat terbang yang startnya bisa tegak lurus.

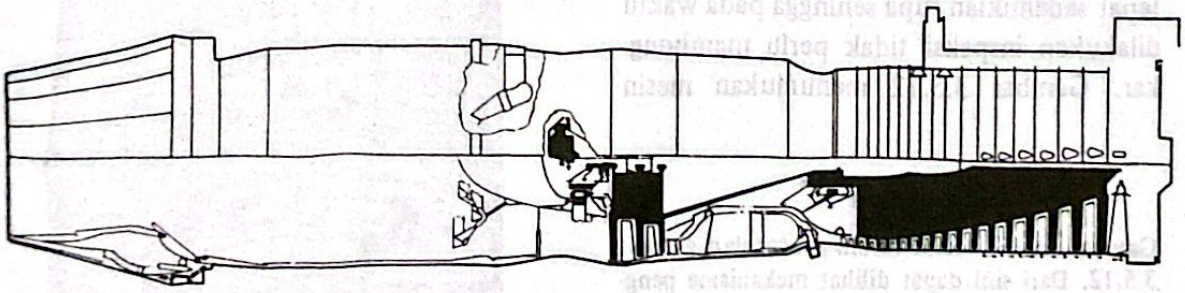
Dipindai dengan CamScanner



Gambar 3.5.10 Mesin Fan General Elektrik C F 5–60 untuk Airbus A 300 B, Daya dorong untuk start 220 000 N; Kapasitas udaranya 646 Kg/detik; kWU.



Gambar 3.5.11 Mesin Fan dari gambar 3.5.10 yang dipotong; MTU



Gambar 3.5.12 Penampang dari mesin pancar J 79 – MTU – J1K, tanpa catridge api gantung kuat tolak statisnya 47 450 N, bila memakai catridge api kuat tolak statisnya 72 000 kW. panjang keseluruhan 5300 mm; MTU.

Dipindai dengan CamScanner

sebuah turbin tekanan rendah. Instalasi ini mempunyai dua poros.

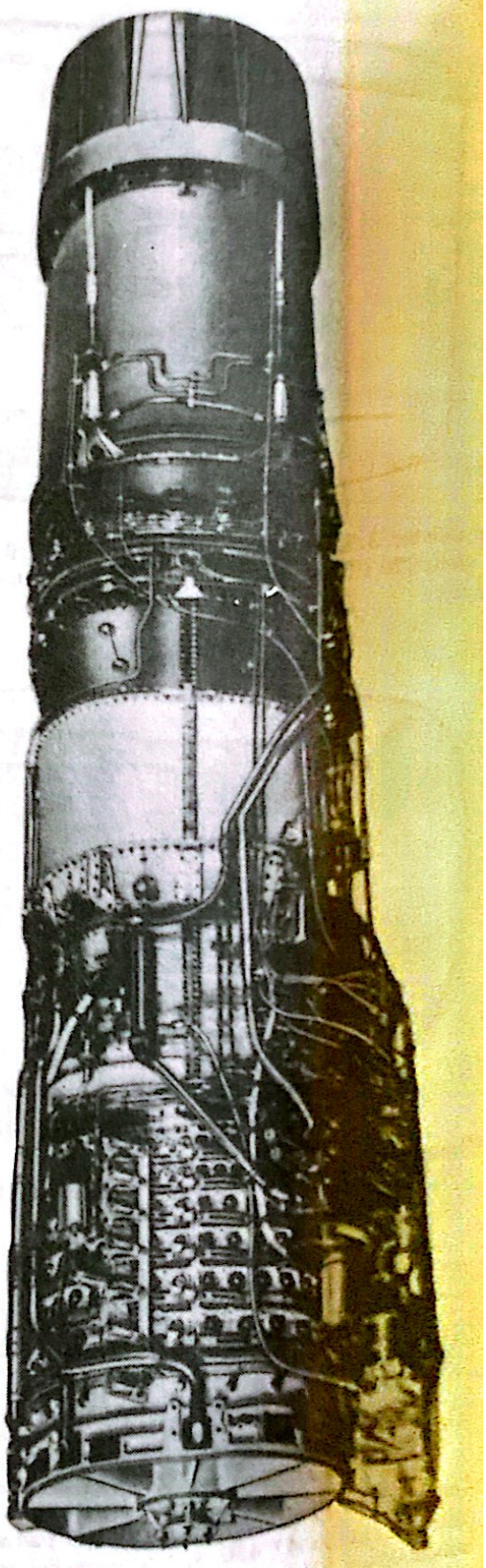
Sebuah fan yang besar dengan $\pi = 1{,}6$ dan 3 tingkat kompresor melalui poros yang koaksial digerakan oleh 4 tingkat turbin dengan $n = 3920$ menit^{-1}.

Gas generator terdiri dari 14 tingkat kompresor aksial yang digerakan oleh 2 tingkat turbin yang didinginkan udara. Perbandingan kompresi seluruhnya $\pi = 28{,}3$, temperatur gas sebelum tingkat pertama turbin adalah 1280°C.

Perbandingan Bypass $\varphi = 4{,}4 : 1$ (dingin : Panas), pengambilan udara seperti ini dapat juga dilakukan dari kompresor tingkat 1 dan 2 yang bersudu panjang. Dengan adanya pembagian udara ini suara-suara yang timbul pada waktu start bisa dikurangi.

Ketinggian maksimum mesin bekerja adalah 10,67 Km dengan kecepatan terbang $M = 0{,}85$ dan sesuai dengan daya $P = 12\,500$ kW.

Pada hasil produksi kerja sama dari General Elektrik/USA, Snecma/Perancis dan MTU/Munchen diperoleh harga perawatan dan pemeliharaan yang lebih mudah. Karena konstruksinya memakai sistim pemasangan peralatan yang sudah dikerjakan di pabrik, maka semua bagian mudah dibongkar dan dipertukarkan jadi dengan demikian waktu untuk berhenti guna perbaikan bisa dipersingkat dan proses perbaikannya bisa dipermudah. Tiap tingkat kompresor dan tiap tingkat turbin pembukaannya dibuat tepat sedemikian rupa sehingga pada waktu dilakukan inspeksi tidak perlu membongkar. Gambar 3.5.12 menunjukan mesin



Gambar 3.5.13. Mesin turbin-pancar dari gambar 3.5.12. Dari sini dapat dilihat mekanisme pengaturan sudu pengarah dari 6 tingkat kompresor yang pertama; MTU.

Dipindai dengan CamScanner

pancar saja. Mesin ini dipakai dipesawat terbang yang mempunyai kecepatan terbang sampai Ma 2,0.

Kecepatan Marsch normalnya adalah M 0,9 dengan ketinggian 10 700 m. Mesin ini mempunyai sebuah poros penggerak, Kapasitas udaranya 74,4 Kg/detik dan kompresornya bertingkat 17 dan turbinnya bertingkat 3, kecepatan putarnya 7460 menit^{-1}, dan temperatur sebelum turbin 950°C.

Di sebelah belakang turbin terdapat "cartridge api gantung", lihat Gambar 3.5.13, dengan dipakainya peralatan ini kuat tolaknya menjadi lebih besar sehingga bisa memungkinkan timbulnya suatu percepatan. Sesuai dengan itu penampang nosel bisa diatur dan kecepatan keluar ketika masih di dalam mesin bisa dibuat lebih besar dari kecepatan suara.

Dipindai dengan CamScanner

4 Pompa Sentrifugal

Menurut proses perpindahan energi dan benda cair sebagai bahan aliran maka pompa sentrifugal termasuk mesin aliran fluida hidraulik.

Hal ini bisa diketahui dari proses perpindahan tenaga di dalam sudu-sudu, roda jalan adalah akibat dari pembelokan arus aliran fluida. Rumus utama Euler untuk mesin aliran fluida juga berlaku untuk pompa ini.

Tinggi kenaikan dari pompa sentrifugal adalah sama dengan perbandingan kwadrat dari kecepatan putar pompa. Pada pompa torak tinggi kenaikan pompa tidak tergantung kepada kecepatan putar.

Karakteristik pompa sentrifugal ditentukan oleh besaran-besaran sebagai berikut:

Volume fluida yang dipompa $\dot{V}$

Tinggi kenaikan H

Sifat atau keadaan di sisi bagian isap

Daya yang dibutuhkan untuk memutar pompa, kecepatan putar, randemen. Dalam pandangan sepintas pompa sentrifugal mempunyai daerah penggunaan yang sangat luas; secara singkat daerah pemasangan dan penggunaan pompa ini adalah pada:

Pemakaian di dalam masalah ekonomi air:

Stasiun pompa air, Pompa distribusi air, Instalasi penyedia dan distribusi air ke rumah tangga, Pompa untuk sumur yang dalam dan pompa lubang bor, pompa air untuk irigasi, pompa sumur air, pompa pembuangan air, pompa menara air, pompa air hujan.

Mesin tenaga dan instalasi pemanas:

Pompa air pengisi ketel, pompa air pendingin, pompa untuk memancarkan air, pompa reaktor, pompa air persediaan (reservoar), pompa untuk mengalirkan air panas jarak jauh, pompa untuk mengedarkan fluida pemanas.

Kimia, petro kimia:

Pompa kimia, pompa untuk mengalirkan fluida di dalam pipa-pipa, pompa proses, pompa untuk mengedarkan fluida, pompa pengisian, pompa pencampur, pompa jalan balik (untuk mengembalikan fluida).

Perkapalan:

Pompa kapal, pompa pengisi untuk mengosongkan dan mengisi minyak pada kapal tanker, pompa tolak bara, pompa lensa, pompa dok untuk mengisi dan mengosongkan.

Pompa yang dipakai di tambang-tambang, pompa keruk, pompa pemadam api, pompa pres, pompa untuk mencuci, pompa untuk

Dipindai dengan CamScanner

tangki-tangki, pompa ventilasi untuk saluran pipa pemindah.

Lingkup penggunaan pompa sangat luas dengan berbagai kebutuhan terhadap kapasitas dan tinggi kenaikan yang berbeda-beda, kadang-kadang pompa harus dibuat secara khusus sedemikian rupa sesuai dengan kebutuhan terhadap kapasitas pompa yang diperlukan, tinggi kenaikan, dan bahan (fluida) yang akan dipompa, serta terdapat juga persyaratan khusus dari tempat di mana pompa tersebut akan dipasang, dari kemungkinan pemilihan mesin penggerak pompa dan dari masalah perawatan pompa tersebut.

Beberapa pabrik mesin menjadi terkenal karena memproduksi pompa sentrifugal.

4.1 TEORI DASAR YANG BERLAKU SECARA UMUM.

Sebetulnya teori dasar pompa sudah dibahas pada waktu membahas turbin air dan rumus-rumusnya diperoleh dari mekanika fluida dan hidrolika.

Agar supaya bisa bekerja pompa membutuhkan/mengambil daya dari mesin penggerak pompa. Di dalam roda jalan fluida mendapat percepatan sedemikian rupa sehingga fluida tersebut mempunyai kecepatan mengalir keluar dari sudu-sudu roda jalan. Kecepatan keluar fluida ini selanjutnya akan berkurang dan berubah menjadi tinggi kenaikan H di sudu-sudu pengarah atau di rumah spiral pompa (rumah keong). Besarnya tekanan yang timbul tergantung kepada besarnya kerapatan fluida, di mana hal ini adalah sesuai dengan persamaan tekanan $p = \varrho \cdot g \cdot H$ dalam N/m^2.

Karena adanya gesekan yang timbul maka tinggi kenaikan yang diinginkan akan berkurang; supaya kerugian ini tidak terlalu besar maka kecepatan aliran fluida dibatasi. Dan selain itu besarnya kecepatan keliling dari roda jalan juga terbatas. Sebagai bahan untuk membuat roda jalan adalah besi tuang kelabu, baja tuang, kuningan dan lain-lainnya, di mana berdasarkan kekuatannya bahan tersebut harus kuat untuk bekerja dengan u_2 sampai 40 m/detik dan untuk baja tuang sampai 60 m/detik.

Bila tinggi kenaikan pompa harus lebih besar dari 100 m kolom zat cair, maka pompa tersebut harus dibuat beberapa tingkat berturut-turut dan dihubungkan jadi satu. Tingkat-tingkat tersebut terdiri dari roda jalan dengan diikuti oleh sudu pengarah yang statis, dan kemudian sudu pembalik yang fungsinya membalikan aliran fluida untuk diantarkan ke sisi bagian isap tingkat berikutnya. Supaya perhitungan dan pembuatannya lebih mudah maka semua tingkat ukurannya dibuat sama.

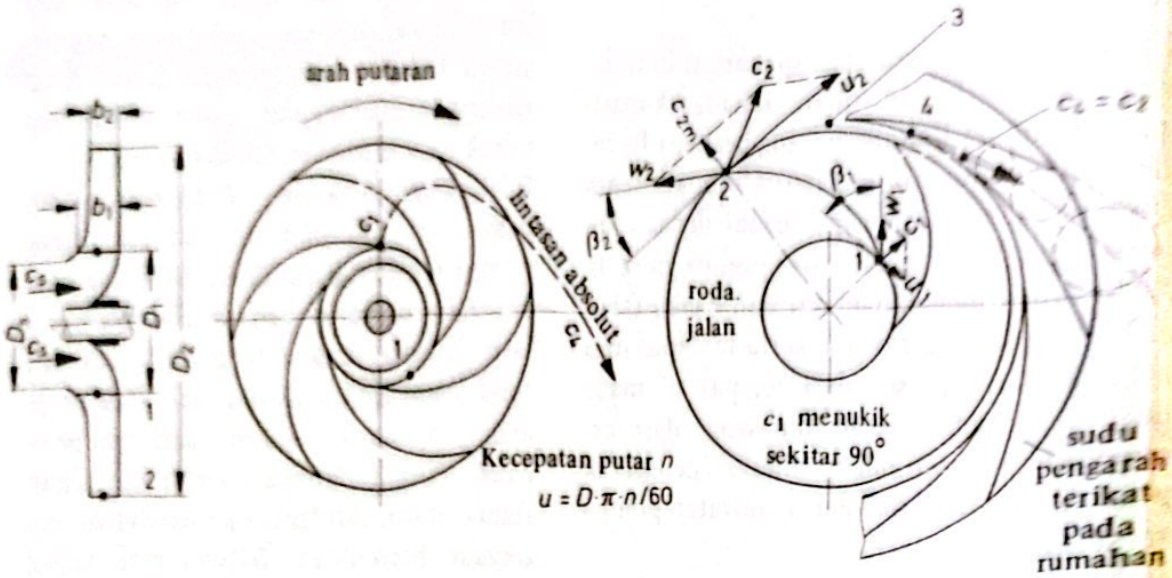
4.1.1 Cara kerja, pemasangan pompa, Kerja kenaikan spesifik Y

Gambar 4.4.1 memperlihatkan bentuk roda dari penampang roda jalan pompa sentrifugal (roda jalan pompa sentrifugal ada yang menyebutnya sebagai impeller dan ada juga yang menyebut sebagai kipas). Pada gambar sebelah kiri diperlihatkan gambar poros dengan leher poros pada roda jalan dan diameter mulut isap D_s.

Fluida masuk melalui saluran isap dan kemudian dalam arah aksial mengalir masuk ke dalam roda jalan dengan kecepatan yang diijinkan yang terbatas c_s. Dalam gambar diperlihatkan bahwa pertama-tama fluida masuk ke dalam ruangan tanpa sudu; tetapi bila dengan kondisi khusus arus fluida yang masuk harus baik dijadikan syarat, maka panjang sudu dibuat sampai di mulut isap.

Sudu-sudu pompa dimulai dari D_1. Lebarnya sudu adalah b_1, bila kecepatan mengalirnya fluida c_1 dan luas penampang yang dilalui aliran fluida adalah $D_1 \cdot \pi \cdot b_1$, maka menurut persamaan kontinuitas akan didapat $b_1 = \dot{V}/D_1 \cdot \pi \cdot c_1$. Kecepatan c_1 lebih besar daripada kecepatan c_s, sebab

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.1.1 Penampang melalui sudu-sudu dari roda jalan suatu pompa radial.

dengan adanya sudu penampang yang dilewati fluida menjadi makin sempit dan dengan demikian kecepatan fluida mengalir masuk naik sekitar 10%.

Segitiga kecepatan

Pada titik 1 bisa diperoleh segitiga kecepatan masuk, yaitu dengan jalan pada titik 1 digambar c_1 yang arahnya tegak lurus u_1 dan u_1 didapat dari $u_1 = D_1 \cdot \pi \cdot n/60$ di mana n adalah kecepatan putar roda jalan dalam menit^{-1}. w_1 terjadi dari sudut awal sudu β_1, dan β_1 sudah diketahui besarnya karena sudah menjadi syarat pembuatan sudu.

Dari sini fluida mengalir ke bagian punggung dari sudu jalan yang melengkung, supaya mendapatkan penghantaran dan pengaliran yang baik maka jumlahnya sudu jalan harus tertentu, karena adanya gaya sentrifugal fluida yang ada pada saluran sudu jalan tersebut menjadi bergerak maju dan didorong keluar dari saluran sudu jalan. Jadi dari akibat berputarnya roda jalan dengan kecepatan u dan bentuknya sudu jalan yang sedemikian rupa didapat kecepatan relatif aliran fluida di bagian masuk saluran sudu jalan w_1 dan kecepatan relatif di bagian keluar w_2. Besarnya kecepatan w didapat dari persamaan kontinuitas; Diameter roda jalan di bagian keluar D_2 lebih besar daripada di bagian masuk D_1 dan lebar sudu b_2 hanya sedikit lebih dari pada b_1, sehingga pada umumnya w_2 lebih kecil dari pada w_1.

Sekarang diperhatikan kondisi di bagian keluar dari roda jalan, yaitu di titik 2, fluida mempunyai kecepatan keluar mutlak c_2, yang didapat dengan melalui penggambaran segitiga kecepatan keluar dari w_2, u_2 dan sudut keluar sudu β_2 yang besarnya bisa dipilih dengan bebas.

Sesudah keluar dari roda jalan fluida melalui ruang tanpa sudu 3 dan sampai di dalam sudu pengarah dengan kecepatan c_4, tetapi bila konstruksi pompa harus dibuat sederhana di mana fluida yang keluar dari roda jalan langsung masuk ke dalam rumah pompa, maka c_2 harus diarahkan sedemikian rupa sehingga perpindahan fluida dari roda jalan ke rumah pompa sedapat mungkin bisa bebas tanpa tumbukan.

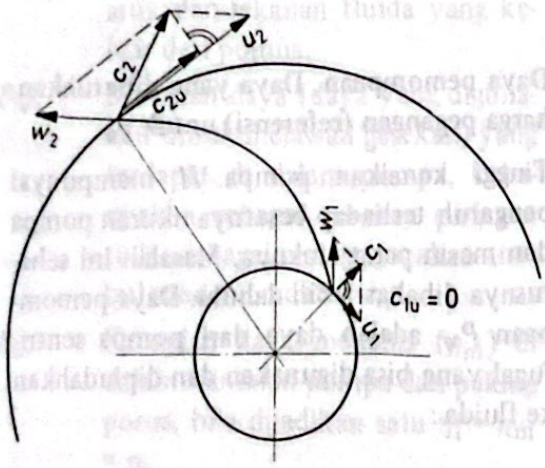
Gambar yang bagian tengah memperlihatkan lintasan yang ditempuh fluida mulai dari masuk ke dalam roda jalan dengan kecepatan c_1 sampai b..ada di sudu pengarah

Dipindai dengan CamScanner

dengan kecepatan c_4. Untuk mengamati pergerakan bagian-bagian kecil fluida ini dilakukan dengan cara roda jalan pompa dibuat dari kaca, sehingga dengan demikian pergerakan fluida tersebut bisa dilihat dari luar.

Persamaan utama pada mesin arus aliran fluida (Persamaan Euler)

Perpindahan energi di dalam sudu jalan adalah dari momen puntir yang bekerja pada poros diteruskan sedemikian rupa oleh sudu jalan sehingga menimbulkan kecepatan absolut fluida c_2 dan c_1 dengan komponen tangensialnya c_{2u} dan c_{1u} (sudu-sudu roda jalan bekerja sebagai tuas untuk meneruskan momen puntir poros dan menimbulkan arus kecepatan fluida), Gambar 4.1.2.



Gambar 4.1.2 Segitiga kecepatan masuk dan keluar dari suatu tingkat radial.

Menurut kaidah impuls, pada umumnya momen puntir di antara sisi bagian keluar dan sisi bagian masuk.

$$M = m \cdot r \cdot dc_u/dt$$

Dalam hal ini m adalah masa fluida (cairan), r adalah panjang tuas yang bekerja, dc_u/dt adalah besarnya perubahan yang kecil, langkah-demi langkah pada waktu melalui roda jalan, di mana :

$$M = \frac{m}{t} \cdot (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1})$$
$$= \dot{m} \cdot (r_2 \cdot c_{u2} - r_1 \cdot c_{u1})$$

Momen puntir ini akan mendapatkan daya dan atau sesuai dengan daya yang diberikan poros $P = M \cdot \omega$ di mana ω adalah kecepatan sudut, dari sini

$$P = \dot{m} \cdot (r_2 \cdot \omega \cdot c_{u2} - r_1 \cdot \omega \cdot c_{u1})$$

dan dengan $r \cdot \omega = u$ = kecepatan keliling, persamaan di atas disederhanakan ke persamaan utama Euler

$$P/\dot{m} = (u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}) = Y$$
$$= \text{Kerja spesifik}$$

Kerja spesifik Y (dalam satuan SI adalah Nm/Kg) ialah kerja mekanis dari poros yang dipindahkan ke cairan, kerja tersebut menarik dan memompa masa cairan.

4.1.2 Tinggi kenaikan H, tekanan p, daya yang dibutuhkan P, harga η_e

Antara tinggi kenaikan H (m) dan kerja spesifik Y ada hubungannya, yaitu $Y = g$ H dengan g = percepatan grafitasi (m/detik^2).

Bila masalah ini dimasukan ke dalam persamaan Euler untuk pompa didapat :

$$H = \frac{Y}{g} = \frac{(u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{u1})}{g} \text{ dalam m}$$

Dari bentuk persamaan Euler ini akan didapat :

Kerapatan dari fluida yang dipompa tidak diperhitungkan. Dengan demikian tinggi kenaikan H dari pompa tidak tergantung kepada macamnya fluida yang dipompa.

Dipindai dengan CamScanner

Persamaan untuk H akan berlaku untuk semua macam/jenis fluida dan tidak hanya berlaku untuk pompa, melainkan juga untuk kompresor dan ventilator. Bila suatu roda jalan digunakan untuk memompa air bisa mencapai ketinggian 30 m, maka roda jalan yang sama tersebut bila digunakan untuk memompa oli atau udara dengan kecepatan putar yang sama bisa mencapai ketinggian 30 m juga.

Catatan

Tentu saja tinggi tekanan p akan berubah dengan adanya perubahan kerapatan fluida yang dipompa dan tinggi kenaikan H, di mana tekanan statis :

$$p = \varrho \cdot g \cdot H \quad \text{in} \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{\text{m}}{\text{det}^2} \cdot \text{m}$$

$$= \frac{\text{kgm}}{\text{det}^2} \cdot \frac{1}{\text{m}^2} = \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Sedangkan 1 bar = 100 000 N/m^2 = 100 000 Pa = 10^5 N/m^2.

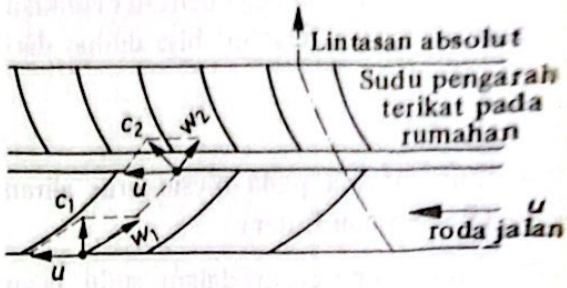
Selanjutnya persamaan Euler menyatakan, bahwa pada kecepatan keliling u yang sama (selama persyaratan material mengizinkan) tinggi kenaikan atau besarnya tinggi tekanan pada dasarnya tergantung kepada besarnya komponen c_u. Dalam masalah ini sudut sudu mempunyai pengaruh yang besar.

Bila kecepatan masuk c_1 diarahkan menjadi tegak lurus u, maka $c_{1u} = 0$ dan persamaannya disederhanakan menjadi :

$$H = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g}$$

Kesimpulan

Persamaan yang dibahas tersebut di atas berlaku untuk tinggi kenaikan H dari pompa radial. Pada pompa aksial, propeller atau turbin Kaplan besarnya $u_2 = u_1 = u$, lihat Gambar 4.1.3, karena itu bisa didapatkan kesimpulan untuk tinggi kenaikan H.



Gambar 4.1.3 Segitiga kecepatan masuk dan keluar dari suatu tingkat aksial.

Untuk pompa radial, Gambar 4.1.2:

$$H = (u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u})/g \quad \text{dalam m}$$

Untuk pompa aksial, gambar 4.1.3. :

$$H = u \cdot (c_{2u} - c_{1u})/g \quad \text{dalam m}$$

Daya pemompaan, Daya yang dibutuhkan, harga pegangan (referensi) untuk η_e

Tinggi kenaikan pompa H mempunyai pengaruh terhadap besarnya ukuran pompa dan mesin penggeraknya. Masalah ini seharusnya dibahas lebih dahulu. Daya pemompaan P_V adalah daya dari pompa sentrifugal yang bisa digunakan dan dipindahkan ke fluida :

$$P_V = \varrho \cdot g \cdot H \cdot \dot{V}$$

ϱ Kg/m^3 adalah kerapatan fluida; untuk cairan = konstan.

g m/detik^2 adalah percepatan grafitasi, di di atas bumi 9,81 m/detik^2.

H m adalah tinggi kenaikan, yang sudah ditentukan lebih dahulu.

$\dot{V}$ m^3/detik adalah Kapasitas fluida yang dipompa.

Dipindai dengan CamScanner

Dengan demikian :

$$P_V = \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{m}{det^2} \cdot m \cdot \frac{m^3}{det} = \frac{kgm}{det^2} \cdot \frac{m}{det}$$

$$= \frac{Nm}{det} = \text{Watt};$$

1000 W = 1 kW.

Daya inilah yang harus tersedia dan digunakan oleh fluida.
Dan yang paling penting adalah daya yang dibutuhkan (daya yang harus disediakan oleh mesin penggerak pompa) didapat dari:

$$P = P_{Vd} + P_{Vi} + P_m - P_{Vs}$$
= Daya pada poros pompa yang diperlukan

P_{Vd} = Daya pada arus aliran fluida, daya ini terdapat pada saluran tekan pompa (d) dengan merupakan arus dan tekanan fluida yang keluar dari pompa.

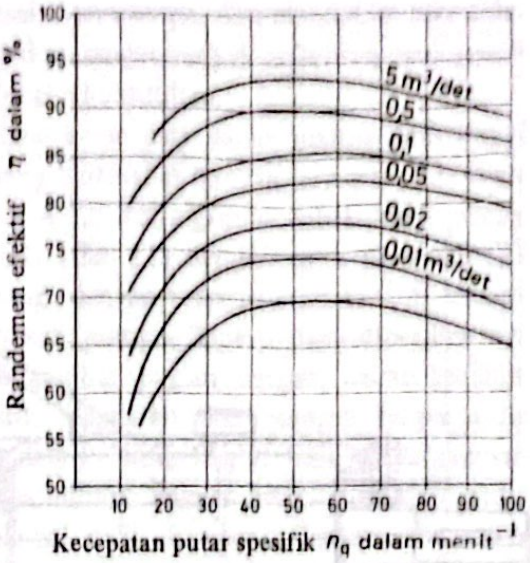
P_{Vi} = Kerugian daya (daya yang digunakan untuk melawan gesekan) yang terdapat di dalam pompa, kebanyakan sebagai gesekan piringan roda, sebagai akibatnya akan timbul randemen dalam η_i.

P_m = Kerugian daya mekanis (η_m) di dalam bantalan pompa dan paking poros, bila dijadikan satu $\eta_i \cdot \eta_m = \eta_e$.

P_{Vs} = Daya arus aliran fluida pada saluran penghisap pompa (s) dengan berhasil masuknya fluida ke dalam pompa.

$$P = P_V/\eta_e = \varrho \cdot g \cdot H \cdot V/\eta_e$$

Harga pegangan (referensi) untuk η_e dari pompa radial, tergantung kepada kecepatan putar spesifik n_q, lihat Gambar 4.1.4.



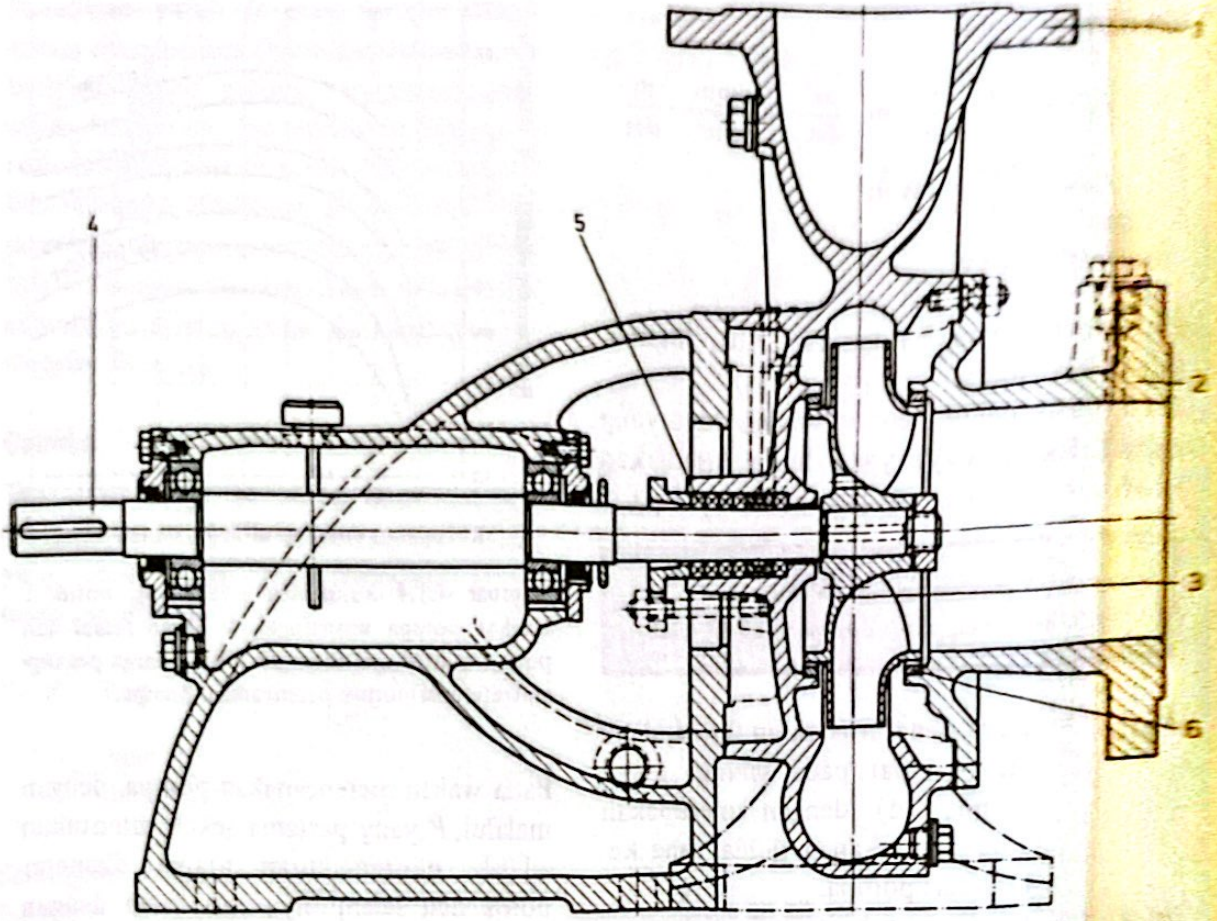
Gambar 4.1.4 Randemen effektif η_e untuk 1 tingkat pompa sentrifugal, 1 aliran radial dan pompa sentrifugal setengah aksial, harga pegangan (referensi) untuk perencanaan pompa.

Pada waktu merencanakan pompa, dengan melalui P yang pertama sekali ditentukan adalah ukuran-ukuran utama diameter poros dan selanjutnya bersamaan dengan penentuan kecepatan fluida yang diizinkan ketika dihisap, diameter mulut hisap juga ditentukan. Akhirnya ukuran-ukuran di bagian permulaan sudu bisa dihitung.

4.1.3 Gambar penampang pompa radial satu tingkat dan bertingkat banyak

Gambar 4.1.5 memperlihatkan gambar penampang memanjang pompa sentrifugal satu tingkat. Dan (1) adalah rumah pompa yang bentuknya seperti sebuah spiral (rumah keong) di mana rumah tersebut mengelilingi roda jalan dan berakhir di bagian saluran tekan. Diameter spiral secara berangsur-angsur bertambah besar dalam arah kelilingnya, sebab selalu makin banyak cairan yang keluar dari roda jalan dan kecepatan cairan di mana-mana harus sama yaitu c_3 atau c_4. Di dalam saluran tekan dengan mengingat adanya kerugian di

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.1.5 Gambar penampang sebuah pompa sentrifugal satu tingkat; KSB

dalam pipa maka kecepatan cairan diharapkan sekitar 2,0 m/detik.

Rumah pompa dengan dudukan bantalan diikat dengan menggunakan baut. Selanjutnya saluran hisap (2) juga diikat dengan rumah pompa menggunakan baut. Tiga buah baut digunakan untuk melayani manometer dan mengikatnya serta untuk mengeluarkan cairan dari pompa. Rumah pompa juga mempunyai suatu silinder tambahan, yang fungsinya sebagai tabung paking (5). Tali paking ditekan menjadi satu dengan menggunakan penekan paking (perpak). Roda jalan (3) menggantung dan diikat pada poros (4). Supaya perbandingan diameter D_2/D_1 bisa kecil dan bisa menyalurkan/menghantarkan cairan dengan cukup baik, maka permulaan sudu (ujung sudu bagian masuk) dibuat sampai berada di dalam mulut isap. Di permukaan roda jalan sebelah luar di kiri dan kanan terdapat cincin paking (6), maksudnya adalah supaya cairan dari ruangan tekan tidak balik kembali ke ruang hisap dan untuk mencegah supaya arus balik dari cairan tidak masuk ke dalam tabung paking poros. Akhirnya dapat dilihat bahwa di roda jalan pada bagian atas dari leher poros terdapat lubang, melalui lubang ini cairan bisa masuk ke dalam ruangan di muka tabung paking poros. Maksud pemberian lubang ini adalah untuk mengurangi gaya geser aksial, yaitu dengan jalan mempertemukan kecepatan cairan yang diisap dengan dinding roda jalan sebelah kiri, sehingga tekanan di sebelah kiri dan sebelah kanan roda jalan bisa sama.

Kedua bantalan akan menerima sisa gaya

Dipindai dengan CamScanner

geser yang masih ada, tetapi dengan adanya lubang tersebut di atas sisa gaya geser tinggal sedikit. Di samping penekan paking (perpak) terdapat cincin pelanting yang fungsinya untuk mencegah supaya cairan yang keluar dari pompa (bocoran) tidak masuk ke dalam rumah bantalan.

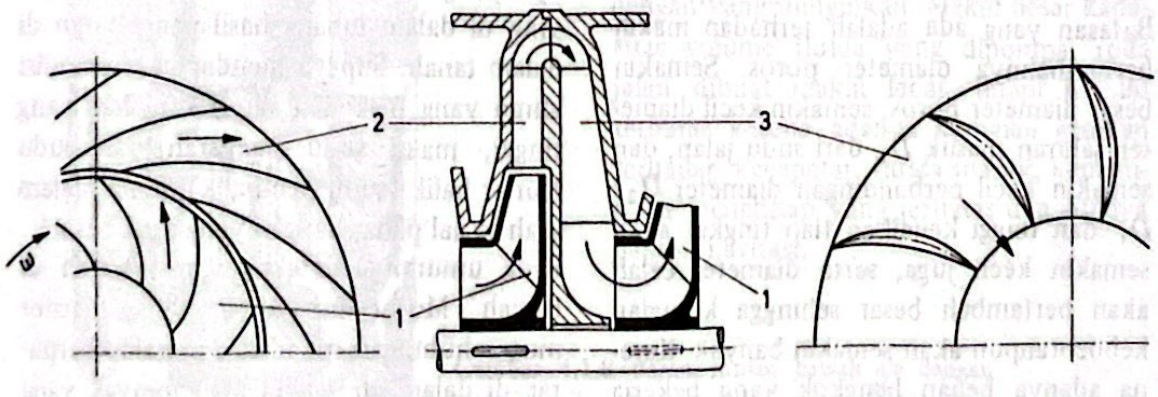
Standardisasi

Beberapa data hidraulik pompa ($\dot{V}$; H) dan kecepatan putar serta ukuran-ukuran utama pompa sudah distandarisasikan. Jadi misalnya rumah keong pompa yang satu tingkat untuk kapasitas sampai 400 m^3/ jam dan tinggi kenaikan sampai 100 m standarnya terdapat pada DIN 24255. Di dalam buku katalog dari pabrik pembuat pompa bisa diketemukan ukuran pompa dan ukuran lengkap dari instalasi pompa bila dipasang yaitu terdiri dari ukuran pompa, motor, plat dasar untuk menahan instalasi pompa tersebut. Dengan sistim standardisasi ini beberapa persoalan bisa diselesaikan secara ekonomis, perawatan menjadi lebih mudah dan dimungkinkan mengadakan persediaan suku cadang pompa.

Umumnya dari suatu standar pompa bisa dimengerti masalah-masalah tentang pompa, petunjuk pemakaian pompa, pengarahan atau usulan hubungannya dengan standar yang lain, dengan pabrik pembuat pompa atau dengan organisasi yang mengusahakan pompa, dari mereka ini bisa didapatkan sangat banyak informasi yang sesuai dengan kebutuhan.

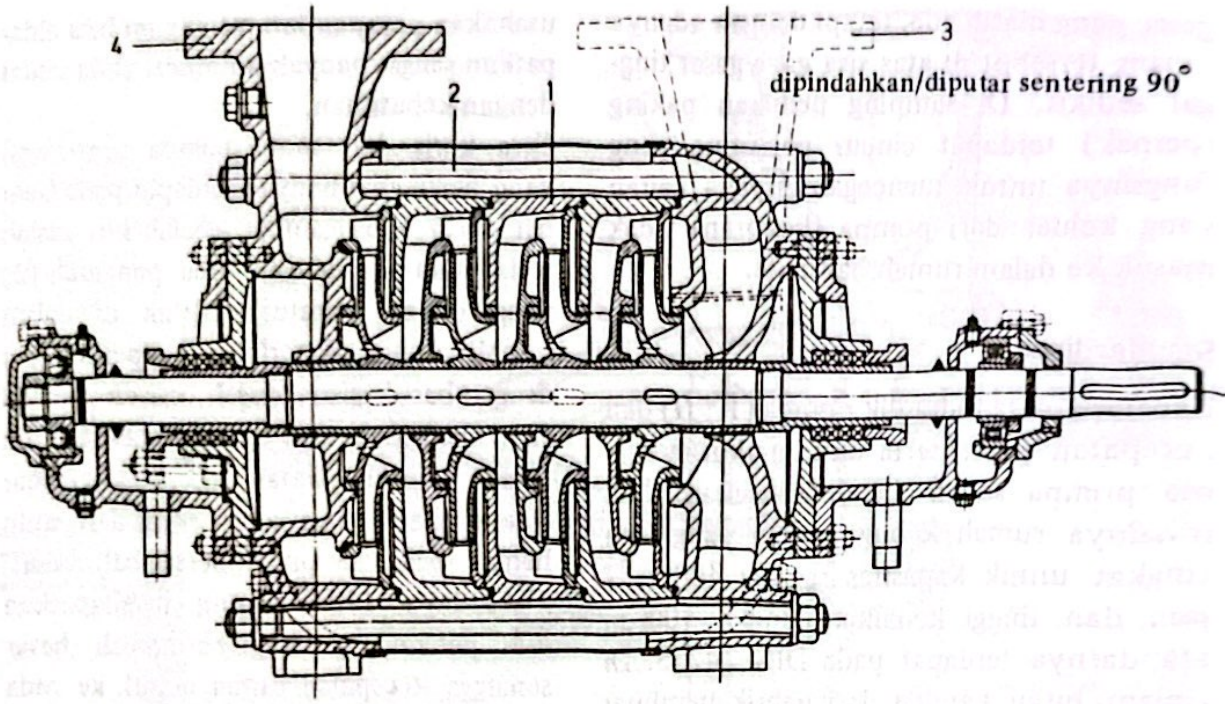
Cara kerja dari suatu pompa sentrifugal yang bertingkat banyak terdapat pada Gambar 4.1.6. Pada gambar sebelah kiri adalah roda jalan (1) dengan sudu pengarah (2) yang dengan teratur terletak di dalam rumah pompa. Seperti yang diperlihatkan di gambar bagian tengah, cairan melalui sudu pengarah dan ruangan tanpa sudu masuk ke sudu hantar balik. Pada gambar bisa dilihat bahwa lebar sudu dari sudu hantar balik ke poros bertambah besar, maksudnya adalah untuk mendapatkan luas penampang yang bertambah besar sehingga kecepatan cairan masuk ke roda jalan berikutnya menjadi kecil.

Pelaksanaan untuk pompa dengan empat tingkat terdapat pada Gambar 4.1.7. Bantalan yang menyangga poros mempunyai cincin pelindung supaya bocoran cairan tidak masuk ke dalam bantalan. Kedua rumah bantalan dibuat jadi satu dengan rumah pompa. Juga kedua penutup dilengkapi dengan tabung paking poros dan diikat di rumah pompa bagian isap (3) dan bagian tekan (4). Akhirnya dengan menggunakan baut yang panjang yang berfungsi sebagai jangkar tarik (2) semuanya termasuk ruas-ruas pembagian tingkat-tingkat pompa diikat jadi satu.



Gambar 4.1.6 Cara kerja dari suatu pompa yang bertingkat banyak.

Dipindai dengan CamScanner



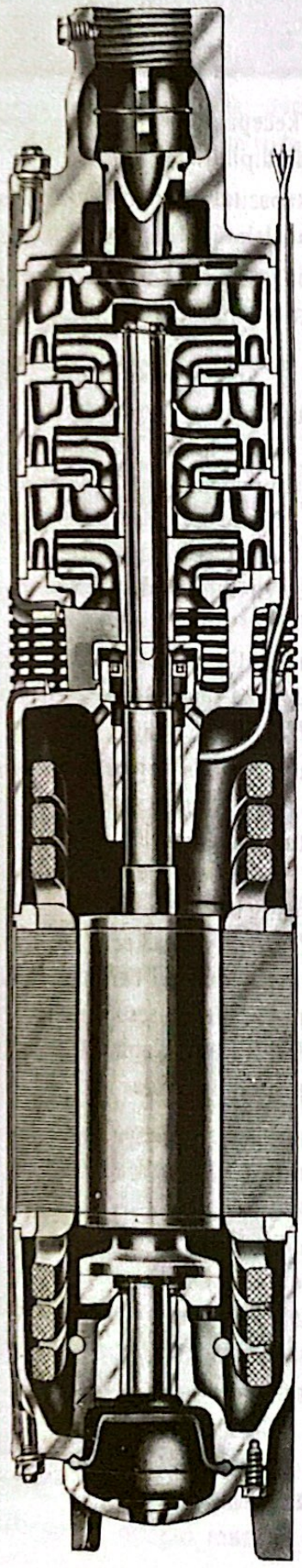
Gambar 4.1.7 Penampang memanjang dari susunan suatu pompa sentrifugal yang bertingkat empat.

Bagian-bagian pompa diatur tegak lurus poros. Sesudah roda jalan tingkat pertama ditempatkan, menyusul cincin dengan sudu pengarah, kemudian baru dipasang cincin dengan sudu hantar balik. Untuk bagian-bagian dari tingkat-tingkat selanjutnya diatur dan dipasang dengan cara yang sama, kemudian baru dipasang penutup dengan saluran hisap. Cara pemasangan dan pengaturan ini disebut sebagai cara pemasangan yang berantai/berurutan sesuai dengan ruas-ruas pembagian tingkat-tingkat pompa. Untuk pompa air pengisi ketel uap bisa dibuat sampai 12 ruas tingkat pompa. Batasan yang ada adalah terhadap makin bertambahnya diameter poros. Semakin besar diameter poros, semakin kecil diameter saluran masuk D_1 dari sudu jalan, dan semakin kecil perbandingan diameter D_2/D_1 dan tinggi kenaikan tiap tingkat akan semakin kecil juga, serta diameter celah akan bertambah besar sehingga kerugian kebocoranpun akan semakin banyak. Karena adanya beban bengkok yang bekerja pada poros dan adanya putaran kritis, maka poros harus dibuat cukup "kaku" (rigid).

Suatu pompa radial yang bertingkat banyak dengan poros yang tegak (vertikal) dan dihubungkan dengan rotor motor listrik penggerak pompa, terdapat pada Gambar 4.1.8. Pompa ini biasanya digunakan untuk memompa air tanah yang dingin yang secara teratur dikirimkan ke instalasi distribusi air. Pompa ini bisa dimasukkan ke dalam tanah sampai kedalaman yang tinggi tanpa menimbulkan kesukaran-kesukaran. Ciri khasnya adalah diameternya yang kecil; Pompa ditempatkan/dipasang di dalam lubang hasil pengeboran di dalam tanah. Supaya mendapatkan kondisi aliran yang baik dan tinggi kenaikan yang tinggi, maka sudu pengarah dan sudu hantar balik (sudu pembalik) dibuat dalam arah aksial pada ruangan yang agak besar.

Pada umumnya letaknya motor ada di bawah. Motor ini dibuat sebagai rotor motor hubungan pendek dan kalau berputar di dalam air murni atau minyak yang diisikan maka dia akan mendinginkan lilit-

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.1.8 Pompa-motor bawah air dengan poros tegak sebagai pompa yang ditempatkan di dalam lubang bor; KSB.

annya dan pelumas bantalan lagernya. Ruang motor ke ruangan pompa disekat atau ditahan dengan menggunakan paking cincin luncur. Satu penapis masuk terdapat di antara motor dan pompa.

Peralatan ini harus bisa bekerja tanpa perawatan. Bantalan luncur yang dilumasi dengan fluida yang dipompa dibuat dari arang, perunggu, atau suatu bahan damar sintetis dengan asbes.

Pada ujung bagian atas terdapat suatu alat pukul balik yang mengarahkan supaya cairan yang dipompa yang ada di dalam saluran naik ke atas tidak balik kembali dan semua peralatan menggantung pada ujung pompa.

Daerah penggunaan konstruksi pompa ini adalah untuk pembuangan air, memompa air tanah, mengalihkan atau menyalurkan air banjir, memompa air buangan untuk dimanfaatkan.

4.1.4 Kecepatan spesifik dan bentuk roda jalan

Ukuran-ukuran utama roda jalan pompa sentrifugal harus diberikan bersama-sama dengan kecepatan putar pada kapasitas pompa $\dot{V}$ dan tinggi kenaikan H. Makin besar tinggi kenaikan yang diinginkan, maka perbandingan diameter roda jalan D_2/D_1 harus dibuat makin besar sedemikian rupa, sehingga diperoleh suatu hasil kerja gaya sentrifugal yang besarnya sesuai dengan yang diinginkan. Makin besar kapasitas volume fluida yang dipompa, roda jalan dibuat makin lebar, tetapi hal ini terbatas karena adanya kerugian gesekan terhadap kecepatan fluida masuk, kemampuan menghisap yang terbatas dan adanya bahaya kavitasi.

CS Dipindai dengan CamScanner

Mirip seperti pada turbin air pada pompapun terdapat beberapa macam bentuk roda jalan. Demikian juga sesudah menentukan "kecepatan spesifik" bisa dengan cepat mendapatkan suatu patokan / pegangan yang pertama bagaimana kira-kira bentuk konstruksi mesin fluida ini dibuat.

Tetapi untuk pompa adalah berbeda dengan turbin air, karena pompa sentrifugal bisa dibuat dengan bertingkat banyak dan yang berbeda lagi adalah kecepatan putarnya, karena pompa yang digunakan oleh motor listrik kebanyakan dengan kecepatan putar n = 2900 1/menit atau 1450 menit^{-1}. Dan harga kecepatan ini tidak mengikat karena untuk pompa yang digunakan oleh turbin uap dan untuk pompa air pengisi ketel uap biasanya bekerja dengan kecepatan putar yang lebih tinggi lagi.

Kecepatan spesifik n_q

"Kecepatan spesifik n_q" dari pompa yang diberi harga $\dot{V}$, H dan kecepatan kerja n adalah kecepatan putar yang sebenarnya n dari pompa pembanding (q) yang mempunyai geometri sudu-sudu mirip (sama) dan gambar kecepatan aliran fluida yang mirip (sama) dan dapat menghasilkan tinggi kenaikan H_q = 1 m dengan kapasitas $\dot{V}_q$ = 1 m^3/detik.

Nanti masih akan dibahas lagi masalah yang mirip (serupa) dan untuk itu persamaan n_q adalah:

$$n_q = n \cdot \frac{\dot{V}^{1/2}}{H^{3/4}} = n \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}}}{4\sqrt{H^3}} \quad \text{1/menit}$$

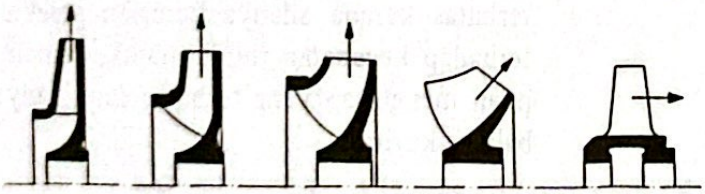
n adalah kecepatan kerja/putar pom yang telah dipilih, dalam menit^{-1}

$\dot{V}$ adalah kapasitas pompa (untuk sem tingkat adalah sama) dalam m^3/*detik*

H adalah tinggi kenaikan pompa tiap tin kat dalam m.

Persamaan di atas berlaku untuk pom yang bertingkat satu. Untuk hal-hal ya khusus di mana tinggi kenaikan pom yang besar atau pada kapasitas pompa ya kecil, akan didapatkan kecepatan spesi yang sangat kecil, sehingga dengan de kian pompanya dibuat dengan bertingk banyak. Untuk itu kapasitas pompa di semua tingkat adalah sama, bila jum tingkatnya i maka tinggi kenaikan tiap ti kat adalah H/i.

Tetapi sebaliknya bila kapasitasnya pon besar dan tinggi kenaikannya kecil, hasil perhitungan diperoleh harga kecep an spesifik yang besar, dan didapat le sudu jalan yang besar dengan perbandin diameter D_2/D_1 yang kecil, selanjut bila harga n_q makin bertambah/tin pelaksanaannya adalah sesuai dengan r propeller dari turbin Kaplan (bandin pelaksanaan pompa pada bab 4.3.3 4.3.4).



Roda tekanan tinggi n_q s/d 25 | Roda tekanan menengah s/d 40 | Roda tekanan rendah s/d 70 | Roda sekerup s/d 150 | Roda propeler s/d 300 menit^{-1}

Gambar 4.1.9. B roda jalan dari p sentrifugal.

Dipindai dengan CamScanner

PERPUSTAKAAN D III F. TEKNIK

Selanjutnya beberapa batasan dari kecepatan spesifik dan bentuk sudu terdapat pada Gambar 4.1.9.
Dalam gambar diperlihatkan bagaimana bentuk roda jalan mulai dari roda radial dengan perlahan-lahan ke roda aksial.

Pengertian tentang "putaran cepat" dan hubungan satu dengan lainnya

Kecepatan spesifik adalah notasi yang khusus untuk tanda pengenal bentuk roda. Besarnya mesin yang dibuat tidak tergantung kepada kecepatan spesifik.
Istilah dan daerah kerja yang berlaku untuk masing-masing bentuk roda adalah sebagai berikut :

I Roda putaran pelan, roda tekanan tinggi, roda radial n_q = 10 sampai 30 menit^{-1}

II Roda putaran menengah (medium), roda tekanan menengah n_q = 30 sampai 60 1/menit

III Roda putaran cepat, roda Sekrup n_q = 50 sampai 150 menit^{-1}

IV Roda putaran cepat, roda propeller dan roda aksial n_q = 110 sampai 500 menit^{-1}.

Dalam bahasa teknik istilah yang digunakan seperti "roda putaran pelan" . . . "roda putaran cepat" sudah tentu dapat menimbulkan kebingungan. Karena istilah ini dapat menyesatkan atau menimbulkan pendapat yang salah, yaitu "roda putaran pelan" dianggap harus bekerja dengan kecepatan putar yang rendah, sedangkan "roda putaran cepat" dikira roda tersebut harus bekerja dengan kecepatan putar yang tinggi. Padahal yang dimaksud dengan istilah-istilah tersebut di atas adalah tidak demikian. Yang dimaksud dengan istilah-istilah tersebut di atas seharusnya lebih banyak berhubungan dengan masalah harga $\dot{V}$ dan H pompa. Tetapi hal itupun bukan berarti bila ada suatu pompa yang harus menggunakan roda bentuk I dapat diganti dengan menggunakan roda bentuk IV dengan harga $\dot{V}$ dan H yang sama, meskipun dengan sendirinya roda bentuk IV tersebut harus berputar lebih cepat daripada roda bentuk I, maka bila diharapkan bisa menghasilkan harga randemen yang sama adalah tidak mungkin (sebab usaha penggantian roda ini tidak ada artinya dan tidak masuk akal kegunaannya).
Sebaliknya roda propeller bila bekerja dengan kecepatan putar yang tinggi randemennya akan jatuh (jelek), karena roda propeller harus bekerja dengan kecepatan putar yang pelan; meskipun demikian propeller tetap diberi istilah (disebut) sebagai roda putaran cepat, karena propeller mempunyai harga kecepatan spesifik n_q yang tinggi.

Diagram untuk menentukan kecepatan spesifik n_q dari roda jalan

Bila harus merencanakan atau melaksanakan sebuah pompa yang bertingkat satu atau sebuah tingkat dari pompa yang bertingkat banyak, dapat menggunakan pertolongan diagram pada Gambar 4.1.10, dengan demikian bisa diperoleh besarnya kecepatan spesifik dan bentuknya roda jalanpun bisa ditentukan.
Untuk itu besarnya $\dot{V}$ dan H harus diketahui lebih dahulu, dan besarnya putaran kerja pompa n bisa dipilih.
Cara penggunaan Gambar 4.1.10 tersebut ada di catatan dan di contoh soal.

Catatan

Bila harus merencanakan pompa dengan harga $\dot{V}$ dan H yang sudah tertentu dan dipilih kecepatan putarnya n = 2900 1/menit, maka akan didapat harga n_q = 17,5 1/menit dan roda jalan pompa

Dipindai dengan CamScanner

bentuknya agak lebar dengan diameter luarnya yang lebih kecil

Tetapi bila pompa dengan harga $\dot{V}$ dan H tersebut di atas kecepatan putarnya dipilih n = 1450 1/menit maka didapat harga n_q = 7,5 1/menit dan perbandingan diameter roda D_2/D_1 sangat besar serta lebarnya roda di bagian keluar b_2 sangat kecil, sehingga dengan demikian akan diperoleh kerugian gesekan yang besar dan randemennya pompa sangat jelek. Jadi berarti pelaksanaan pompa tersebut tidak ekonomis.

Harga n_q yang paling kecil/paling sedikit adalah 10.

Catatan selanjutnya : H sampai 100 m
Diagram n_q pada Gambar 4.1.10 berlaku untuk roda jalan tunggal (sebuah pompa yang tidak bertingkat atau salah satu tingkat dari pompa yang bertingkat banyak) dan karena itu tinggi kenaikan pompa dibatasi H = 100 m. Alasannya adalah adanya gaya sentrifugal yang bekerja sebagai beban pada material roda jalan. Di dalam piringan yang sedang berputar di dalam arah kelilingnya bekerja tegangan sebesar $\sigma_z = u_2 \cdot \varrho \cdot$ Untuk roda yang dibuat dari besi tuang kelabu harga batasnya untuk u_2 = 35 m/detik.

Menurut persamaan Euler $H = u_2 \cdot c_{2u}/g$.
Diambil kira-kira $c_{2u} = u_2$, maka akan diperoleh $H = u_2^2/g$.
Untuk H = 100 m akan didapat :

$$u_2 = \sqrt{H \cdot g} = \sqrt{100\,\text{m} \cdot 9{,}81\,\text{m/detik}^2} = 31{,}4\,\text{m/detik}.$$

Jadi dengan demikian batas 35 m/detik harganya sudah sangat mendekati. Untuk hal-hal yang khusus, pada pompa dengan tekanan tinggi, yang bekerja dengan harga u_2 yang tinggi, maka roda jalannya dibuat dari baja tuang dengan harga kekuatan ijin atau tegangan ijinnya yang sangat tinggi.

4.1.5 Pompa sentrifugal yang bertingkat banyak, jumlah tingkat, pengaruh kecepatan putar

Bila tinggi kenaikan pompa di atas 100 m dan kecepatan putar pompa yang sudah tertentu disesuaikan dengan mesin penggerak yaitu melalui motor listrik, serta bila harus menggunakan roda jalan dengan kecepatan spesifik yang tertentu yang sudah ada di gudang, maka jumlah tingkat pompa i dapat ditentukan lebih dahulu dengan menggunakan pertolongan diagram pada Gambar 4.1.10.

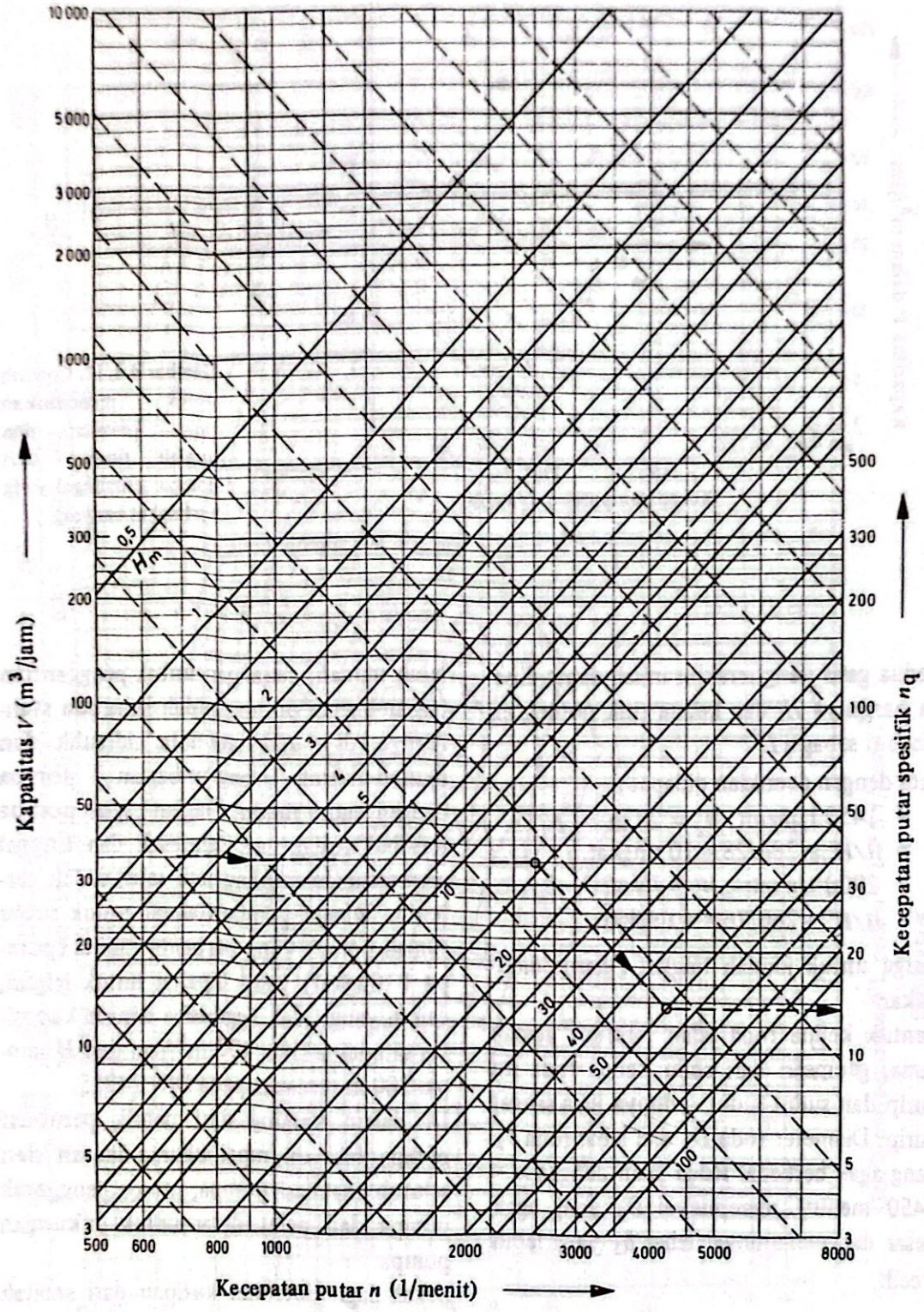
Contoh 1

Untuk suatu pompa yang berkapasitas $\dot{V}$ = 108 m³/jam (=0,03 m³/detik) dan tinggi kenaikan H = 280 m harus menggunakan roda jalan yang mempunyai kecepatan spesifik sekitar n_q = 20 menit^{-1}. Jumlah tingkat yang dibutuhkan i harus ditentukan dengan menggunakan diagram pada Gambar 4.1.10 dan kecepatan putar pompa harus n = 1450 1/menit dan n = 2900 1/menit

Jawab

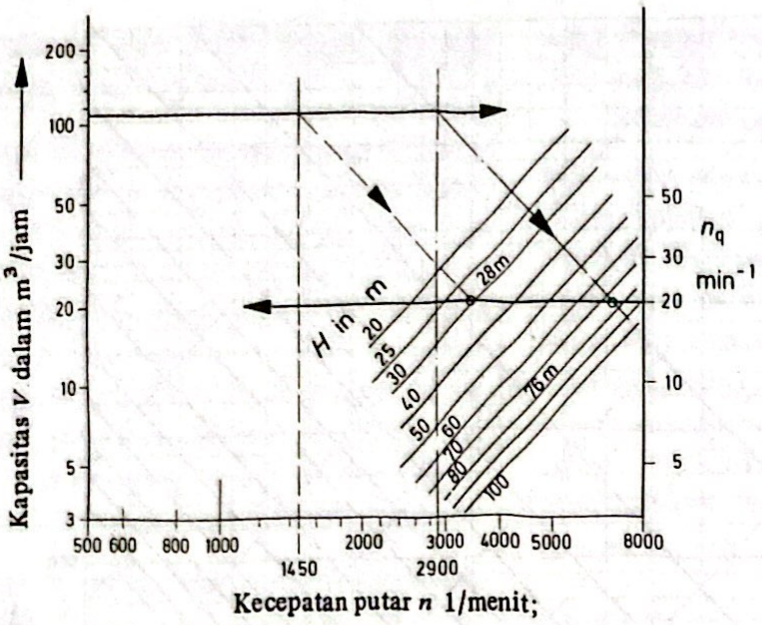
Penyelesaian masalah ini dengan sendirinya juga bisa dengan menggunakan persamaan umum untuk n_q, ke dalam persamaan tersebut dimasukan harga $\dot{V}$, n_q dan n, sebagai hasilnya akan didapat harganya H. Kemudian diperoleh $i = H/H_{\text{tingkat}}$. Tetapi masalah ini akan lebih mudah bila diselesaikan dengan menggunakan Diagram pada Gambar 4.1.10, dan sebagian dari diagram tersebut digambarkan lagi pada Gambar 4.1.11:
Melalui harga $\dot{V}$ = 108 m³/jam ditarik garis horisontal sampai memotong garis kecepatan putar n = 1450 1/menit dan n = 2900 1/menit, dan dari kedua titik potong tersebut dibuat garis sejajar ke garis H = konstan sampai memotong garis horisontal yang melalui n_q = 20 1/menit Pada titik potong

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.1.10 Penentuan kecepatan spesifik n_q dari satu roda jalan pompa.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.1.11. Contoh untuk menentukan tinggi kenaikan dan jumlah tingkat dari pompa sentrifugal yang bertingkat banyak.

kedua garis yang terakhir inilah dapat dibaca harganya H, dan kedua titik potong ini disebut sebagai H'.

Jadi dengan demikian didapat :

n = 1450 1/menit; H' = 28 m

i = H/H' = 280/28 = 10 tingkat.

n = 2900 1/menit ; H' = 76 m.

i = H/H' = 280/76 = 4 tingkat.

Harga untuk jumlah tingkat i harus dibulatkan.

Bentuk kedua roda jalan tersebut adalah sama, geometri dari sudu kedua roda itu mirip dan sudut-sudut sudunya juga sangat mirip. Diameter roda D_2 dan lebar roda b_2 yang agak berbeda. Roda jalan dengan n = 1450 menit^{-1} mempunyai D_2 yang agak besar dan mempunyai lebar b_2 yang lebih kecil.

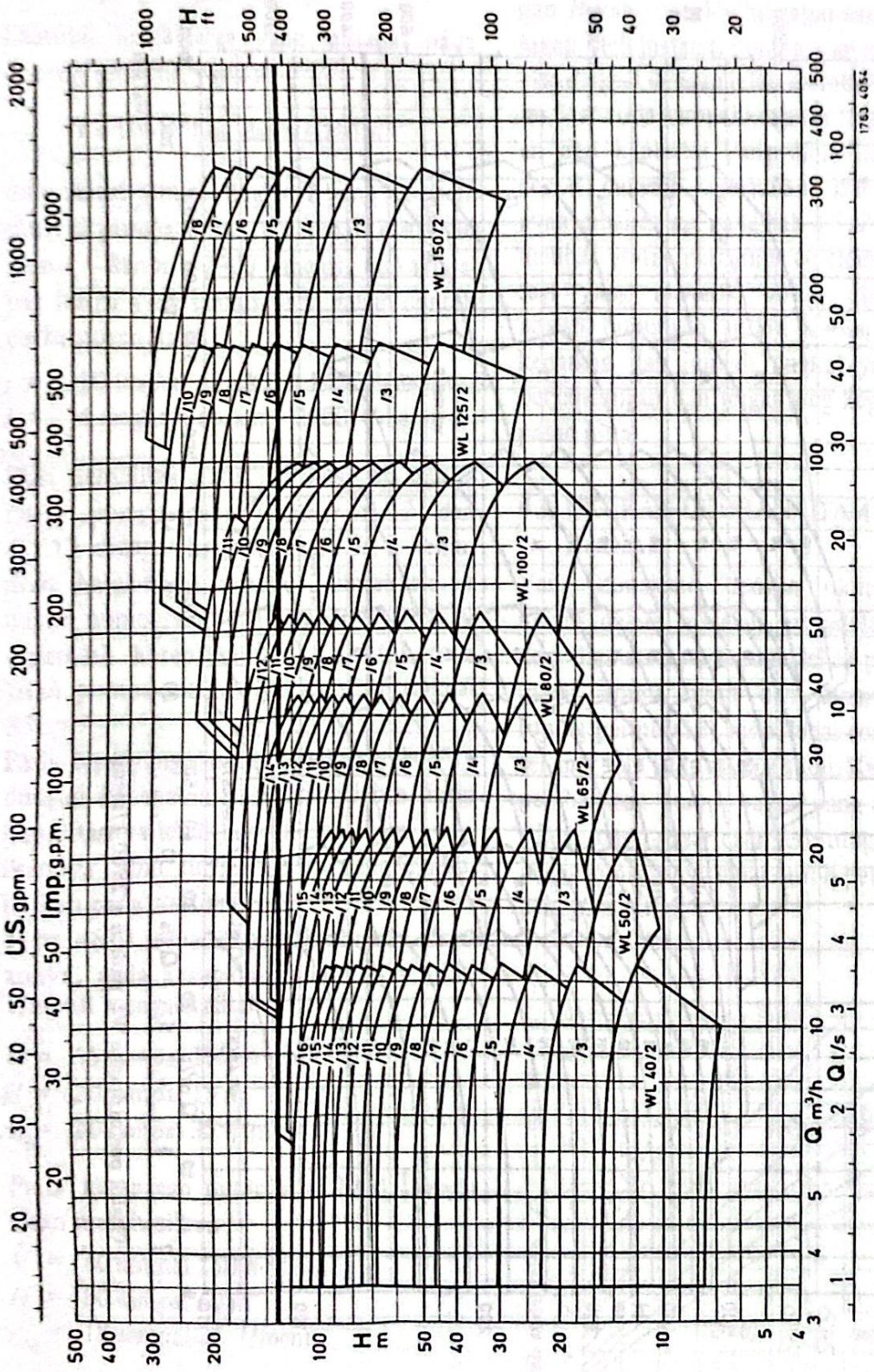
Standar dari ukuran roda, pelaksanaannya

Terutama untuk pompa radial, dengan dasar supaya mendapat penyelesaian yang ekonomis, ukuran luar dari sambungan untuk saluran isap dan saluran tekan diseragamkan, dan supaya perawatan pompa lebih mudah, cadangan untuk penggantian bagian-bagian pompa sudah lama ada standarnya, di mana data-data hidraulik dan ukuran-ukuran bagian-bagian pompa dengan sistim modul (bagian-bagian pompa tersebut sudah terpisah-pisah dan tinggal memasang/assembling jadi satu) sudah tertentu. Sebagai pemberitahuan untuk suatu rumah pompa yang berbentuk spiral (pompa 1 tingkat) yang dipakai untuk irigasi, cairan yang tidak aggressive dengan kapasitas sampai sekitar 400 m^3/jam dan H sampai 100 m terdapat pada DIN 24255.

Di dalam katalog dari pabrik pembuat pompa bisa dijumpai ukuran-ukuran dari seluruh instalasi pompa, motor penggerak pompa dan pelat dasar untuk dukungan pompa.

Sekali lagi diberikan kutipan dari sebuah katalog (buku daftar) yang bisa didapat pada Gambar 4.1.12 dan 4.1.13. Gambar tersebut memperlihatkan daerah penggunaan pompa radial yang bertingkat 1 dan yang bertingkat banyak untuk yang mempunyai kecepatan putar n = 1450 menit^{-1} dan 2900 menit^{-1}.

Dipindai dengan CamScanner

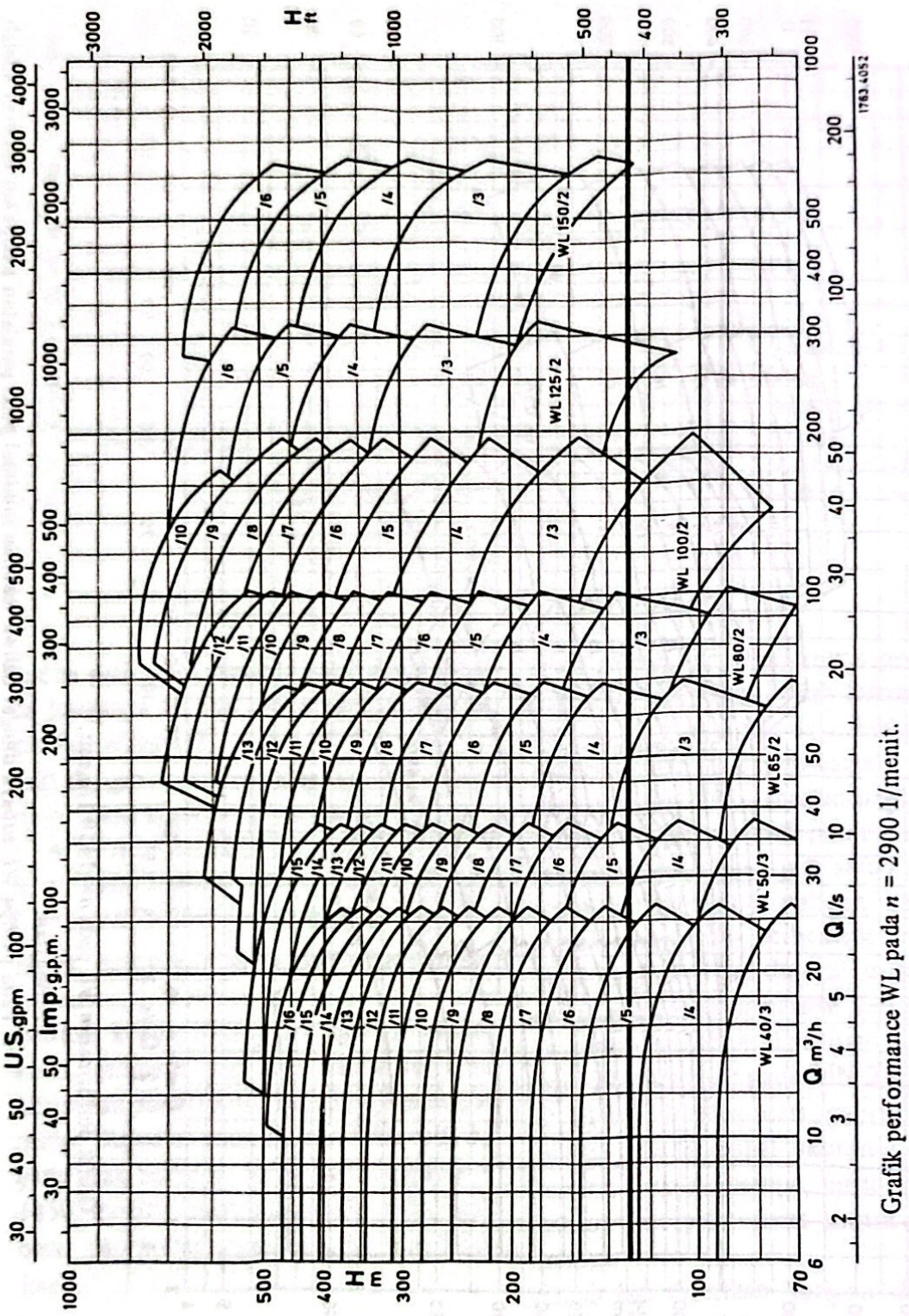


Grafik performance WL pada n = 1450 1/menit.

Peringatan:
Pada pompa WL supaya diingat bahwa tekanan minimal pada peralatan pelepasan tekanan adalah 13 bar dan tidak boleh ada di bawahnya (berbahaya untuk peralatan tersebut).

Gambar 4.1.12 Daerah penggunaan pompa radial 1 sampai 14 tingkat untuk kecepatan putar n = 1450 menit^{-1}. Katalog dari Firma; Bandingkan dengan pompa yang dilaksanakan pada gambar 4.2.29a.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.1.13 Daerah penggunaan pompa radial 1 tingkat sampai 13 tingkat untuk kecepatan putar $n = 2900$ menit^{-1}. Katalog Firma pembuat pompa.

CS Dipindai dengan CamScanner

Contoh pengulangan kembali

Diambil harga-harga yang terdapat pada contoh terakhir, yaitu :

$$\dot{V} = 108 \text{ m}^3/\text{jam} \text{ dan } H = 280 \text{ m}$$

dan dicari jumlah tingkat i yang harus dipunyai pompa untuk kecepatan n = 1450 menit^{-1} dan n = 2900 ^{1}/menit, maka didapat harga yang sama seperti dalam contoh perhitungan, ialah :

i = 10 tingkat untuk n = 1450 ^{1}/menit
i = 4 tingkat untuk n = 2900 ^{1}/menit

Dari pemilihan grafik perfomance/karakteristik pompa pada Gambar 4.1.12 dan 4.1.13 didapat harga-harga $\dot{V}$, H, n kemudian harga-harga tersebut dimasukan ke dalam nomogram pada Gambar 4.1.10 akan diperoleh ketepatan bahwa bentuk roda jalan pompa mempunyai n_q = 18 sampai 35.

Pada type yang sama didapatkan roda jalan dengan kecepatan putar yang lebih tinggi kapasitasnya lebih banyak dan tinggi kenaikannya lebih tinggi, seperti yang diperlihatkan pada contoh :

Type 4610 sesuai dengan ketentuan ukurannya, pada kecepatan putar n = 1450 1/menit mengahasilkan:

$\dot{V}$ = 55 sampai 155 m^3/jam
H = 20 sampai 13 m
n_q = 20 sampai 35 ^{1}/menit.

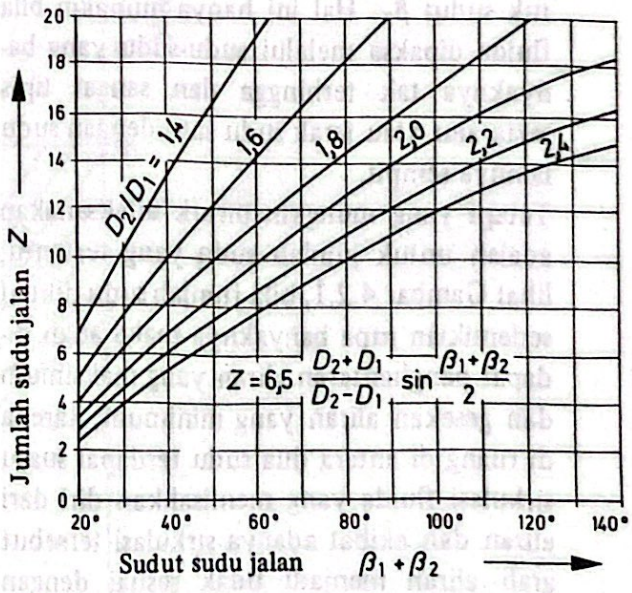
Pada kecepatan putar n = 2900 ^{1}/menit akan menghasilkan :

$\dot{V}$ = 80 sampai 150 m^3/jam
H = 80 sampai 60 m
n_q = 18 sampai 24 ^{1}/menit.

Randemen roda ini kira-kira hampir sama, di mana untuk kecepatan putar yang lebih rendah keadaannya lebih baik, bandingkan dengan Gambar 4.1.4. Dalam hal ini kondisi V dan H yang betul-betul tepat kurang begitu diperhatikan, sedangkan kondisi V dan H yang betul-betul tepat sangat diperlukan oleh instalasi pompa, dan masalah ini bisa dicapai dengan jalan membubut diameter luar roda sampai keadaan tinggi kenaikan dan kapasitas yang dihasilkan pompa cocok dengan kebutuhan. Hal ini nanti akan dibahas lagi pada bab 4.5. Pada waktu melihat grafik performance (karakteristik) segi yang menarik untuk diperhatikan adalah hubungan antara Kapasitas, tinggi kenaikan dan jumlah tingkat yang saling bergantungan dan tergantung kepada kecepatan putar.

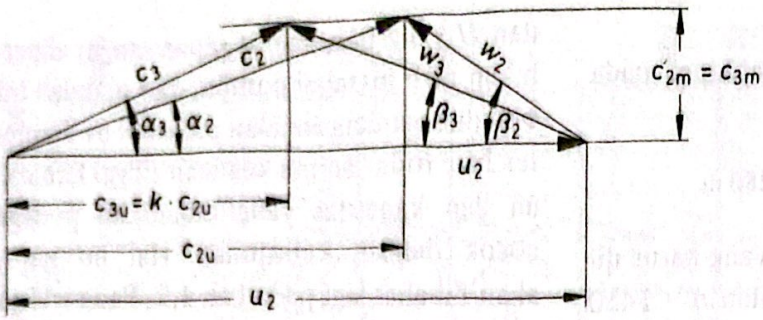
4.2 UKURAN-UKURAN UTAMA POMPA RADIAL

Yang dimaksud dengan ukuran-ukuran utama dalam masalah ini adalah ukuran dari diameter poros dan leher poros, diameter mulut hisap dan diameter awal (ujung permulaan) sudu, lebar roda, diameter luar dan sudut-sudut sudu. Kebanyakan pembahasan pompa radial yang digunakan adalah dasar-dasar cara perhitungan dengan penggambarannya dan contoh pelaksanaan/penggunaannya.



Gambar 4.2.1 Jumlah sudu jalan untuk roda pompa sentrifugal, informatif.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.2.2. Penentuan Hthz dari $H_{th\infty}$ dalam segitiga kecepatan keluar.

4.2.1 Tinggi kenaikan yang sesungguhnya H

Dari persamaan pompa Euler didapat tinggi kenaikan theoritis yang dicapai adalah $H =$

$$H = (u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u})/g = H_{th\infty}$$

Seperti yang sering terjadi lihat Gambar 4.1.1 dan 4.1.2., harga $c_{1u} = 0$ bila fluida masuk tegak lurus u_1. Jadi untuk hal ini:

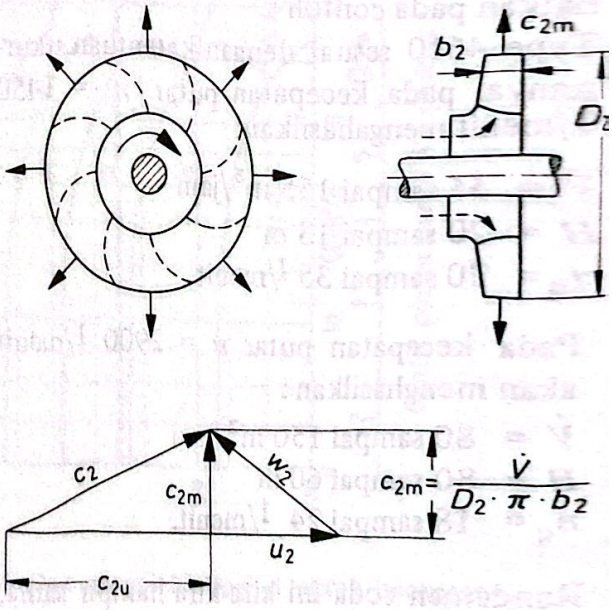
$$H_{th\infty} = u_2 \cdot c_{2u}/g$$

Tinggi kenaikan pompa ini hanya bisa dicapai, bila aliran fluida benar-benar melalui jalan yang tepat sesuai dengan sudut sudu jalan yang telah ditentukan, terutama bila keluarnya telah diarahkan membentuk sudut β_2. Hal ini hanya mungkin bila fluida dipaksa melalui sudu-sudu yang banyaknya tak terhingga dan sangat tipis serta alur atau jarak sudu satu dengan sudu lainnya sempit.

Tetapi yang mungkin untuk dilaksanakan adalah untuk jumlah sudu yang tertentu, lihat Gambar 4.2.1, bila jumlah sudu dibuat sedemikian rupa banyaknya maka akan didapat penghantaran aliran yang maksimum dan gesekan aliran yang minimum, karena di ruang di antara dua sudu terdapat suatu sirkulasi fluida yang memisahkan diri dari aliran dan akibat adanya sirkulasi tersebut arah aliran menjadi tidak sesuai dengan yang diinginkan. Jadi aliran fluida keluar tidak membentuk sudut β_2 melainkan lebih kecil yaitu keluar dengan diarahkan dengan sudut β_3, lihat Gambar 4.2.2.

Dalam hal ini kapasitas aliran fluida tidak ada perubahan, besarnya komponen meridian c_{2m} dari c_2 adalah tetap meskipun terjadi pengecilan dari c_2 menjadi c_3 komponen meridian tetap tidak terganggu, Gambar 4.2.3. Masalah ini didapat dari persamaan kontinuitas, karena :

$$\therefore c_{2m} = \dot{V}/D_2 \cdot \pi \cdot b_2 \quad \text{di sini juga} = c_{3m}$$



Gambar 4.2.3 Besarnya harga komponen c_{2m}; Untuk harga D_2 dan b_2 yang telah diberikan harga c_{2m} akan naik dengan bertambahnya harga $\dot{V}$.

Dipindai dengan CamScanner

Faktor penyusutan kerja k

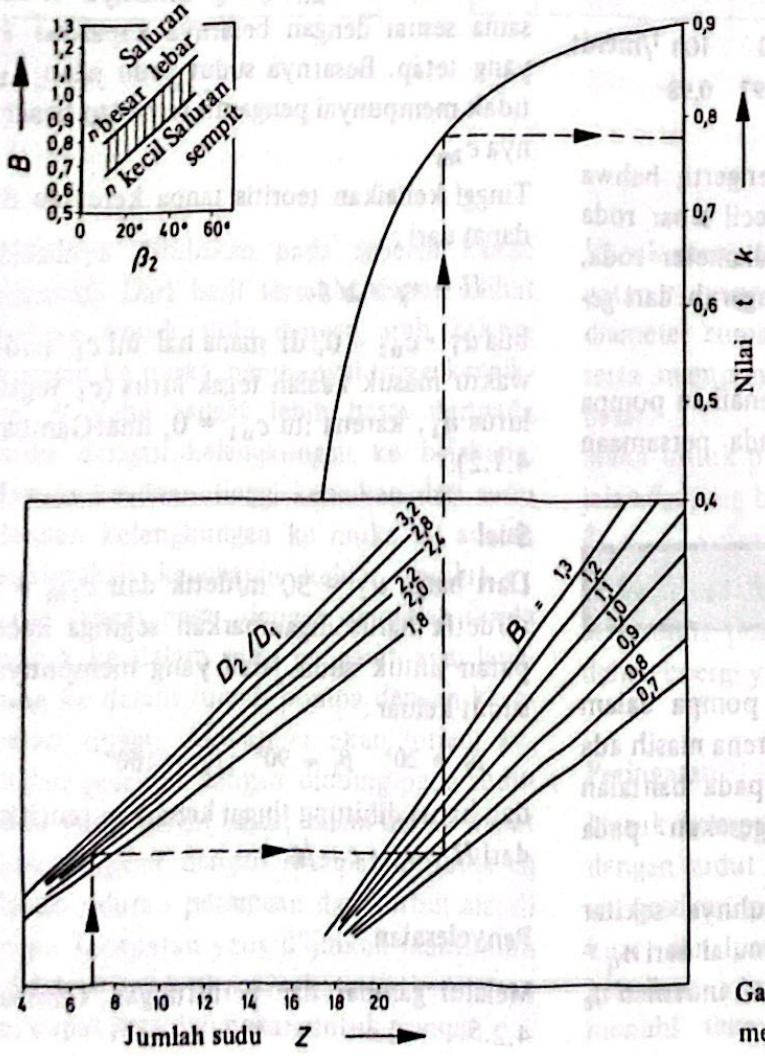
Dalam segitiga kecepatan keluar $c_3 = k \cdot c_{2u}$ dengan k sebagai faktor penyusutan kerja.

Besarnya harganya k tergantung kepada jumlah sudu, bentuk sudu, sudut sudu, lebar roda, kecepatan putar, perbandingan diameter D_2/D_1 dari roda jalan, dan harganya adalah sekitar k = 0,65 sampai 0,90. Pada dasarnya harga k makin tinggi bila harga D_2/D_1 makin besar dan jumlah sudu makin banyak.

Dari nomogram pada Gambar 4.2.4 dapat dibaca harganya k. Dalam hal ini untuk kecepatan putar sekitar n = 700 1/menit diberi harga kecil dan untuk n = 5000 1/menit dinilai sebagai kecepatan putar yang besar. Roda dengan n_q = 20 mempunyai saluran-saluran yang sempit; roda dengan n_q = 50 atau lebih mempunyai saluran-saluran yang lebar.

Suatu penentuan yang lebih teliti, di sini tidak seharusnya untuk dibicarakan, karena kemungkinannya menggunakan pertolongan perhitungan yang sangat panjang. Dalam teknik pompa sentrifugal untuk penentuan yang khusus di sini digunakan pertolongan sistim pengolahan data dengan elektronik (Electronik data processing).

Di sini hanya dengan singkat untuk diperhatikan, bahwa pengaruh dari k bersama-sama dengan kerugian-kerugian yang lain dapat ditetapkan dengan tepat dalam harga η_e, di mana harga η_e ini didapat dari hasil pengukuran pengujian mesin yang dilaksanakan, Gambar 4.1.4.



Gambar 4.2.4 Nomogram untuk menentukan harga k

Pertama-tama untuk diperhatikan harga k

$$H_{thz} = k \cdot u_2 \cdot c_{2u}/g \text{ atau } H_{thz} = k \cdot H_{th\infty}$$

Gesekan roda

Karena adanya gesekan dengan dinding di dalam saluran-saluran sudu terjadilah suatu kerugian gesekan, yang menyebabkan berkurangnya tinggi kenaikan pompa. Semakin kecil lebar roda, makin sempit saluran arus fluida, makin sedikit kapasitas yang dihasilkan, akan makin besar pengaruh kerugian gesekan ini, besarnya kerugian ini ditentukan dengan harga hidraulik η_h. Beberapa harga berikut ini dapat digunakan sebagai informasi :

n_q	10	15	20	30	50	100 ^{1}/menit
η_h	0,86	0,91	0,94	0,96	0,97	0,98

Seperti sangat mudah dimengerti, bahwa makin kecil n_q, semakin kecil lebar roda bila dibandingkan dengan diameter roda, maka akan makin besar pengaruh dari gesekan.

Secara keseluruhan tinggi kenaikan pompa H berdasarkan referensi pada persamaan utama pompa :

$$H = \eta_h \cdot H_{thz} = \eta_h \cdot u_2 \cdot k \cdot c_{2u}/g$$

Besarnya tenaga penggerak pompa dalam hal ini belum mencukupi, karena masih ada kerugian gesekan mekanis pada bantalan (bearing) dan kerugian gesekan pada tabung paking poros.
Secara keseluruhan pengaruhnya sekitar 4% (n_q = 10) sampai 2,5% (mulai dari n_q = 30), di mana akibatnya harga randemen η_e makin jelek.

4.2.2 Pemilihan sudut sudu jalan bagian keluar β_2

Dalam gambar skets dan bagan kecepatan sejauh ini selalu untuk roda jalan dengan sudut keluar β_2 lebih kecil dari 90° dan bila dilihat pada arah putarannya penggambarannya kelengkungan sudu arahnya ke belakang. Untuk itu akan timbul pertanyaan, apakah hal ini harus selalu begitu dan bagaimana hubungannya dengan pemilihan sudut sudu β_2, selanjutnya masalah ini akan diuraikan dengan singkat.

Suatu contoh dengan bilangan-bilangan dapat menerangkan keadaan ini:
Suatu roda jalan dengan diameter luar D_2 dan kecepatan keliling u_2 mempunyai lebar b_2. Seperti yang diperlihatkan pada Gambar 4.2.3 akan diperoleh suatu komponen meridian c_{2m}, yang besarnya tetap sama sesuai dengan besarnya kapasitas $\dot{V}$ yang tetap. Besarnya sudut sudu jalan β_2 tidak mempunyai pengaruh terhadap besarnya c_{2m}.
Tinggi kenaikan teoritis tanpa kerugian di dapat dari :

$$H = u_2 \cdot c_{u2}/g,$$

bila $u_1 \cdot c_{u1} = 0$, di mana hal ini c_1 pada waktu masuk adalah tegak lurus (c_1 tegak lurus u_1, karena itu $c_{u1} = 0$, lihat Gambar 4.1.2).

Soal

Dari harga u_2 = 30 m/detik dan c_{2m} = 5 m/detik harus digambarkan segitiga kecepatan untuk sudu jalan yang mempunyai sudut keluar :

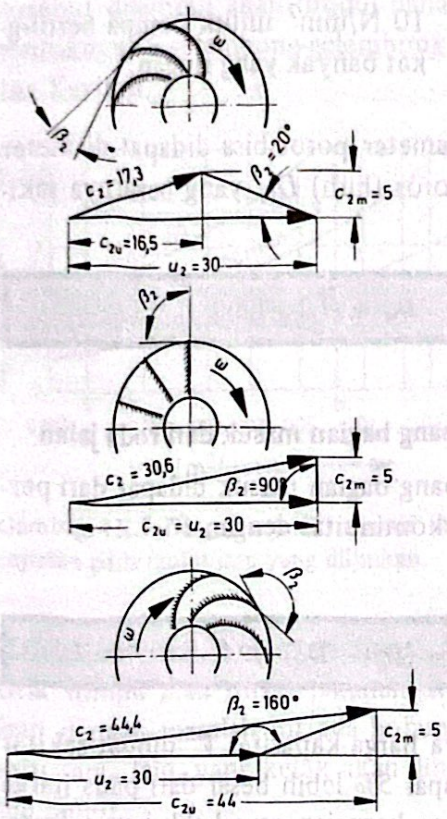
$$\beta_2 = 20° \quad \beta_2 = 90° \quad \beta_2 = 160°$$

dan harus dihitung tinggi kenaikan teoritis dari $H = u_2 \cdot c_{u2}/g$.

Penyelesaian

Melalui gambar dan perhitungan, Gambar 4.2.5.

Dipindai dengan CamScanner



β_2	c_2	c_{2u}	u_2	H
°	m/dt	m/dt	m/dt	m
20°	17,3	16,5	30	51
90°	30,6	30,0	30	92
160°	44,4	44,0	30	135

Gambar 4.2.5. Bentuk sudu dan segitiga kecepatan untuk sudut sudu jalan β_2 yang berbeda-beda; tinggi kenaikan H dan kecepatan keluar c_2.

Hasilnya dituliskan pada sebelah kanan gambar. Dari hasil tersebut dapat dilihat bahwa untuk sudu dengan arah kelengkungan ke muka mempunyai tinggi kenaikan H yang sangat lebih besar daripada sudu dengan kelengkungan ke belakang. Tetapi keadaan tinggi kenaikan dari sudu dengan kelengkungan ke muka ini adalah merupakan kecepatan keluar absolut c_2 yang sangat besar, dengan demikian fluida masuk ke dalam sudu pengarah atau langsung ke dalam rumah pompa dengan kecepatan tinggi. Akibatnya akan terjadi kerugian gesekan dengan dinding pada sudu-sudu yang sangat besar, dalam hal ini dapat dibandingkan dengan kecepatan fluida di dalam saluran pemipaan dari turbin air, di mana kecepatan yang diijinkan maksimum adalah 6 m/detik, dan batasan kecepatan ini dapat juga digunakan untuk pompa.

Untuk menyalurkan dan mengurangi kecepatan c_2 yang tinggi ini, alat pengarah dan diameter rumah pompa harus dibuat besar serta mempunyai penampang keluar yang besar.

Maka untuk pompa sentrifugal sudut sudu jalan β_2 yang berguna adalah :

$\beta_2 = 15°$ sampai $30°$, maksimum sampai $50°$

Dengan ini keadaan tinggi kenaikan, ukuran-ukuran pompa dan randemen perpindahan energi yang optimal bisa dicapai.

Peringatan

Untuk kompresor sentrifugal dilaksanakan dengan sudut β_2 yang besar. Karena tahanan gesekan pada kompresor tidak begitu kuat dan yang diinginkan adalah tinggi kenaikan yang besar supaya dapat memenuhi tekanan akhir yang diinginkan.

Dipindai dengan CamScanner

Roda jalan dari kompresor dibuat dari baja dan bekerja dengan kecepatan keliling u_2 sampai 250 m/detik.

4.2.3 Perencanaan ukuran-ukuran utama

Untuk merencanakan ukuran-ukuran utama pompa harus juga memperhatikan besarnya diameter poros. Dalam hal ini diameter poros dapat dihitung dari gaya momen T, sedangkan T-nya sendiri bisa didapat dari hasil perhitungan besarnya daya penggerak pompa; Pertama-tama dengan tidak memperhatikan besarnya beban lengkung (beban yang menimbulkan beban bengkok) yang ada, besarnya diameter poros bisa dihitung dengan menempatkan harga tegangan torsi yang paling kecil yang diijinkan.

Untuk poros pejal didapat dari $\tau_t = T/W_t$ dan dengan $W_t = 0{,}2 \cdot d^3$ sebagai momen tahanan dari diameter poros minimum yang dibutuhkan.

$$d_{min} = \sqrt[3]{T/0{,}2 \cdot \tau_{ijin}}$$

d_{min} dalam mm

$T = P/\omega$ · N. adalah gaya momen (momen puntir/torsi) dalam Nmm.

$$P = \frac{\dot{V} \cdot H \cdot \varrho \cdot g}{\eta_e \cdot 1000} \text{ kW}$$

$\dot{V}$ dalam m^3/detik; H dalam m; ϱ dalam Kg/m^3; g = 9,81 m/detik^2; 1000 W/kW, η_e lihat Gambar 4.1.4

$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n/60$ dengan n dalam menit^{-1} dan 60 detik/menit.

Harga untuk ijin :

τ_{ijin} = 20 N/mm^2 untuk pompa 1 tingkat yang ringan

τ_{ijin} = 15 N/mm^2 untuk pompa bertingkat banyak yang ringan

τ_{ijin} = 10 N/mm^2 untuk pompa bertingkat banyak yang ringan.

Dari diameter poros bisa didapat diameter leher poros (hub) D_N yang besarnya sekitar :

$$D_N = (1{,}2 \cdots 1{,}4) \cdot d_{poros}$$

Penampang bagian masuk dari roda jalan

Penampang bagian masuk didapat dari persamaan kontinuitas dengan $\dot{V}' = A \cdot c_0$

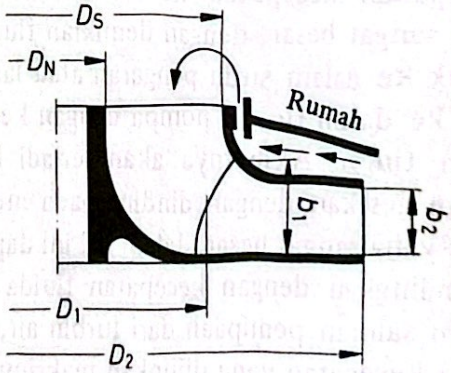
di mana

$$A = (D_S^2 - D_N^2) \cdot \pi/4 \quad \text{Gambar 4.2.6}$$

Besarnya harga kapasitas $\dot{V}'$ dibuat sekitar 3% sampai 5% lebih besar dari pada harga $\dot{V}$, karena kerugian arus balik harus diperhatikan, kerugian ini disebabkan karena fluida dari sisi tekan mengalir kembali masuk ke bagian sisi isap melalui celah roda jalan yang berada di atas sisi masuk, dan kejadian ini berlangsung secara terus menerus. Jadi dalam hal ini dihitung dengan:

$$\dot{V}' = (1{,}02 \cdots 1{,}05) \cdot \dot{V}$$

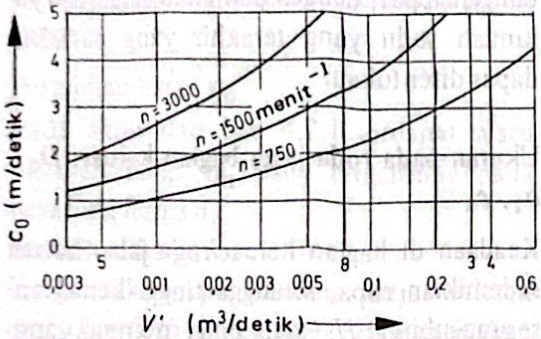
Kecepatan fluida masuk c_o besarnya harus tertentu dan tidak boleh melebihi harga yang sudah ditentukan, karena bila batas



Gambar 4.2.6 Penampang bagian masuk; notasi pada roda jalan.

Dipindai dengan CamScanner

tersebut dilampui akan timbul bahaya terbentuknya gelembung-gelembung uap dan Kavitasi.



Gambar 4.2.7 Harga-harga informatif untuk kecepatan pada mulut isap yang diijinkan.

Dalam bab 4.4.2 masalah tinggi tekanan titik tumpu atau tinggi tekanan di bagian isap dengan masalah ini ada hubungannya satu sama lain, yang kelak akan dibahas lebih lanjut.

Untuk suatu perencanaan yang pertama untuk pemilihan c_0 dapat mengambil harga-harga pada Gambar 4.2.7.

Diameter mulut isap D_S bisa didapat dari :

$$D_S = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}'}{\pi \cdot c_0} + D_N^2}$$

Ukuran pada permulaan sudu jalan

Pada roda yang lebar permulaan sudu dapat ditarik atau dibuat sampai ke dalam mulut isap, seperti pada Gambar 4.2.5; Untuk roda-roda yang kecil D_S dapat dimulai dari di antara sisi-sisi keping piringan roda. Sebagai tanda yang pertama adalah harga n_q. Makin kecil n_q akan semakin kecil roda tersebut. Lebar roda b_1 dihitung dari:

$$b_1 = \dot{V}'/D_1 \cdot \pi \cdot c_1$$

Lebar roda pada bag. masuk

D_1 besarnya dikira-kira/ditaksir.

c_1 kecepatan arus fluida masuk ke dalam yang tergantung kepada jumlah sudu dan ketebalan sudu, dengan ditempatkan sekitar $(1{,}1 \ldots 1{,}3) \cdot c_0$; hal ini karena adanya penyempitan yang disebabkan oleh sisi sudu bagian masuk (dibulatkan) akibatnya terjadi kenaikan kecepatan, sehingga begitu fluida melalui mulut isap langsung segera keluar dari mulut masuk ke dalam roda.

Penyempitan penampang di permulaan sudu. Gambar 4.2.8.

Karena adanya ketebalan sudu s yang besarnya sekitar 2 mm sampai 6 mm tergantung kepada besarnya roda jalan, maka besarnya saluran yang dilalui fluida adalah sisa dari $t - \sigma$.

Jadi penampang melintang yang bebas adalah :

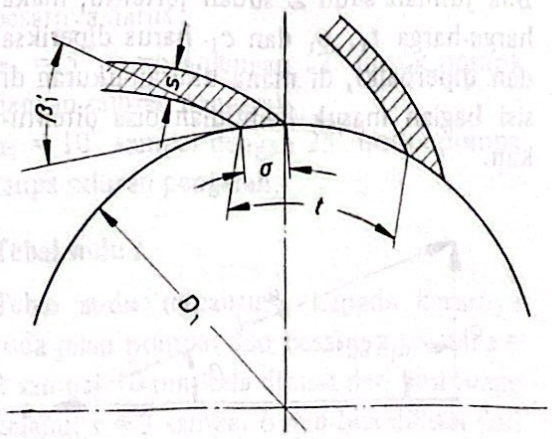
$$A_1 = Z \cdot (t - \sigma) \cdot b_1$$

Z adalah jumlah sudu, lihat Gambar 4.2.1

$\sigma = s/\sin \beta_1$ adalah proyeksi sisi sudu pada arah keliling roda.

Perbandingan antara bagian t dengan selisih $t - \sigma$ disebut atau diberi notasi sebagai penyempitan τ.

$$\tau = t/(t - \sigma)$$ faktor penyempitan



Gambar 4.2.8 Penyempitan penampang di permulaan sudu

Dipindai dengan CamScanner

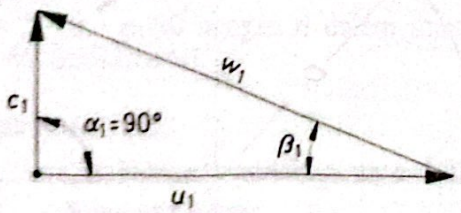
Harga faktor penyempitan yang bisa diperkirakan/ditaksir pertama kali adalah untuk:
Bagian masuk τ_1 sekitar 1,1 . . . 1,2.
Bagian keluar τ_2 sekitar 1,03 . . . 1,08 (pembagian t lebih besar).
Dengan demikian untuk perhitungan b_1 harganya $c_1 = \tau_1 \cdot c_0$. Harga $\tau_1 = 1{,}2$ berarti adanya suatu penyempitan penampang dan akibatnya akan terjadi suatu kenaikan kecepatan masuk sebesar 20%, khususnya pada pompa yang kecil masalah ini bisa didapatkan.

Segitiga kecepatan masuk dan jumlah sudu

Bila harga c_1 dan u_1 (dari D_1) besarnya kira-kira tetap, maka besarnya sudut sudu bagian masuk β_1 didapat dari:

$$\tan \beta_1 = c_1/u_1 \quad \text{Gambar 4.2.9}$$

Sekarang dari Gambar 4.2.1 banyaknya jumlah sudu dapat ditentukan, di mana untuk sudut keluar β_2 sementara akan diperkirakan/ditaksir. Untuk ini pada bab yang lalu sebagai pengajuan/anjuran yang pertama sekali diambil besarnya sekitar $\beta_2 = 25°$ sampai $32°$. Dalam hal ini tergantung apakah tinggi kenaikan yang dihasilkan roda harus tinggi (sampai 80 m) atau rendah.
Bila jumlah sudu Z sudah tertentu, maka harga-harga t_1, σ_1 dan c_1 harus diperiksa dan diperbaiki, di mana ukuran-ukuran di sisi bagian masuk kemudian bisa ditentukan.



Gambar 4.2.9 Notasi pada segitiga kecepatan masuk.

Untuk ukuran-ukuran akhir yang berlaku perbandingannya dengan bagian keluar yaitu dengan D_2', t_2, b_2, β_2 harus diketahui dengan tepat, dengan demikian selanjutnya jumlah sudu yang terakhir yang berlaku dapat ditentukan.

Ukuran pada roda jalan bagian keluar: D_2, b_2, c_2

Keadaan di bagian keluar roda jalan harus sedemikian rupa, sehingga tinggi kenaikan sesungguhnya H, atau pada pompa yang bertingkat banyak adalah tinggi kenaikan tingkat $\Delta H = H/i$ bisa dicapai. Keadaannya harus memenuhi persamaan utama pompa Euler, di mana :

$$H \text{ atau } \Delta H = \eta_h \cdot u_2 \cdot k \cdot c_{2u}/g$$

Dengan demikian akan diperoleh bermacam-macam kemungkinan yang berbeda-beda, tetapi dengan pertolongan segitiga kecepatan keluar dan pengambilan harga-harga standar seperti yang sudah dibahas, maka tinggi kenaikan yang harus dicapai roda dapat dipenuhi. Pada perhitungan perencanaan pertama kali harus diambil suatu pemisalan (harga-harga perkiraan) untuk kemudian dihitung, bila hasilnya belum memenuhi, diambil pemisalan (harga-harga perkiraan) yang baru yang lebih berbobot/mempunyai arti dan harga tersebut masih dalam batas-batas yang diijinkan, demikian seterusnya sampai tinggi kenaikan yang diinginkan bisa dicapai.

Bertingkat banyak

Apakah suatu pompa radial harus dibuat bertingkat satu atau bertingkat banyak, dapat ditunjukan oleh perhitungan pertama dari kecepatan spesifik. Bila harga n_q lebih kecil dari 10 maka pompa harus dilaksanakan bertingkat banyak atau pompa harus bertingkat lebih dari satu, bila tidak demi-

Dipindai dengan CamScanner

kian randemennya akan turun (lihat Gambar 4.1.4).

Catatan pada kemungkinan jalannya perhitungan

Pemilihan harga η_h

Pada akhir dari bab 4.2.1 terdapat suatu susunan harga η_h yang tergantung pada besarnya harga n_q.

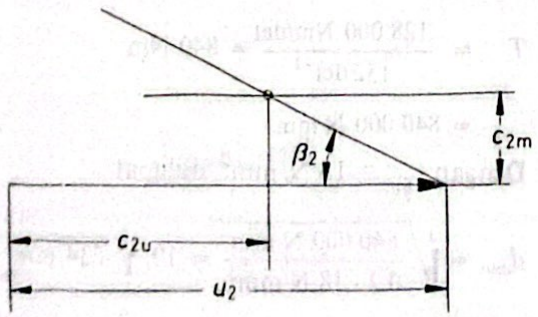
Pemilihan harga k.

Harga faktor penyusutan kerja terletak pada k = 0,75 sampai 0,91. Harganya akan makin naik bila D_2/D_1 dan jumlah sudu Z makin besar. Bab 4.2.1. Hasil perhitungan secara grafik bisa didapat melalui penggambaran segitiga kecepatan keluar dan menghitung kembali tinggi kenaikan yang diberikan.

Jalannya perhitungan dengan memilih u_2 dan c_{2m} dengan bebas

Pertama-tama dipilih u_2 dalam daerah sekitar 25 m/detik sampai 30 m/detik dan selain itu juga dipilih $c_{2m} = c_o$ = kecepatan fluida masuk, dengan demikian didapat dasar pertama untuk menggambar segitiga kecepatan keluar, lihat Gambar 4.2.10.

Selanjutnya digambar besarnya sudut β_2, seperti pada perhitungan sebelumnya pada waktu mengambil banyaknya jumlah sudu. Dari perpotongan dengan c_{2m} didapat besarnya c_2 dan c_{2u}, atau sebaliknya c_{2m} didapat dari perpotongan dari c_2 dan dari c_{2u}.



Gambar 4.2.10 Konstruksi segitiga kecepatan keluar.

Kemudian dihitung kembali apakah $H = \eta_h \cdot u_2 \cdot k \cdot c_{2u}/g$ bisa dicapai dan tidak kelebihan /terlampui atau kurang (belum tercapai).

Bila sampai harus mengambil harga-harga perkiraan yang baru, maka harga c_{2m} dibuat lebih kecil atau lebih besar, dan harga β_2 diambil lebih kecil atau lebih besar, demikian juga harga u_2 dipilih lebih kecil lagi atau lebih besar.

Dalam pengambilan harga-harga tersebut di atas harus memperhatikan batas-batasnya :

Lebar roda $b_2 = V'/D_2 \cdot \pi \cdot c_{2m}$ harus dibuat lebih kecil daripada b_1, maksudnya supaya roda bisa dibentuk dengan baik (dituang).

Kecepatan keliling u_2 yang diijinkan :

hingga 35 m/detik untuk roda-roda yang dibuat dari besi tuang kelabu.
hingga 60 m/detik untuk roda yang dibuat dari perunggu tuang.
hingga 70 m/detik untuk roda yang dibuat dari logam-logam ringan.
hingga 80 m/detik untuk roda yang dibuat dari baja tuang.

Besarnya β_2 harus sedapat mungkin tidak melampui 30°.keluar.

Besarnya sudut α_2, di mana fluida dengan kecepatan $c_2 \approx c_3$ masuk ke dalam sudu pengarah atau ke dalam rumah pompa, besarnya harus :

α_2 = 5° sampai dengan 12° untuk pompa dengan saluran pengarah.

α_2 = 10° sampai dengan 25° untuk pompa tanpa saluran pengarah.

Tebal sudu s

Tebal sudu tergantung kepada besarnya roda jalan pompa, dan besarnya sekitar s = 2 sampai 10 mm bila dibuat dari besi tuang kelabu, s = 3 sampai 6 mm bila dibuat dari perunggu, logam-logam ringan dan baja tuang.

Dipindai dengan CamScanner

Sisi bagian masuk dibulatkan dan sisi bagian keluar dibiarkan tanpa harus dibulatkan. Ketebalan sudu di bagian tengah di daerah antara bagian masuk dan bagian keluar di dalam tebal dindingnya sering dibuat agak lebih besar.
Sudu-sudu ini menghubungkan kedua sisi dindng roda jalan.

4.2.4 Contoh: Pompa radial untuk $\dot{V} = 300$ m³/jam, $n = 1450$ menit⁻¹. Contoh 2

Harus ditentukan ukuran-ukuran dari roda jalan pompa sentrifugal yang digunakan untuk memompa air dingin dengan Kapasitas :

$V_s = 0{,}083$ m³/detik.
$V = 300$ m³/jam.

Tinggi kenaikan pompa seluruhnya H = 120 m.
Kecepatan putar $n = 1450$ 1/menit.
Roda jalan pompa dibuat dari besi tuang kelabu, jadi dengan demikian harus diperhatikan bahwa harga batas $u_2 = 35$ m/detik.

Jawab

Tinggi kenaikan $H = 120$ m untuk pompa bertingkat satu adalah terlalu besar, lihat nomogram pada Gambar 4.1.10. Dari perhitungan kecepatan spesifik n_q didapat :
Untuk pompa 1 tingkat

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{V_s}}{H^{0,75}} = 1450 \cdot \frac{\sqrt{0{,}083}}{120^{0,75}} = 11{,}5 \text{ 1/menit}$$

dengan 2 tingkat

$$n_q = 1450 \cdot \frac{\sqrt{0{,}083}}{60^{0,75}} = 1450 \cdot \frac{0{,}288}{21{,}9}$$
$$= 19{,}0 \text{ 1/menit}$$

dengan 3 tingkat : $n_q = 26$ 1/menit dari Gambar 4.1.10
Untuk supaya bisa menghindari harga-harga u_2 dan β_2 yang ekstrem, maka ditentukan pompa akan dilaksanakan dengan bertingkat 2 atau bertingkat 3, dengan demikian harga η_e pada Gambar 4.1.4 dapat ditemukan. Dari sini harga η_e yang diharapkan untuk $\dot{V}_s = 0{,}083$ m³/detik adalah sebagai berikut :

Untuk 1 tingkat, $n_q = 11{,}5$ dan harga $\eta_e = 72\%$.
Untuk 2 tingkat, $n_q = 19$ dan harga $\eta_e = 77\%$.
Untuk 3 tingkat, $n_q = 26$ dan harga $\eta_e = 82\%$.

Supaya harga instalasi pompa bisa murah, maka pompa dibuat bertingkat 2. Tetapi bila jangka waktu penggunaan (pengoperasian) pompa tersebut terus-menerus dan lama, maka sebaiknya ditetapkan pompa dibuat bertingkat 3.

Diameter poros

Daya mesin penggerak pompa :

$$P = \frac{V \cdot h \cdot \varrho \cdot g}{1000 \cdot \eta_e} \quad \text{dalam kW}$$

$$P = \frac{0{,}083\,\text{m}^3/\text{det} \cdot 120\,\text{m} \cdot 1000\,\text{kg/m}^3 \cdot 9{,}81\,\text{m/det}^2}{1000\,\text{W/kW} \cdot 0{,}77}$$
$$= 128 \text{ kW}$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{T/0{,}2 \cdot \tau_{ijin}}$$

$$T = P/\omega$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n/60$$
$$= 2 \cdot \pi \cdot 1450\,\text{min}^{-1}/60\,\text{det/menit} = 152\,\text{det}^{-1}$$

$$P = 128\text{ kW} = 128\,000\text{ W} = 128\,000\text{ Nm/det}$$

$$T = \frac{128\,000\text{ Nm/det}}{152\,\text{det}^{-1}} = 840\text{ Nm}$$
$$= 840\,000\text{ N mm}$$

Dengan $\tau_{ijin} = 18$ N/mm² didapat

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{840\,000\text{ N mm}}{0{,}2 \cdot 18\text{ N mm}^2}} = 10 \cdot \sqrt[3]{234\text{ mm}^3}$$
$$= 61{,}8 \text{ mm}$$

Jadi diameter poros dibuat $d_W = 70$ mm.

Dipindai dengan CamScanner

Diameter leher poros (hub).

Dengan menurut harga standar

$D_N = (1{,}2 \ldots 1{,}5) \cdot d_w$ jadi dipilih $D_N = 90$ *mm*

Jadi dipilih

Diameter bagian isap

$$D_S = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}'}{\pi \cdot c_0} + D_N^2},$$

di mana $\dot{V}' = 1{,}05 \cdot \dot{V} = 0{,}087\ m^3/detik$

Dari Gambar 4.2.7 harga $c_0 = 3{,}5$ m/detik.

$$D_S = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}087\ m^3/detik}{\pi \cdot 3{,}5\ m/detik} + 0{,}09^2\ m^2}$$

$$= \sqrt{0{,}0316 + 0{,}008} = 0{,}2 m$$

$$\underline{D_S = 200\ mm}$$

Sisi bagian masuk roda jalan D_1

Ujung permulaan sudu harus dibuat paralel dengan $D_1 = D_6$. Dengan demikian:

$$u_1 = D_1 \cdot \pi \cdot n/60$$

$$= 0{,}2\ m \cdot \pi \cdot 1450\ 1/menit/60\ det./menit$$

Lebar roda b_1

Dengan persamaan $c_1 = \tau_1 \cdot c_0$, di mana diperkirakan harga $\tau_1 = 1{,}15$, maka $c_1 = 1{,}15 \cdot 3{,}5 = 4{,}0$ m/detik dan $\dot{V}' = 1{,}05 \cdot 0{,}083 = 0{,}087\ m^3/detik$, jadi .

$$b_1 = \frac{\dot{V}_s}{D_1 \cdot \pi \cdot c_1} = \frac{0{,}087\ m^3/detik}{0{,}2\ m \cdot \pi \cdot 4{,}0\ m/detik}$$

$$= 0{,}035\ m = 35\ mm$$

Bila dibandingkan dengan diameternya roda ini termasuk kecil.

Sudut masuk β_1 didapat dari segitiga kecepatan masuk, Gambar 4.2.11 $tg\ \beta_1 = c_1/u_1 = 4{,}0/15{,}2 = 0{,}263$ jadi $\beta_1 = 15°$.

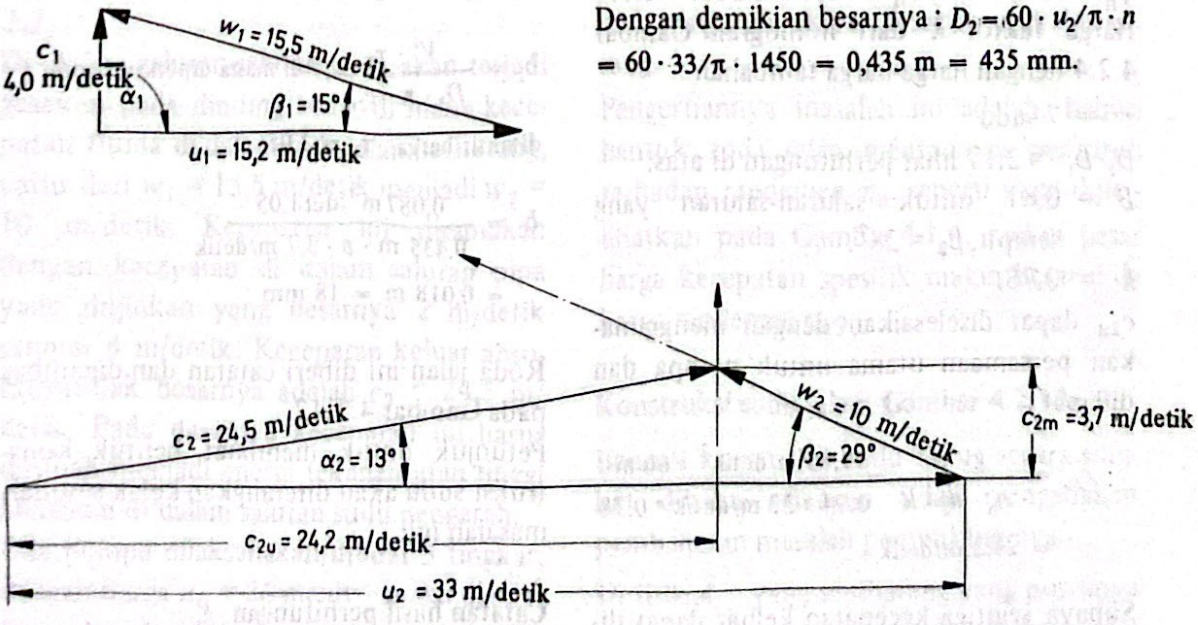
Jumlah sudu z, faktor penyempitan τ_1

Harga-harga pada roda jalan bagian keluar yaitu D_2 atau u_2 dan β_2 harus diperkirakan/taksir lebih dahulu, supaya dapat menentukan jumlah sudu z dari Gambar 4.2.1 dan dengan demikian harga faktor penyempitan τ_1 juga bisa ditetapkan.

Pemisahan 1

Untuk bisa menghasilkan tinggi kenaikan $H = 60$ m, maka diambil perkiraan/pemisalan harga $\beta_2 = 28°$ dan $u_2 = 33$ m/detik. Dengan demikian besarnya: $D_2 = 60 \cdot u_2/\pi \cdot n$

$= 60 \cdot 33/\pi \cdot 1450 = 0{,}435\ m = 435\ mm.$



Gambar 4.2.11 Segitiga kecepatan masuk dan keluar, contoh perhitungan.

Dipindai dengan CamScanner

Dari $D_2/D_1 = 435/200 = 2{,}17$ dan $\beta_1 + \beta_2 = 15° + 28° = 43°$ maka menurut Gambar 4.2.1 jumlah sudu $z = 7$.

Jarak pembagian sudu :

$$t_1 = D_1 \cdot \pi/z = 200 \text{ mm} \cdot \pi/7 = 89{,}5 \text{ mm}.$$

Tebal sudu sekitar $s_1 = 3$ mm, dari sini sesuai dengan Gambar 4.2.8 besarnya bagian :

$$\sigma_1 = s_1/\sin\beta_1 = 3{,}0/0{,}26 = 11{,}5 \text{ mm}$$

dan harga faktor penyempitan.

$$\tau_1 = \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} = \frac{89{,}5}{89{,}5 - 11{,}5} = 1{,}15$$

Jadi pemisalan yang pertama ini satu sama lainnya cocok dan baik.

Ukuran pada roda jalan bagian keluar

Pada pengambilan harga-harga pemisalan yang pertama diperkirakan/ditaksir besarnya $\beta_2 = 28°$ dan $D_2 = 33$ m/detik.

Untuk itu harga-harga ini harus diperiksa lagi apakah harga-harga hasil perkiraan tersebut bisa memenuhi untuk tinggi kenaikan $H = 60$ m. Pertama-tama persamaan utama untuk pompa :

$$H = \eta_h \cdot u_2 \cdot k \cdot c_{2u}/g$$

$\eta_h = 0{,}94$ untuk $n_q = 20$, lihat bab. 4.2.1.

Harga faktor k dari nomogram Gambar 4.2.4 dengan harga-harga tambahan :

$z = 7$ sudu

$D_2/D_1 = 2{,}17$ lihat perhitungan di atas.

$B = 0{,}81$ untuk saluran-saluran yang sempit, $\beta_2 = 28°$.

$k = 0{,}78$.

c_{2u} dapat diselesaikan dengan menggunakan persamaan utama untuk pompa dan didapat :

$$c_{2u} = \frac{g \cdot H}{\eta_h \cdot u_2 \cdot k} = \frac{9{,}81 \text{ m/detik}^2 \cdot 60 \text{ m}}{0{,}94 \cdot 33 \text{ m/detik} \cdot 0{,}78} = 24{,}2 \text{ m/detik}$$

Supaya segitiga kecepatan keluar dapat digambar maka dipilih besarnya $c_{2m} \approx c_1 =$ 3,7 m/detik. Ukuran lebar roda b_2 harus disesuaikan.

Segitiga kecepatan keluar digambar dengan $u_2 = 33$ m/detik dan $c_{2u} = 24{,}2$ m/detik, lihat Gambar 4.2.11. Selanjutnya pada ujung garis horisontal c_{2u} dibuat garis tegak lurus sebesar c_{2m} dan melalui ujung c_{2m} ini dibuat dua buah garis yang masing-masing memotong dan menghubungkan ujung permulaan u_2 dan ujung akhir η_2, dengan demikian bisa didapat besarnya sudut α_2 dan β_2

Besarnya sudut β_2 harus disesuaikan dengan pemisalan yang telah dibuat. Dalam hal ini $\beta_2 = 29°$, sedangkan dalam pemisalan harga yang diambil $\beta_2 = 28°$ jadi dengan demikian dianggap telah didapat persesuaian yang baik.

Pada prinsipnya apabila β_2 yang didapat lebih kecil dari 28°, maka harganya u_2 akan lebih kecil dan dengan demikian D_2 dapat dibuat lebih kecil.

Tetapi ketika pada dasarnya harga β_2 yang diperoleh lebih besar dari pada 28°, maka harganya u_2 akan menjadi besar atau pompa harus dibuat bertingkat 3.

Lebar roda b_2

$$b_2 = \frac{V' \cdot \tau_2}{D_2 \cdot \pi \cdot c_{2m}}, \text{ di mana diperkirakan/ditaksir harga } \tau_2 = 1{,}05$$

$$b_2 = \frac{0{,}087 \text{ m}^3/\text{det} \cdot 1{,}05}{0{,}435 \text{ m} \cdot \pi \cdot 3{,}7 \text{ m/detik}} = 0{,}018 \text{ m} = 18 \text{ mm}$$

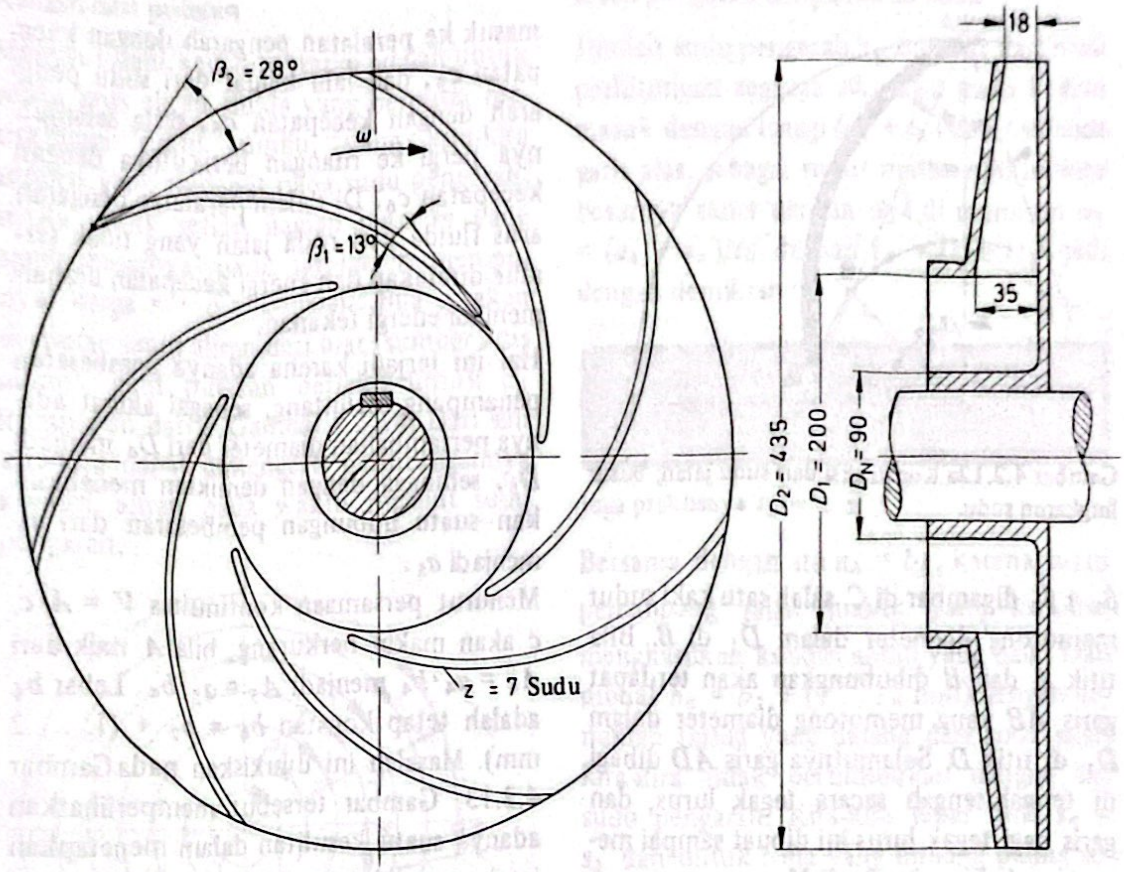
Roda jalan ini diberi catatan dan digambar pada Gambar 4.2.12.

Petunjuk untuk membuat bentuk konstruksi sudu akan diterangkan kelak sesudah masalah ini.

Catatan hasil perhitungan

Gambar roda jalan ini dengan $n_q = 19$ me-

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.2.12 Roda jalan untuk pompa dengan $V = 300\ m^3$/jam, $H = 60$ m, $n = 1450$ menit^{-1}.

nit^{-1} memperlihatkan suatu roda jalan dengan saluran-saluran sudu yang kecil dan perbandingan diameternya sekitar $D_2/D_1 = 2{,}2$.

Di dalam saluran-saluran sudu akan terjadi gesekan pada dinding roda, di mana kecepatan fluida di dalam roda jalan berkurang, yaitu dari $w_1 = 15{,}5$ m/detik menjadi $w_2 = 10$ m/detik. Kecepatan ini disamakan dengan kecepatan di dalam saluran pipa yang diijinkan yang besarnya 2 m/detik sampai 4 m/detik. Kecepatan keluar absolut/mutlak besarnya adalah $c_2 = 24{,}5$ m/detik. Pada dasarnya kecepatan ini harus dirubah menjadi energi tekanan atau tinggi kenaikan di dalam saluran sudu pengarah.

Bila pompa dilaksanakan/dibuat 3 tingkat, dengan harga $n_q = 26$ menit^{-1} maka diameter roda jalan D_2 akan lebih kecil dan di dalam perbandingannya dengan lebar roda b_2 maka roda akan mempunyai lebar roda yang lebih besar. Saluran-saluran sudu akan lebih lebar, kecepatan w dan c lebih kecil dan pengaruh akibat gesekan agak berkurang.

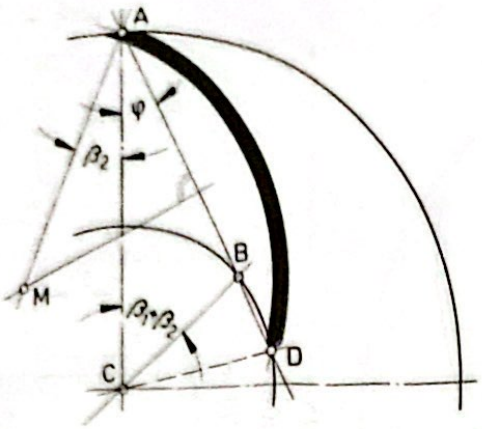
Pengertiannya masalah ini adalah, bahwa bentuk roda jalan mempunyai pengaruh terhadap randemen η_e, seperti yang diperlihatkan pada Gambar 4.1.4, makin besar harga kecepatan spesifik makin besar pula harga randemen η_{e9}.

Konstruksi sudu jalan, Gambar 4.2.12a

Bentuk konstruksi sudu harus secara singkat dibahas, dengan tidak mengadakan pembahasan masalah pembuktiannya:

Di titik A yang sembarang yang posisinya pada D_2 digambarkan sudut dengan arah ke dalam. Sebagai sudut balik jumlah sudut

CS Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.2.12a Konstruksi dari sudu jalan; busur lingkaran sudu.

$\beta_1 + \beta_2$ digambar di *C*, salah satu kaki sudut memotong diameter dalam D_1 di *B*. Bila titik *A* dan *B* dihubungkan akan terdapat garis *AB* yang memotong diameter dalam D_1 di titik *D*. Selanjutnya garis *AD* dibagi di tengah-tengah secara tegak lurus, dan garis bagi tegak lurus ini dibuat sampai memotong kaki sudut β_2 di *M*.

M adalah titik pusat dari busur lingkaran sudu *AD*. Jadi dengan demikian *AD* adalah garis di tengah yaitu di mana pada garis tersebut masih harus digambarkan besarnya ketebalan sudu .

Suatu lingkaran yang dibuat dengan jari-jari *CM* dan melalui *M* yang kemudian dibagi menjadi *z* bagian yang sama besarnya, adalah merupakan titik-titik pusat dari semua busur lingkaran sudu.

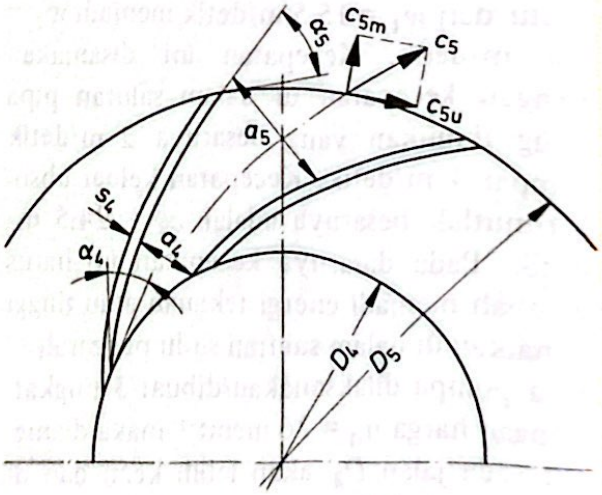
4.2.5 Sudu pengarah, sudu penghantar balik, rumah spiral

Pada dasarnya konstruksi keseluruhan dari suatu tingkat pompa yang terdiri dari roda jalan dan roda pengarah yang mengelilingi roda jalan sudah diberikan pada Gambar 4.1.1.

Sesudah fluida keluar dari roda jalan dengan kecepatan mutlak c_2, mengalir ke sudu pengarah dengan melalui ruangan tanpa sudu dengan kecepatan c_3, kemudian masuk ke peralatan pengarah dengan kecepatan c_4, dan lalu keluar dari sudu pengarah dengan kecepatan c_5, serta selanjutnya pergi ke ruangan berikutnya dengan kecepatan c_6. Di dalam peralatan pengarah arus fluida dari roda jalan yang tidak teratur diratakan dan energi kecepatan diubah menjadi energi tekanan.

Hal ini terjadi karena adanya pembesaran penampang melintang, sebagai akibat adanya pertambahan diameter dari D_4 menjadi D_5, sehingga dengan demikian menghasilkan suatu hubungan pembesaran dari a_4 menjadi a_5.

Menurut persamaan kontinuitas $\dot{V} = A \cdot c$, c akan makin berkurang, bila A naik dari $A_4 = a_4 \cdot b_4$ menjadi $A_5 = a_5 \cdot b_4$. Lebar b_4 adalah tetap konstan $b_4 = b_2 + (1 \ldots 2$ mm). Masalah ini dilukiskan pada Gambar 4.2.13. Gambar tersebut memperlihatkan adanya suatu kesulitan dalam menetapkan jaraknya a_5, karena dari penggambarannya sampai masuk ke dalam ruangan di sekelilingnya yang tanpa sudu. Supaya arus fluida bisa mendapatkan pengantaran yang betul-betul eksak, kemungkinannya bisa dilaksanakan dengan hanya menggunakan sudu pengarah yang jumlahnya tak terhingga dan sangat tipis, dan untuk itu harus menggunakan faktor aliran, untuk memperhitungkan pengaruh penyusutan arus aliran.

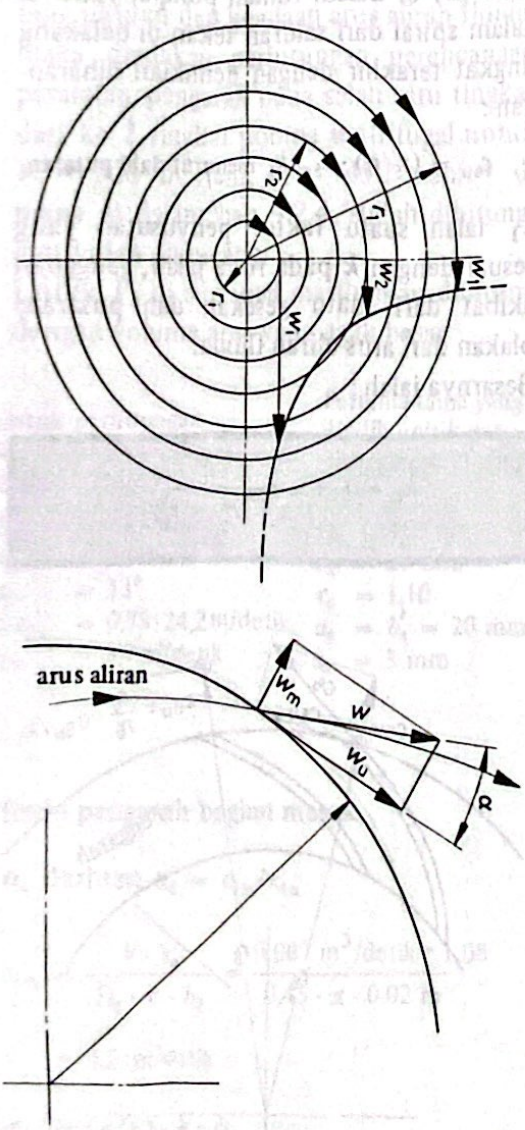


Gambar 4.2.13 Notasi pada peralatan pengarah

Dipindai dengan CamScanner

Kaidah dari putaran

Menurut dalil/kaidah putaran adalah untuk suatu arus aliran fluida yang berputar mengelilingi suatu sumbu, yang kira-kira seperti yang terdapat pada sudu pengarah, maka untuk setiap bagian masa m yang sama besarnya pada jari-jari r mempunyai harga $r \cdot c$ = konstan. Bila gerakan berputar suatu aliran dari luar (sumber arus aliran), dalil putaran berlaku untuk c_u komponen dari c, Gambar 4.2.14. Dari sini kira-kira dapat dimengerti perhitungannya kondisi aliran pada waktu melalui sudu pengarah.



Gambar 4.2.14 Potensial pusaran dan sumber arus aliran untuk pembagian kecepatan di dalam peralatan pengarah.

Roda pengarah dengan sudu-sudu

Jumlah sudu pengarah z_L didapat dari hasil perhitungan segitiga siku-siku pada bagian masuk dengan tinggi $(a_4 + s_4)$ dan t sebagai garis alas, sebagai sudut masuk α_4 kira-kira besarnya sama dengan α_2 di mana $\sin \alpha_4 = (a_4 + s_4)/t_4$ dengan $t_4 = D_4 \cdot \pi / z_L$, jadi dengan demikian :

$$z_L = \frac{D_4 \cdot \pi \cdot \sin \alpha_4}{a_4 + s_4} ;$$

juga praktisnya $z_L = z \pm 1$.

Bersama dengan itu $a_4 = b_4$, karena suatu penampang jalan masuk yang kwadrat menghasilkan kondisi aliran yang baik. Dan dibuat $b_4 = b_2 + (1 \ldots 2 \text{ mm})$ dengan demikian fluida yang datang dari roda jalan kira-kira tidak bertumbukan dengan sisi sudu pengarah. Kira-kira tebal sudu $s_4 = s_2$ dan untuk roda yang dituang paling sedikit tebalnya 3 mm.

Jumlah sudu jalan zL harus terhindar dari getaran interference dan tidak ada persesuaian dengan jumlah sudu jalan z. Karena masalah getaran ini bisa mengakibatkan gangguan pada roda jalan dan masuk ke dalam saluran tekan.

Sudu pengarah bagian masuk

Sudu masuk α_4 bisa ditentukan dari $\tan \alpha_4 = c_{4m} / c_{4u}$, Gambar 4.2.15. Kedua besaran tersebut adalah :

$$c_{4m} = \frac{V \cdot \tau_4}{D_4 \cdot \pi \cdot b_4} \quad \text{(persamaan kontinuitas).}$$

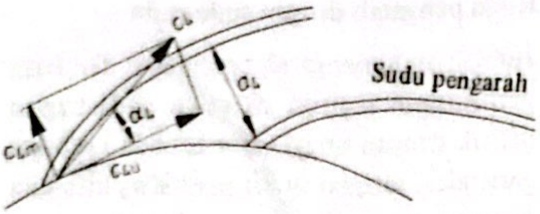
τ_4 = 1,07 . . . 1,15 faktor penyempitan yang harganya pertama-tama diperkirakan/ditaksir.

$D_4 = D_2 + (2 \cdots 4)$ mm

$b_4 = b_2 + (1 \cdots 2)$ mm

Karena adanya penyusutan/pengurangan yang telah ditetapkan pada perhitungan roda jalan, maka untuk c_{3u} harus $k \cdot c_{2u}$.

Dipindai dengan CamScanner

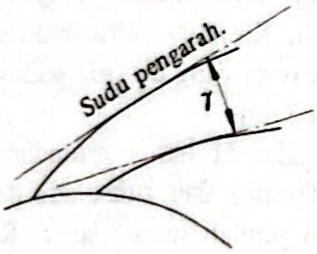


Gambar 4.2.15 Roda pengarah bagian masuk.

$$c_{4u} = (r_3/r_4) \cdot c_{3u} \quad \text{(kaidah putaran)}$$

Bentuk dari saluran sudu pengarah

Pada waktu memperhatikan kaidah putaran, seharusnya sudu pengarah terletak pada suatu spiral, di mana seharusnya jalannya $\alpha_4 \ldots \alpha_5$ = konstan, karena tan $\alpha = c_m/c_u$ melalui persamaan kontinuitas dan dalil/ kaidah putaran adalah tetap konstan.



Gambar 4.2.16 Sudut pelebaran γ yang diijinkan pada saluran roda pengarah.

Pada prakteknya α_5 dibuat agak lebih besar dari pada α_4' kira-kira $\alpha_5 = 25°$, maksudnya untuk mendapatkan saluran yang lebih pendek.
Aliran arus fluida seharusnya mengisi saluran-saluran, apa yang akan terjadi, bila pelebaran sudut γ tidak melebihi harga 12°, Gambar 4.2.16.

Sudu pengarah bagian keluar

Diameter luar roda pengarah D_5.
Dibuat $D_5/D_4 = 1{,}2 \ldots 1{,}4$; harga yang paling besar dipakai, bila tinggi kenaikannya besar, harga c_2 besar, dan harga nq yang kecil.

Jalannya sudu bisa disamakan mendekati suatu spiral, sudut keluar α_5 dipilih besarnya sekitar 25°.
Kecepatan keluar ialah dari segitiga kecepatan $c_5 = c_{5m}/\sin \alpha_1$, lihat Gambar 4.2.17.
Dengan demikian :

$$c_{5m} = \frac{V \cdot \tau_5}{D_5 \cdot \pi \cdot b_5}$$

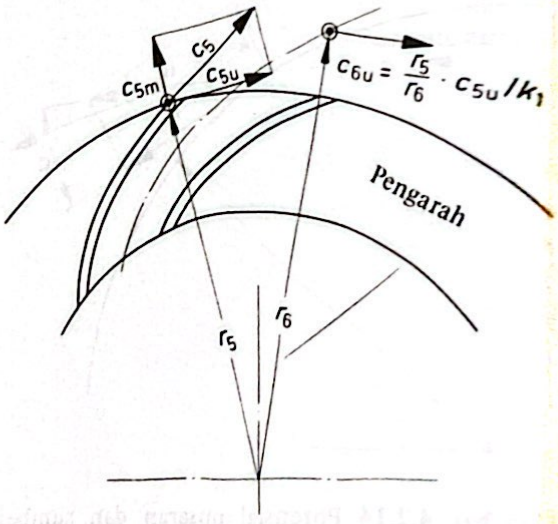
di mana τ_5 sekitar $1{,}05 \ldots 1{,}1$; $b_5 = b_4$.

Selanjutnya bisa dihitung:
Sewaktu benda cair melalui ruangan tanpa sudu (6) di dalam rumah pompa, yaitu di dalam spiral dari saluran tekan di belakang tingkat terakhir dengan demikian diharapkan :

$$c_{6u} = (r_5/r_6) \cdot c_{5u}/k_1 \quad \text{menurut dalil putaran.}$$

k_1 ialah suatu faktor penyusutan yang sesuai dengan k pada roda jalan, gangguan akibat dari suatu gesekan dan pusaran/ olakan dari arus aliran fluida.
Besarnya ialah :

$$k_1 = 1 + \frac{2 \cdot r_5^2}{z_L \cdot (r_5^2 - r_4^2)}$$



Gambar 4.2.17 Keadaan pada roda jalan bagian keluar.

Dipindai dengan CamScanner

Jalannya lintasan selanjutnya

Kecepatan aliran fluida selanjutnya menurun dan dengan demikian (sebagai gantinya) terbentuk suatu tekanan di dalam sudu pengantar balik sebelum masuk ke dalam tingkat berikutnya atau di dalam rumah spiral dan berakhir di dalam bagian pipa tekan yang berbentuk kerucut yang tempatnya di bagian muka/sebelum saluran tekan dari pompa.

Contoh 3

Untuk bisa memberikan pandangan tentang ukuran dan keadaan arus aliran fluida, maka diadakan perhitungan perencanaan peralatan pengarah pada salah satu tingkat dari ke 2 tingkat pompa sentrifugal untuk V = 300 m³/jam, n = 1450 menit⁻¹ di mana di dalam bab 4.2.4. sudah dihitung, dan sudah dirancang.

Untuk V_s di sini juga masih akan dihitung dengan volume arus yang agak besar:

Untuk perhitungan Sudu jalan yang telah diketahui:		Pertama-tama yang dipilih untuk perhitungan sudu pengarah:	
D_2	= 435 mm	D_4	= 450 mm
b_2	= 18 mm	b_4	= 20 mm
α_2	= 13°	τ_4	= 1,10
$k \cdot c_{2u}$	= 0,78 · 24,2 m/detik	a_4	= b_4' = 20 mm
c_{2m}	= 3,7 m/detik	s_4	= 3 mm

Sudu pengarah bagian masuk

α_4 dari tan $\alpha_4 = c_{4m}/c_{4u}$

$$c_{4m} = \frac{V \cdot \tau_4}{D_4 \cdot \pi \cdot b_4} = \frac{0{,}087 \text{ m}^3/\text{detik} \cdot 1{,}08}{0{,}45 \cdot \pi \cdot 0{,}02 \text{ m}}$$

$$= 3{,}2 \text{ m/detik}$$

$$c_{4u} = (r_3/r_4) \cdot k \cdot c_{2u}$$

$$= (442{,}5/450) \cdot 0{,}78 \cdot 24{,}2$$

$$= 18.5 \text{ m/detik}$$

tan α_4 = 3,17 m/detik/18,5 m/detik = 0,171 dan

$$\alpha_4 = 9{,}7°$$

Jumlah sudu pengarah z_L

$$z_L = \frac{D_4 \cdot \pi \cdot \sin \alpha_4}{a_4 + s_4} = \frac{450 \text{ mm} \cdot \pi \cdot 0{,}168}{20 + 3}$$

$$= 10{,}3$$

dipilih z_L = 10 buah sudu pengarah (pada sudu jalan z = 7).

pembagian sudu $t_4 = D_4 \cdot \pi / z_L = 450 \cdot \pi/10 =$ 141 mm

$$\sigma_4 = s_4/\sin \alpha_4 = 3/0{,}168 = 17{,}8 \text{ mm}$$

$$\tau_4 = \frac{t_4}{t_4 - \sigma_4} = \frac{141}{141 - 17{,}8} = 1{,}14.$$

Ini berarti, bahwa c_{um} akan sedikit lebih besar daripada hasil perhitungan di atas.

Sudu pengarah bagian keluar

Kecepatan aliran fluida adalah tinggi, n_q = 16 adalah kecil, oleh karena itu maka :

$D_5 = 1{,}33 \cdot D_4 = 600$ mm/sudu

Selain itu seharusnya : $\alpha_5 = 25°$

Dengan demikian maka : $c_5 = c_{5m}/\sin \alpha_5$

$$c_{5m} = \frac{V \cdot \tau_5}{D_5 \cdot \pi \cdot b_5} = \frac{0{,}087 \text{ m}^3/\text{detik} \cdot 1{,}08}{0{,}60 \text{ m} \cdot \pi \cdot 0{,}02 \text{ m}}$$

$$= 2{,}50 \text{ m/detik}$$

Bersamaan dengan itu τ_5 dikira-kira/ditaksir lebih rendah daripada τ_4 :

c_5 = 2,5 m/detik/0,42 = 5,95 m/detik

Dari sini dapat dihitung $c_{5u} = c_{5m}/\tan \alpha_5$

c_{5u} = 2,5/0,466 = 5,35 m/detik

Di dalam ruangan tanpa sudu diperkirakan D_6 = 640 mm dan r = 320 mm diambil sebagai faktor pertengahan.

Maka :

$c_{6u} = (r_5/r_6(\cdot c_{5u}/k_1$

Dipindai dengan CamScanner

$$k_1 = 1 + \frac{2 \cdot r_5^2}{z_L \cdot (r_5^2 - r_4^2)}$$

$$= 1 + \frac{2 \cdot 0{,}3^2}{10 \cdot (0{,}3^2 - 0{,}225^2)} = 1{,}45$$

c_{6u} = (300 mm/320 mm) · 5,35/1,45

= 3,5 m/detik

Harga yang didapat rendah, sebab masih harus melalui sudu penghantar balik atau untuk tingkat terakhir harus melewati rumah pompa yang berbentuk spiral. Maka seharusnya $D_5 = 1{,}24 \cdot D_4 = 1{,}24 \cdot 450 = 560$ dan $\alpha_5 = 20°$ masih sekali lagi akan dihitung

Hasil , perhitungan sudu pengarah:

D_4	D_5	α_4	α_5	c_{4u}	c_{5u}	c_{6u}
450	600	10°	25°	18,5	5,3	3,5
450	560	10°	20°	18,5	7,4	4,4
mm	mm	°	°	m/det	m/det	m/det

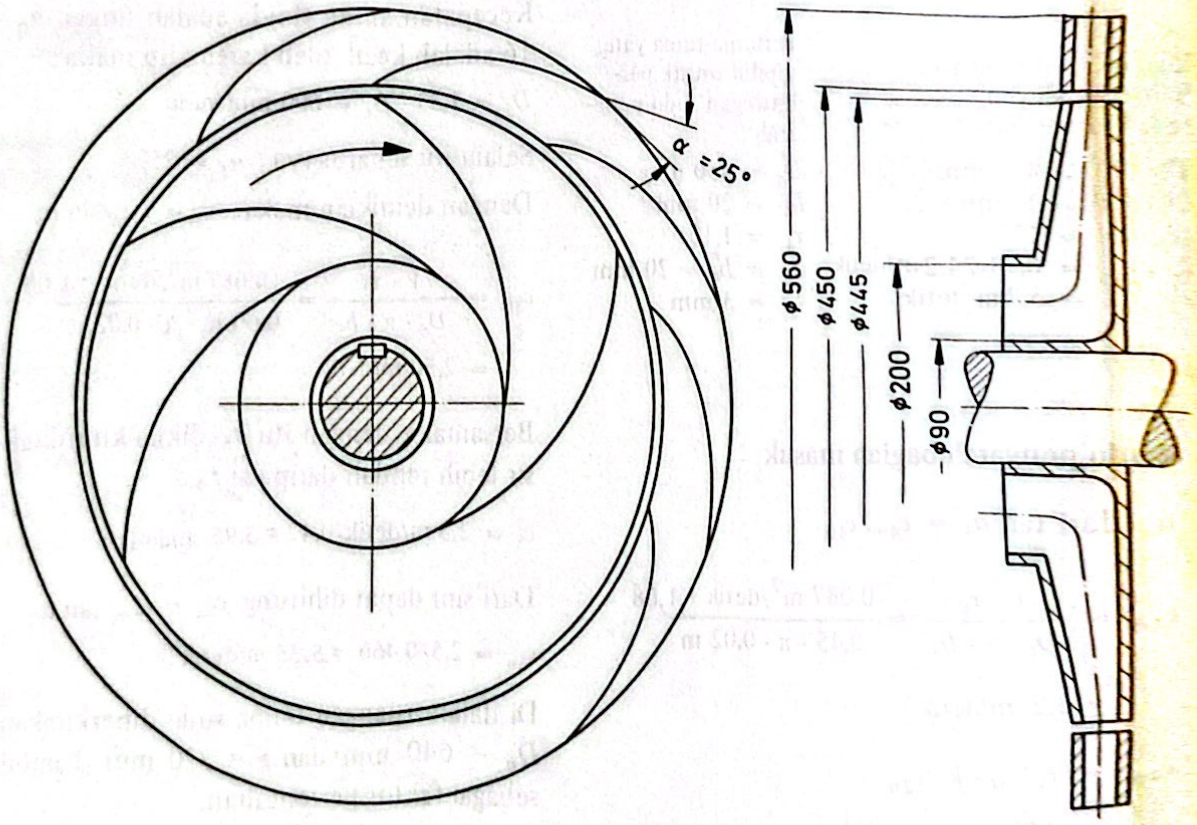
Sketsa dan notasi dari tingkat ini terdapat pada Gambar 4.2.18

Cincin pengarah peluncur, Diffusor tanpa sudu

Kebanyakan pada pompa 1 tingkat tidak menggunakan sudu pengarah. Satu cincin pengarah peluncur dengan sisi-sisi dinding yang sejajar diatur di belakang roda jalan. lihat Gambar 4.2.19

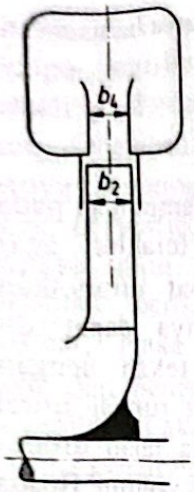
Pada arus tanpa gesekan menurut dalil putaran $c \cdot C_u$ = Konstan dan dengan demikian jalannya arus aliran fluida di dalam diffusor sedemikian rupa bentuknya sebagai spiral logaritmus.

Akan diperoleh randemen yang baik, bila sisi dinding yang terakhir mempunyai satu peralihan yang pendek ke rumah spiral.

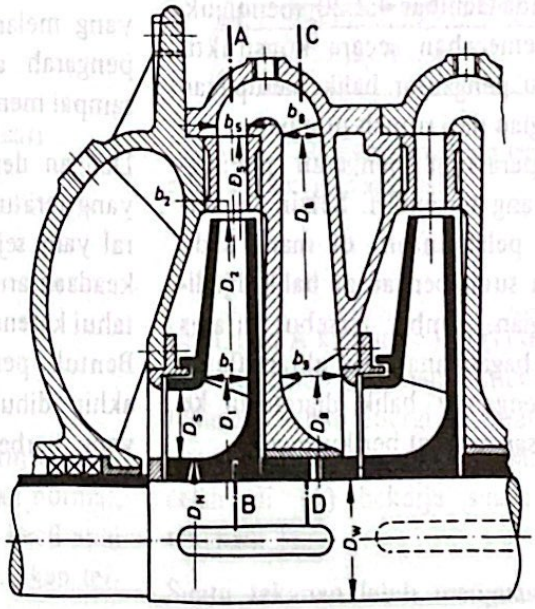


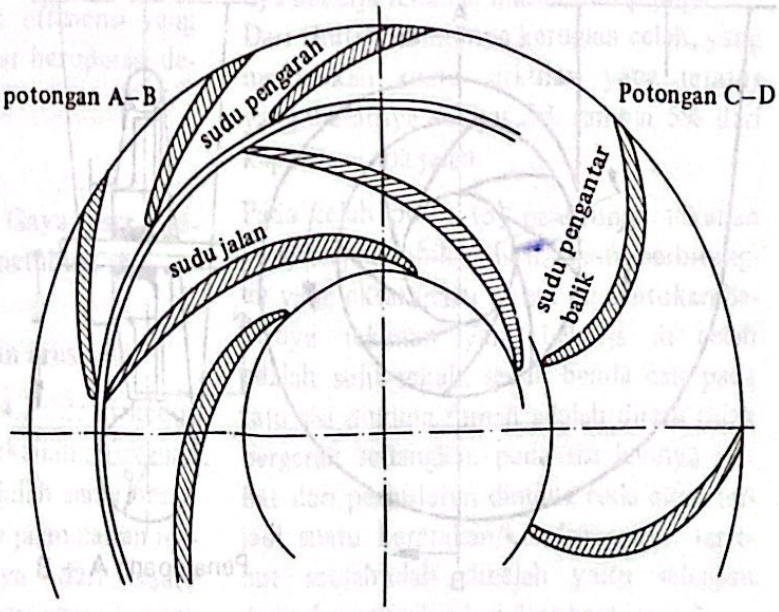
Gambar 4.2.18. potongan sketsa roda jalan dan roda pengarah dari tingkat pompa sentrifugal.
$V = 300\ m^3/h, \Delta H = 60\ m, n = 1450\ \text{menit}^{-1}$

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.2.19 cincin pengarah peluncur.





Gambar 4 2.20. potongan memanjang dan suatu rencana sudu dari suatu pompa radial yang bertingkat banyak.

Dipindai dengan CamScanner

Sudu pengantar baiik

Sudu pengantar balik pada pompa bertingkat banyak mengambil arus aliran fluida dan menyalurkan arus tersebut ke tingkat berikutnya. Oleh karena itu diameternya akan lebih kecil, sehingga lebar ke dalam harus lebih besar, untuk menimbulkan suatu kecepatan yang lebih kecil.

Hasil perhitungan persamaan kontinuitas.

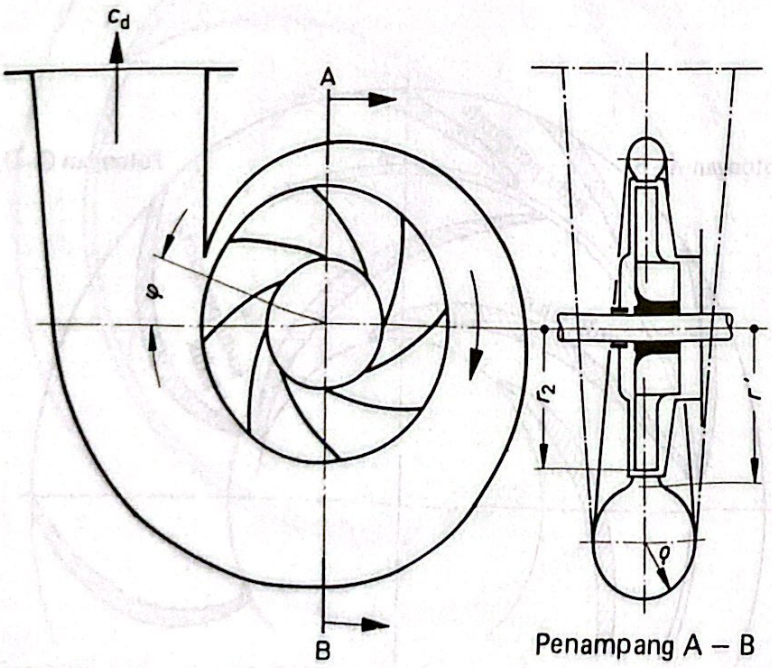
Perpindahan dari sudu pengarah akan melalui satu ruangan tanpa sudu. Dalam potongan gambar pada Gambar 4.2.20, menunjukkan suatu pemecahan secara konstruktif di mana sudu pengantar balik merupakan salah satu bagian dari rumah pompa.
Sebaliknya peralatan pengarah merupakan bagian yang tersendiri. Selain itu terdapat suatu pelaksanaan, di mana sudu pengarah dan sudu pengantar balik dijadikan satu bagian, gambar tersebut di atas menunjukan bagaimana arus aliran fluida oleh sudu pengantar balik diarahkan ke mulut penghisap tingkat berikutnya.

Di sana aliran fluida masuknya harus membuat sudut $\alpha_0 = 90°$.

Rumah Spiral

Satu rumah spiral akan ditempatkan pada bagian belakang tingkat terakhir, agar kecepatan arus fluida dapat diturunkan lebih lanjut dan selanjutnya dapat disalurkan melalui saluran tekan dengan baik. Penampang melintang rumah spiral searah dengan putaran roda jalan dibuat makin membesar, sebab arus volume fluida yang melampui dari sudu jalan atau sudu pengarah akan selalu bertambah banyak sampai mencapai $\dot{V}$ yang terakhir.

Dengan demikian akan dicapai suatu arus yang teratur, di dalam setiap lingkaran spiral yang sejajar harus menguasai/menerima keadaan arus yang sama, hal ini dapat diketahui karena putarannya yang sama.
Bentuk penampang melintang yang terakhir dibuat dengan suatu pembesaran yang berbentuk kerucut dan selanjutnya



Gambar 4.2.21. rumah spiral dengan penampang melintang yang berbentuk lingkaran untuk pompa sentrifugal.

Dipindai dengan CamScanner

PERPUSTAKAAN D III F. TEKNIK

dihubungkan dengan saluran tekan. Untuk pompa sentrifugal yang menggunakan rumah spiral yang besar kebanyakan dibuat sampai membentuk sudut 370° dan selanjutnya dihubungkan dengan saluran tekan yang berbentuk krucut, Gambar 4.2.21. Supaya spiral yang dengan penampang melintang berbentuk lingkaran dapat digambar, maka beberapa persamaannya, hasil dari pengembangan dan kesimpulan yang didapat akan dibahas secara singkat:
Radius penampang melintang lingkaran

$$\varrho = \frac{\varphi}{C} + \sqrt{2 \cdot r' \cdot \frac{\varphi}{C}}$$

φ = Sudut pada tempat yang dicari
r' = lihat Gambar 4.2.20
C = $720 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot c_{3u}/\dot{V}_s$ untuk

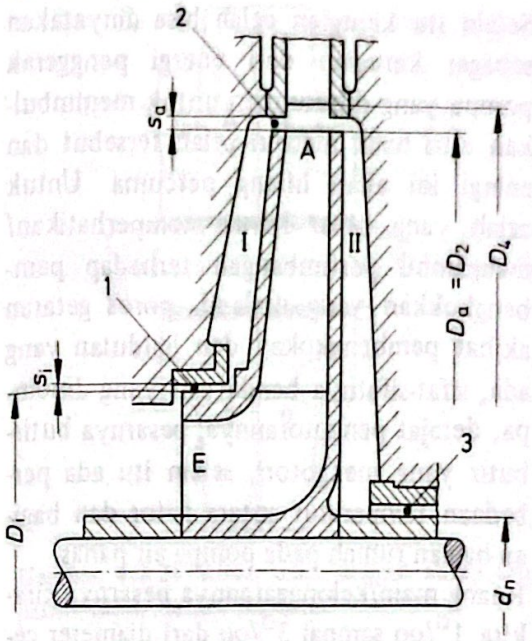
Tingkat tanpa sudu pengarah;
$C = 720 \cdot \pi \cdot r_5 \cdot c_{6u}/V_s$
Tingkat dengan sudu pengarah.
V_s satuannya dalam m^3/detik.

Oleh karena rumah spiral diperhitungkan terhadap kapasitas V_s pada beban normal, maka pada kapasitas yang lebih kecil atau pada kapasitas yang lebih besar, akan terlalu lebar atau terlalu sempit.
Hal ini berlaku juga untuk semua bagian pompa dan menimbulkan effisiensi yang sangat memburuk pada saat beroperasi dengan beban sebagian.

4.2.6 Kerugian arus balik, Gaya geser aksial, mengkompensir/membuat seimbang gaya geser

Kerugian celah dan kerugian arus balik

Pada roda jalan, Gambar 4.2.22, di kedua sisi luar bekerja suatu tekanan. Tekanan dalam ruangan I dan II adalah sama besarnya. Pada ujung akhir sudu jalan cairan menerima energi seluruhnya dari suatu tekanan dan kecepatan suatu arus air yang



Gambar 4.2.22 Suatu penjelasan tentang kerugian celah dan kerugian arus balik.

kecil, dari A keluar ke kiri (I) dan berada di sebelah kanan (II), hanya menerima energi tekanan, sebab energi kecepatan pada (2) akan bertabrakan dan dihilangkan. Pada celah di (1) bekerja suatu penurunan tekanan.

Suatu tekanan lebih menguasai daerah di sebelah kanan, sedangkan di sebelah kirinya bekerja tekanan masuk dari pompa.
Dari sinilah timbulnya kerugian celah, yang merupakan suatu sirkulasi yang teratur yang besarnya sekitar 3% sampai 5% dari kapasitas roda jalan.

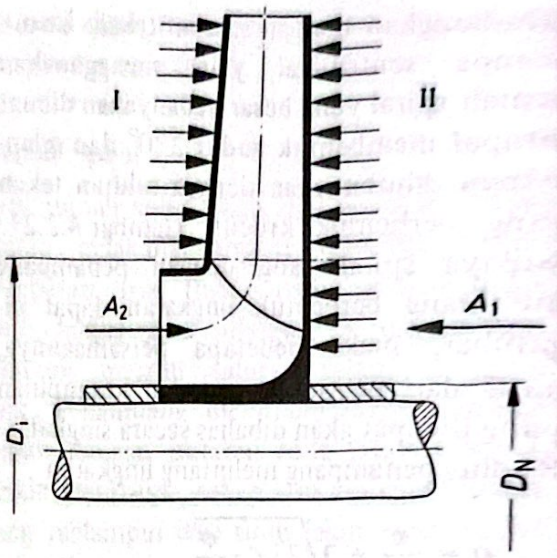
Pada celah poros (3) penurunan tekanan yang terjadi lebih sedikit. Suatu perhitungan yang eksak/pasti untuk menentukan besarnya tekanan yang bekerja di celah adalah sulit sekali, sebab benda cair pada satu sisi dinding rumah adalah direm tidak bergerak sedangkan pada sisi lainnya akibat dari perputaran dinding roda akan terjadi suatu keretakan/kondisi cairan tersebut seolah-olah dibelah yaitu sebagian diam dan sebagian lagi ikut berputar.

Dipindai dengan CamScanner

Selain itu kerugian celah bisa dinyatakan sebagai kerugian dari energi penggerak pompa yang dibutuhkan untuk menimbulkan arus balik melalui celah tersebut dan energi ini akan hilang percuma. Untuk celah yang besar harus memperhatikan/mengambil pertimbangan terhadap pembengkokkan yang dialami, poros getaran akibat pembengkokan dan lendutan yang ada, sifat-sifatnya benda cair yang dipompa, derajat pengotorannya, besarnya butir-butir yang mengotori, selain itu ada perbedaan temperatur antara rotor dan bagian-bagian rumah pada pompa air panas.
Ruang main/kelonggarannya besarnya kira-kira $1^{o}/oo$ sampai $3^{o}/oo$ dari diameter celah, panjang celah tergantung kepada perbandingan tempatnya dari 10 mm ke atas.

Gaya geser aksial dari roda-roda radial

Pada Gambar 4.2.23 sekali lagi digambarkan satu roda radial.
Tekanan yang bekerja di piringan roda sebelah kiri dan kanan sesuai dengan tanda tanda panah.
Pada bagian sebelah kanan pada II mempunyai luas tekanan yang lebih besar, yang besarnya kira-kira sesuai dengan bidang lingkaran antara D_i dan D_N. Akibatnya tekanan di II lebih besar daripada di I.
Dan tekanan tersebut mengakibatkan dorongan/gaya geser aksial A_1 dalam arah ke mulut sisi isap.
Dari arah yang berlawanan sebenarnya terdapat juga suatu dorongan/gaya geser aksial yang sangat kecil A_2, A_2 ini dari suatu kemacetan penghisapan dan hasil dari suatu pembelokan aliran fluida.
Pada pompa yang bertingkat banyak semua gaya geser yang ada, yang sama besarnya dijumlahkan jadi satu, hingga menjadi gaya geser total. Suatu perhitungan yang teliti dari besarnya gaya geser harus memperhatikan jalannya tekanan yang sesungguhnya,



Gambar 4.2.23 Terjadinya gaya geser aksial.

yang bekerja pada luasan yang berbentuk cincin tersebut.
Jumlah gaya tekan dari tekanan statik di depan dan di belakang celah poros, terutama pada waktu start, pada perubahan keadaan pusaran/olakan di dalam ruangan-ruangan sisi 2 roda, gaya-gaya aksial yang lain, seperti gaya berat rotor pada poros yang tegak lurus, gaya tarik magnit di dalam motor listrik. Untuk bisa memberikan suatu pandangan secara umum, dapat diambil suatu rumus tambahan yang mendekati, di mana :

$$A = 3{,}65 \cdot n_q \cdot H \cdot D_2^2 \cdot \varrho/100$$

Gaya geser aksial dalam N

n_q = Jumlah putaran spesifik roda jalan dalam menit^{-1}.
H = Tinggi kenaikan pompa seluruhnya, juga pada pompa yang bertingkat banyak dalam m.
ϱ = Kerapatan fluida yang dipompa dalam kg/m^3. $D_2 = D_1$ meter luar roda jalan dalam m.

Berikut ini suatu perhitungan dengan angka 2 : diketahui suatu pompa dengan $n_q = 25$ menit^{-1}, $H = 60$ m, $D_2 = 400$ mm, $\varrho =$

Dipindai dengan CamScanner

1000 kg/m^3, digunakan untuk memompa air yang dingin.
Maka A = 3,65·25·60·0,4^2 · 1000/100 = 8750 N.
Untuk pompa 10 tingkat yang digunakan mengisi tangki persediaan air pengisi ketel dengan tinggi kenaikan H = 600 m.
Tinggi kenaikan ini sesuai dengan tekanan 60 bar, jadi besarnya gaya geser aksial 87 500 N, dengan mengingat ukuran bantalan yang dibutuhkan maka gaya geser tersebut tidak bisa diterima oleh sebuah bantalan tekan saja.

Peringatan

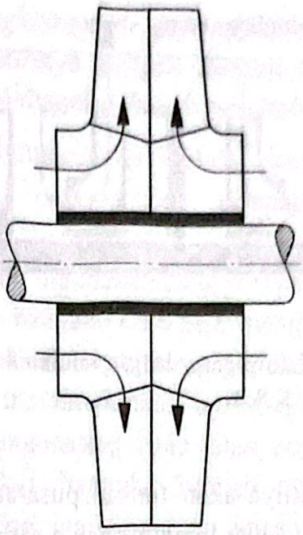
Jumlah spesifik putaran n_q memberikan suatu tanda berapa besarnya bagian dari energi tekanan statik dan berapa besarnya bagian dari energi kecepatan.
Dalam hal ini masalah derajat reaksi dari tingkat pompa dibiarkan dahulu, dan sesudah inipun tidak harus dengan segera dibahas.

Suatu harga n_q yang besar memberikan tanda roda jalan tersebut mempunyai gaya geser aksial yang tinggi, sebab pada roda-roda ini tak dapat diseimbangkan / dikompensir jalannya gaya geser aksial, karena perbandingan diameter D_2/D_1 kecil, jadi bila dibandingkan gaya geser aksialnya akan lebih besar.

Mengkompensir/Menyeimbangkan dan pemeriksaan gaya geser aksial

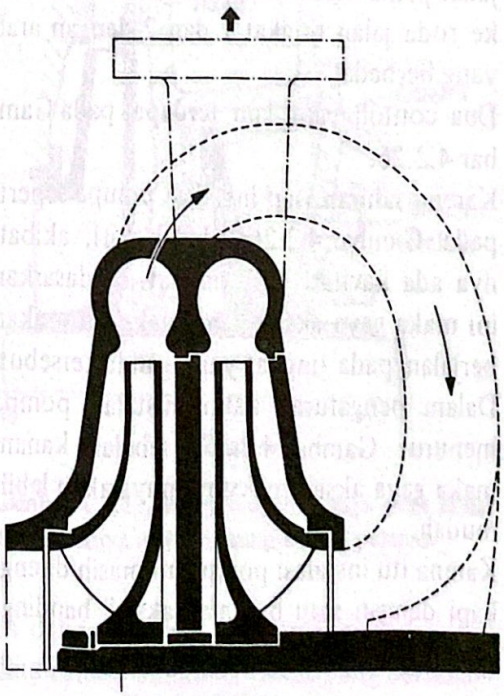
Karena mempunyai arti terhadap konstruksi dan keselamatan kerja pompa, maka berikut ini akan dibahas kemungkinan-kemungkinan yang ada untuk mengkompensir gaya geser aksial:

a) *Roda jalan dengan aliran arus masuk ganda dan aliran arus masuk yang banyak, Gambar 4.2.24.*



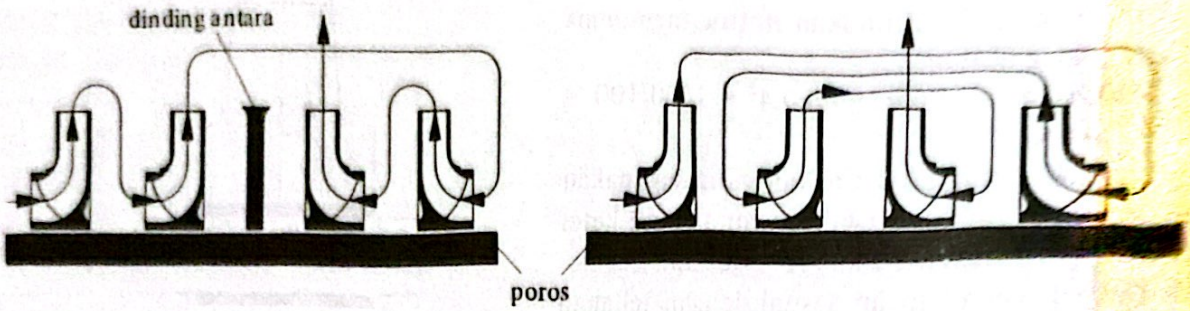
Gambar 4.2.24 Roda jalan dengan aliran arus masuk ganda, secara skematis.

Bila roda jalan mempunyai lubang pemasukan ganda, maka fluida akan dihisap dengan serentak dari kiri dan kanan, maka gaya geser aksial yang timbul satu sama lainnya akan saling berlawanan, meskipun begitu karena perbedaan arus aliran fluida



Gambar 4.2.25 pompa 4 tingkat dengan sistim saluran pipa, di mana setiap 2 tingkat posisi roda-roda jalannya berlawanan: K.S.B.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.2.26 pompa dengan saluran 4 tingkat, di mana satu sama lainnya roda jalannya diatur berlawanan, K.S.B.

dan akibatnya akan timbul pusaran-pusaran, maka adalah tidak mungkin didapatkan suatu keseimbangan yang betul-betul baik, karena itu maka pompa ini dilengkapi dengan bantalan aksial untuk menerima sisa-sisa gaya aksial yang masih ada.

Sebagai salah satu petunjuk bagaimana timbulnya perbedaan arus aliran fluida hingga terdapat aliran yang tidak teratur, adalah terdapat pada Gambar 4.2.25.

Di sini sebuah pompa 2 tingkat dengan pengaturan roda jalan yang berlawanan jalan pemasukannya, sehingga fluida masuk ke roda jalan tingkat 1 dan 2 dengan arah yang berbeda.

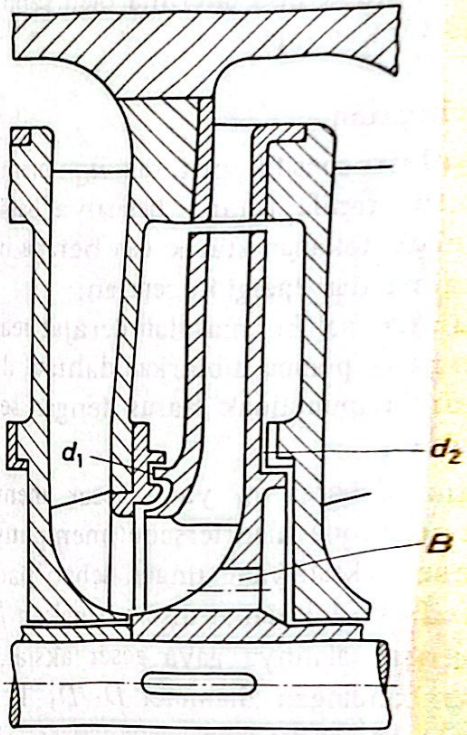
Dua contoh yang lain terdapat pada Gambar 4.2.26.

Karena saluran isap instalasi pompa seperti pada Gambar 4.2.26 sebelah kiri, akibatnya ada kavitasi di 2 tingkat, berdasarkan ini maka gaya aksial yang maksimum akan berjalan pada tingkat yang ganda tersebut.

Dalam pengaturan sistim instalasi pompa menurut Gambar 4.2.26, sebelah kanan, maka gaya aksial maksimumnya akan lebih mudah.

Karena itu instalasi pompa ini masih dilengkapi dengan satu bantalan aksial, bandingkan dengan Gambar 4.3.5.

b) *Mengkompensir dengan menurunkan gaya geser aksial melalui hasil peredaman dengan lubang-lubang pengimbang, Gambar 4.2.27.*



Gambar 4.2.27. Mengkompensir gaya geser aksial dengan memakai packing ganda dan lubang-lubang pengimbang.

Sistim mengkompensir gaya aksial ini dipakai pada pompa 1 tingkat, dan pada pompa yang bertingkat banyak dipakai untuk yang tidak terlalu besar diameter rodanya. Pada d_2 diberi sebuah cincin celah tambahan, d_2 terletak pada ketinggian yang sama seperti letaknya d_1 gaya aksial yang bekerja di bagian atas celah adalah sudah seimbang. Gaya aksial yang asalnya adalah akibat dari kecepatan fluida masuk akan

bisa dihilangkan sebab tekanannya dapat diseimbangkan/disamakan melalui lubang pengimbang B.

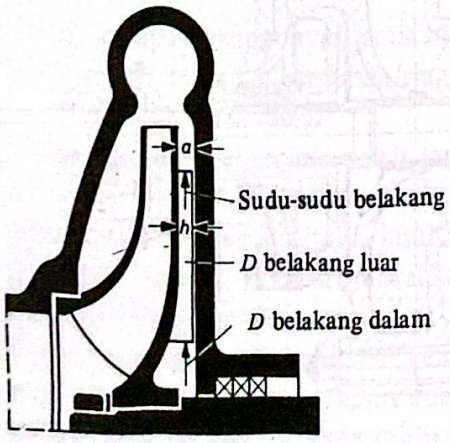
Kejelekannya sistim ini adalah kerugian celah dan kerugian pusaran/olakan/turbulensi lebih besar, akibatnya randemen pompa akan makin memburuk. Pada pompa dengan poros tegak lurus, celah-celah yang sebelah kanan diletakkan mendekati diameter luar, karena pada sisi bagian hisap juga bekerja gaya berat dari rotor yang perlu diimbangi pula (tingkat pertama diletakkan paling dalam).

c) *Mengkompensir gaya aksial dengan sudu belakang, Gambar 4.2.28.*

Melalui sudu-sudu belakang, yaitu sudu-sudu yang ditempatkan di sisi belakang roda jalan, pada sisi ini akan terbentuk suatu kecepatan sudut, yang pada sisi baliknya/di bagian muka sudu tidak ada.

Karena itu di sebelah kanan akan terdapat fluida yang ikut berputar, sehingga gaya aksial ke arah sisi hisap bisa dikurangi.

Tinggi sudu-sudu bagian belakang h dapat dibuat bermacam-macam, selain itu diameter dan jumlah sudu berbeda-beda, disesuaikan dengan besarnya gaya aksial yang harus dikompensir yang terdapat di dalam pompa tersebut.



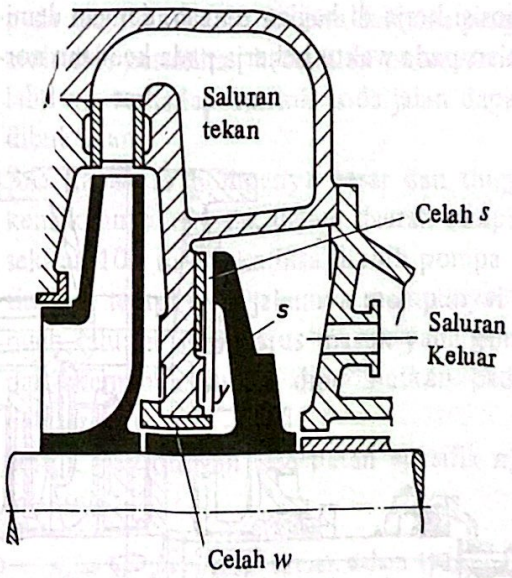
Gambar 4.2.28. Mengkompensir gaya aksial dengan sudu belakang (tanpa lubang pengimbang).

d) *Mengkompensir gaya aksial pada rotor seluruhnya dengan melalui bermacam-macam perlengkapan pengimbang*

Mengkompensir gaya aksial dengan hanya melalui cakera/piring pelepas, Gambar 4.2.29.

Sistim ini digunakan pada pompa yang tingkatnya banyak. Cara-cara mengkompensir gaya aksial seperti yang telah dibahas belum memungkinkan untuk dilaksanakan di masing-masing roda jalan pompa yang bertingkat banyak. Jumlah semua gaya aksial dari masing-masing tingkat diterima oleh piring pelepas, dan piring pelepas ini diikat dengan kuat pada poros di bagian belakang tingkat yang terakhir.

Pada gambar yang diarsir termasuk bagiannya rumah pompa, bagian yang tidak diarsir, yang diberi warna hitam termasuk bagian dari rotor.



Gambar 4.2.29. Mengkompensir gaya geser aksial dengan hanya melalui piring/cakera pelepas.

Di dalam ruangan y antara piring dan dinding rumah dimasuki fluida yang bertekanan yang asalnya dari tingkat yang terakhir, dengan melalui celah w pada poros.

Di dalam ruangan y akan didapatkan suatu tekanan statis yang tinggi. Sedangkan di sisi

Dipindai dengan CamScanner

belakang dari cakera/piring *s* terdapat ruangan pelepas tekanan (tekanannya rendah), sebab *S* dihubungkan dengan saluran hisap atau dihubungkan dengan tangki hisap dari instalasi pompa.

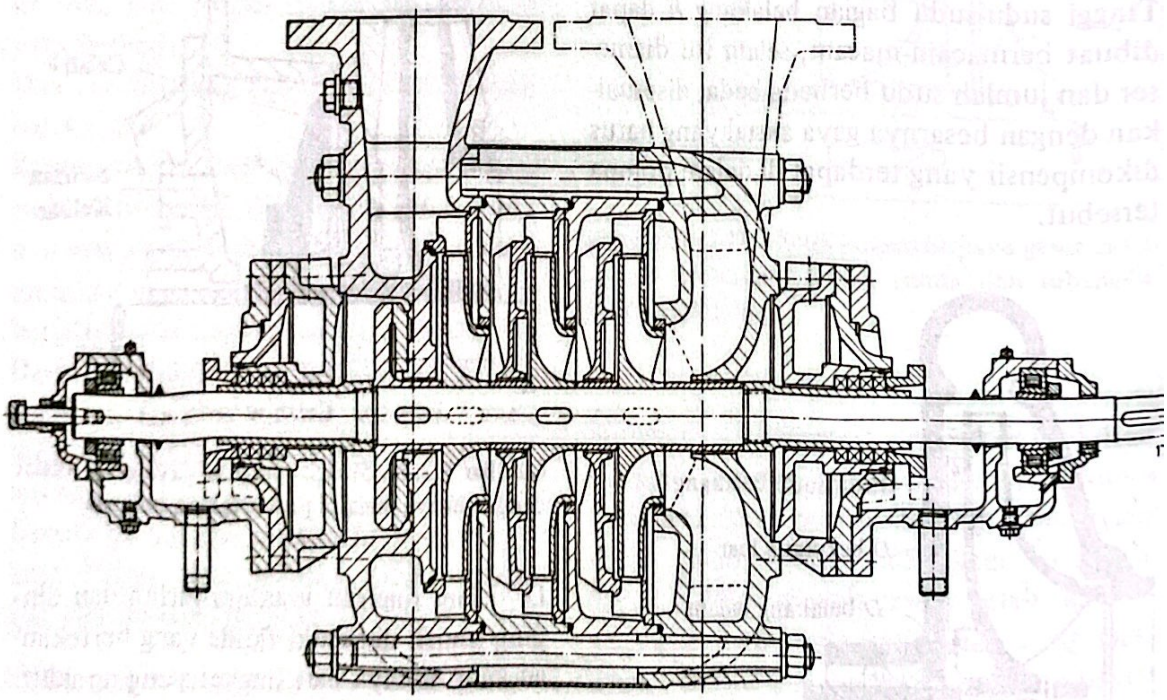
Akibat dari tekanan statis di dalam *y* maka akan timbul suatu gaya geser dengan arah ke kanan.

Gaya geser ini berlawanan arahnya dengan gaya geser rotor, disebabkan oleh luasan sebelah kiri dan kanan roda jalan yang tidak sama besarnya. Bila gaya geser dari cakera/piring terlalu besar, maka celah *s* akan terbuka dan tekanan di dalam *y* akan turun dan rotor kembali bergeser lagi ke kiri.

Pergerakan ini diulang-ulang lagi dengan terus-menerus. Poros harus bisa bergerak bebas ke dalam arah aksial, dan sebuah bantalan tekan pun tidak perlu disediakan. Gerakannya dilaksanakan sedemikian rupa cepatnya sehingga seperti dihasilkan suatu posisi kerja di bagian tengah, dengan demikian pada waktu bekerja pada keadaan normal piringan ini tidak mungkin bisa menyentuh rumah pompa. Supaya kerugian air yang keluar kecil, maka celah-celah *w* dan *s* dibuat tetap kecil/sempit.

Cakera/piringan mulai berjalan dengan berisik hanya pada saat pompa distart, pada saat pompa harus bekerja dengan beban yang terlampau berat, atau saat terjadinya kavitasi, di mana pada saat itu daya kerja pelumasan dari arus cairan sedang jatuh/menurun.

Diameter piringan *s* lebih besar daripada diameter celah pada sisi penghisap roda-roda jalan. Pelaksanaan konstruksi pompa dengan sistim ini terdapat pada Gambar 4.2.29a. Pompa ini mempunyai 3 buah tingkat dan biasanya digunakan di instalasi pengiriman/penyalur air, di instalasi pompa pengisi air ketel, sebagai pompa kondensat, di dalam instalasi air tekan, pemadam kebakaran dan instalasi alat pemanas jarak jauh untuk dipakai memompa air murni. Pompa tersebut di atas dapat dibuat hingga 16

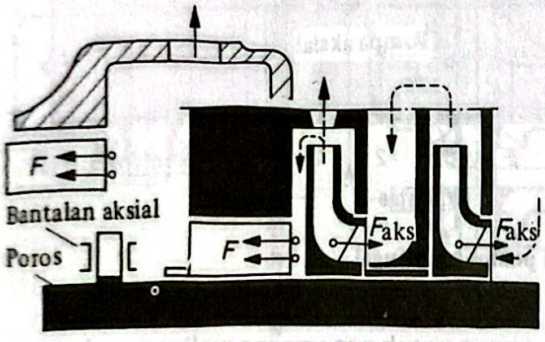


Gambar 4.2.29a. Pompa sentrifugal tekanan tinggi; Pompa yang beruas-ruas dengan peralatan pengimbang/pengompensir gaya aksial hidraulik dengan piring/cakera pelepas dan lawan cakera pelepas, K.S.B.

Dipindai dengan CamScanner

tingkat dan tinggi kenaikannya mencapai 780 m.

Di sebelah kanan dan kiri rotor pompa disangga oleh bantalan rol (zylinder roller bearing), yang mempunyai ruang main (kelongaran) dalam arah aksial. Kemungkinan penggunaan pompa ini hanya pada benda cair yang murni. Bila sampai tidak murni/ada kotoran-kotoran yang ikut di dalam cairan akan menyebabkan pompa lekas aus. Pada pemakaian untuk pompa pengisi air ketel ada bahayanya, yaitu bila terdapat penurunan. Tekanan di dalam celah akan terjadi pembentukan uap dari air panas yang akan keluar masuk ke dalam ruangan *y*. Piringan/cakera dan lawan cakera dibuat dari material yang memungkinkan untuk mengadakan perbaikan-perbaikan dengan mudah.



Gambar 4.2.30. Mengkompensir gaya aksial dengan torak pelepas dan bantalan aksial.

Torak pelepas mempunyai jaminan untuk lebih aman terhadap sentuhan/singgungan dan pelebaran celah radial.

Sebab bila sampai terjadi pelebaran celah berarti kerugian kebocoran pompa akan lebih besar dan randemennya jatuh, untuk itu akan terjadi gesekan mekanik yang besar di dalam bantalan aksial.

Untuk memperkecil kerugian kebocoran dari celah, maka celah tersebut dilengkapi dengan paking labirin, yang mirip seperti yang terdapat pada turbin uap. Sebagai ganti torak-torak yang sederhana, untuk mengkompensir gaya aksial yang besar digunakan torak ganda yang juga dihubungkan dengan suatu bantalan aksial.

Keadaan letak poros pompa dan keadaan kemungkinan keausan peralatan untuk mengkompensir gaya aksial atau keausan bantalan aksial dapat dengan mudah diperhatikan melalui penunjukan alat pengontrol bekerjanya peralatan tersebut di atas.

4.3 DUA ALIRAN ARUS MASUK DAN POMPA RADIAL BERTINGKAT BANYAK SETENGAH AKSIAL DAN POMPA AKSIAL

Pada Gambar 4.3.1 diberikan suatu daerah kerjanya pompa, dari sini dengan cepat dapat memberikan kemungkinan untuk menyelidiki daerah penggunaan bentuk-bentuk roda jalan yang berbeda-beda. Sebagai tambahan supaya diingat nomogram pada Gambar 4.1.10, karena dari situ pengaruh dari pemilihan kecepatan putar n melalui n_q terhadap bentuk roda jalan dapat dibuktikan.

Bila kapasitas pompanya besar dan tinggi kenaikannya terletak dalam daerah sampai sekitar 100 m, maka bisa dipilih pompa 1 tingkat, tetapi roda jalannya mempunyai 2 buah saluran aliran arus masuk yang gambar skemanya sudah diperlihatkan pada bab terakhir.

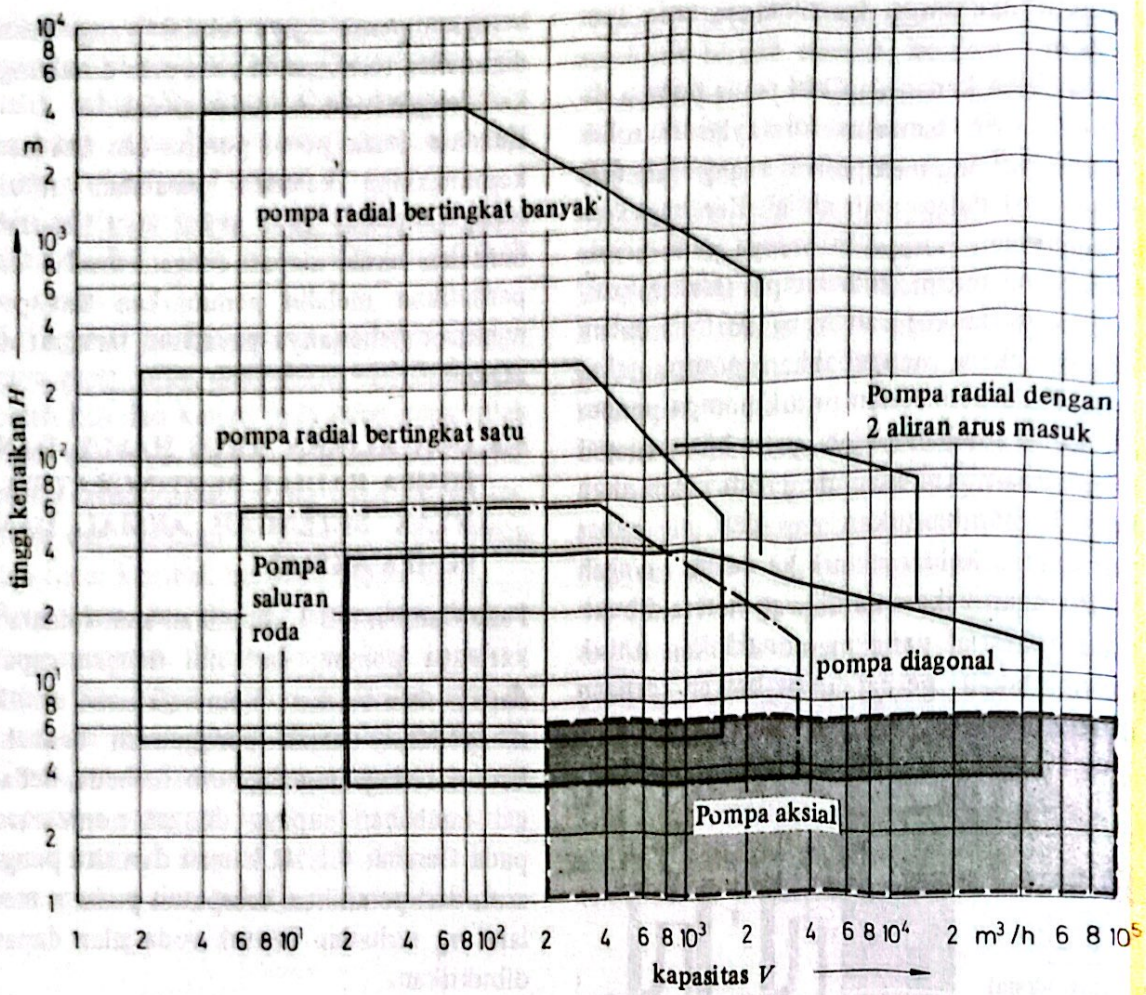
Untuk perhitungan kecepatan spesifik n_q menurut :

$$n_q = n \cdot \sqrt{V} / \sqrt[4]{\Delta H^3} \text{ satuan dalam 1/menit}$$

n = 1/menit, V m^3/detik

ΔH = tinggi kenaikan tingkat dalam m., maka untuk V harganya $V/2$ bila untuk 2 aliran arus masuk, dan juga $V/4$ bila dipakai konstruksi dengan 4 aliran arus masuk. Harga bilangan n_q selalu berlaku hanya untuk satu roda jalan. Untuk pompa sentrifugal yang mempunyai aliran arus masuk

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.3.1. Daerah kerja beberapa jenis konstruksi pompa sentrifugal.

yang jumlah semua roda jalannya mempunyai ukuran yang sama.

Gambar 4.3.2 memberikan beberapa kemungkinan pengaturan roda jalan dengan berdasarkan jumlah tingkat dan jumlah saluran untuk aliran fluida masuk ke roda jalan.

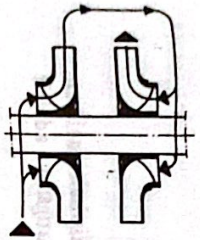
Pemilihan sistim pengaturan tergantung kepada pemakaian konstruksinya, kepada cara mengkompensir gaya aksial dan randemen instalasi.

4.3.1 Pompa radial yang dilaksanakan dengan menggunakan sistim 2 aliran arus masuk

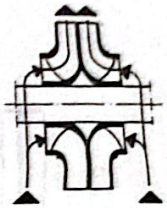
Pompa dengan saluran aliran arus masuk yang banyak digunakan bila kapasitas pompa untuk penampang melintang saluran masuk roda jalan terlalu besar atau bila kecepatan aliran di dalam penampang saluran masuk roda jalan yang pertama karena mengingat kondisi bagian penghisapan harus diturunkan (dalam hal ini lihat bab 4.4). Pada pompa sentrifugal dengan 2 saluran aliran arus masuk di Gambar 4.3.3 sepasang roda jalannya adalah simetris dan dipasang pada poros pompa. Dengan demikian gaya geser aksialnya sudah seimbang/terkompensir, saluran hisap pompa yang bersama-sama menjadi satu dan rumah pompa yang berbentuk spiral yang bersama-sama menjadi satu mengakibatkan konstruksinya menjadi baik dan lebih ekonomis, pompa ini ada juga yang digunakan untuk memompa minyak.

Dipindai dengan CamScanner

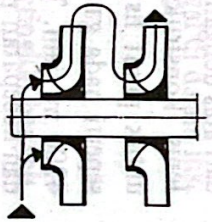
a) satu tingkat



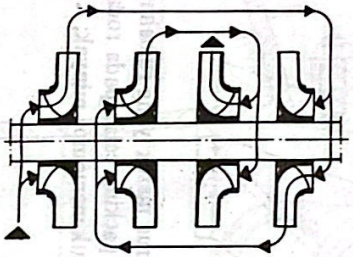
a) 2 tingkat (yang saling membelakangi)



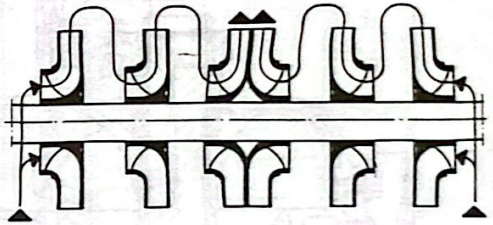
a) 2 aliran masuk satu tingkat



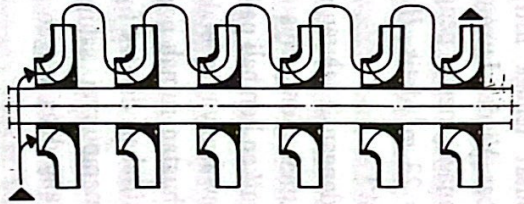
b) dua tingkat



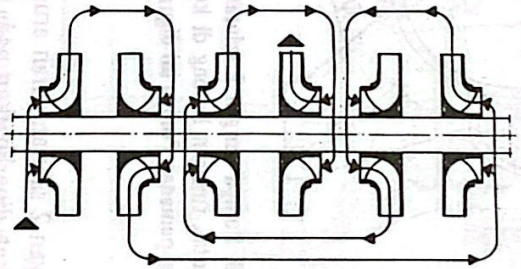
b) empat tingkat (saling bersilangan)



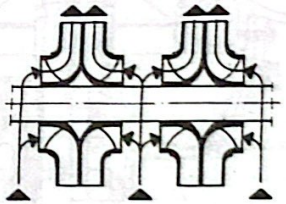
b) 2 aliran masuk, 3 tingkat



c) enam tingkat



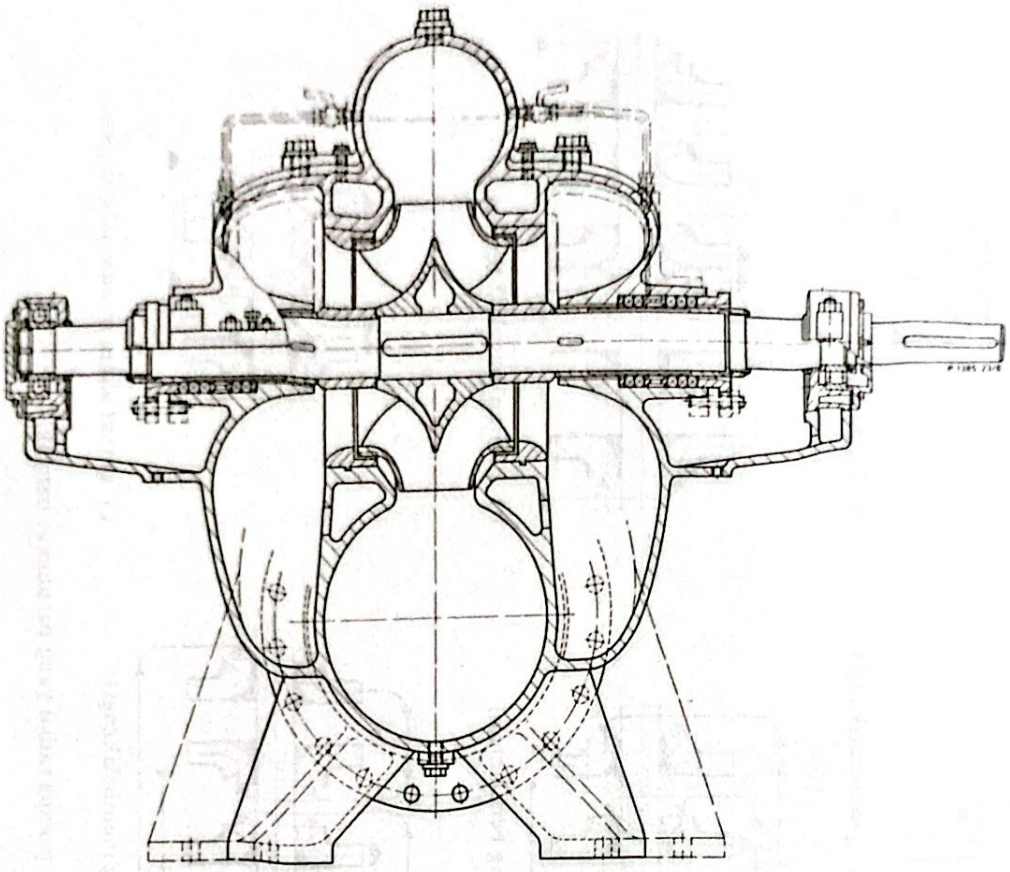
c) enam tingkat (saling membelakangi)



c) empat aliran masuk, satu tingkat.

Gambar 4.3.2. Pengaturan roda jalan dengan beberapa saluran aliran arus masuk, pompa radial yang bertingkat banyak.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.3.3. Pompa dengan 2 saluran aliran arus masuk yang rumahnya bisa dipisah-pisahkan secara horisontal, ruangan kosong di ketinggian packing celah pada roda jalan fungsinya adalah sebagai mantel pemanas. Pompa ini digunakan untuk memompa minyak; KSB.

Pompa dengan 2 saluran aliran arus masuk dan 2 tingkat diperlihatkan pada Gambar 1.11.3.

Pompa ini termasuk bagian dari instalasi mesin pada pusat tenaga listrik dengan pompa reservoar Viaden-Luxemburg dan mempunyai tenaga mesin penggerak 69 MW pada $\dot{V}$ = 23 m^3/detik, H = 290 m, n = 428,6 $menit^{-1}$.

Suatu pompa dengan 2 saluran aliran arus masuk yang rumah pompanya berbentuk tabung diperlihatkan kembali pada Gambar 4.3.4. Keistimewaannya terletak pada pelaksanaan pembuatan rumah pompa. Bagian bawahnya ditahan di atas fundasi/fundamen dan mempunyai saluran bagian penghisapan, yang dilas dengan pipa saluran hisap.

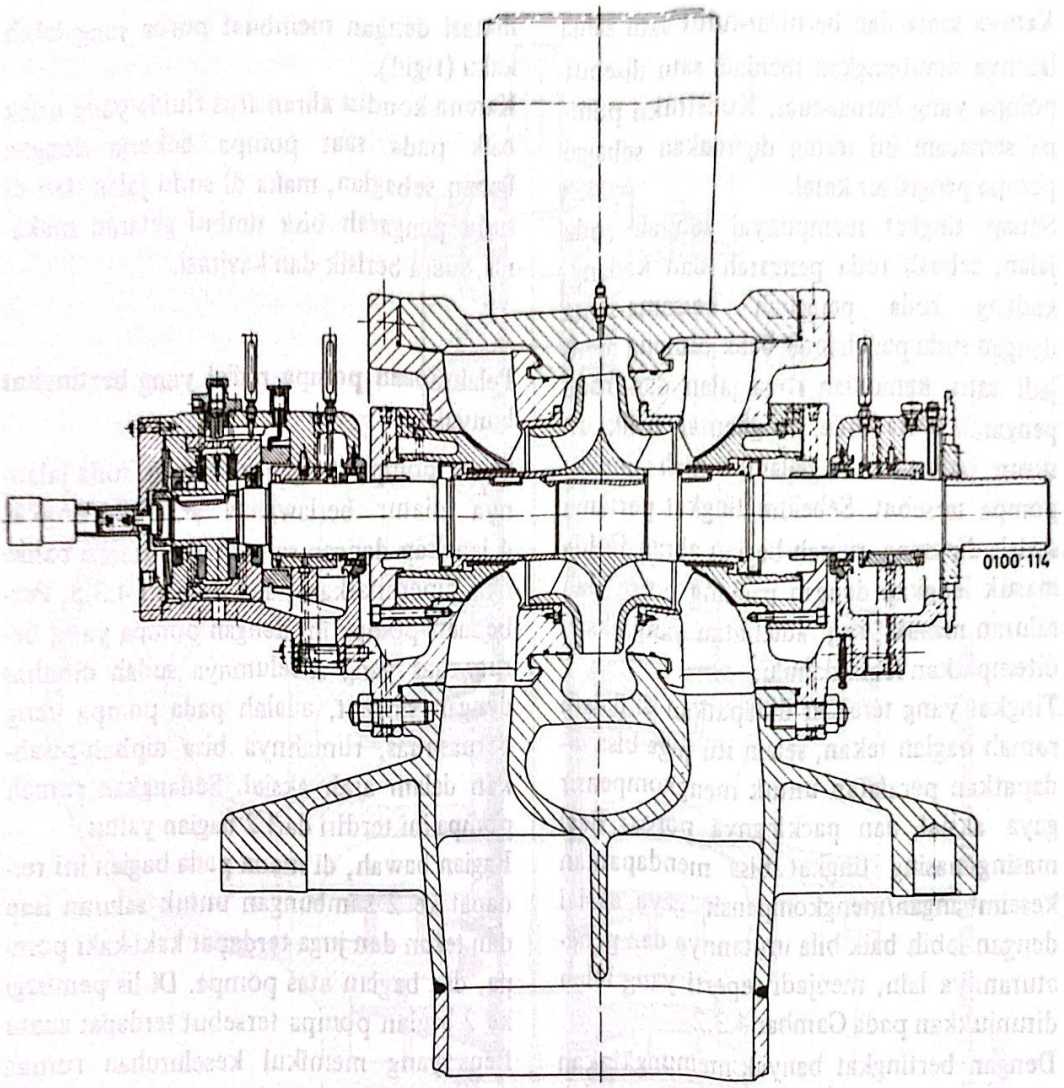
Di bagian tengah sebelah dalam dapat dik tahui adanya sudu pengarah dan bagia dari rotor.

Rumah sebelah dalam merupakan suatu b gian di mana flens perapat dan rumah ba talan ditempatkan di bagian samping.

Kemudian porosnya juga dipasang mul dari samping. Lalu rumah pompa ditutu dari atas dengan penutupnya.

Jenis konstruksi pompa ini digunaka untuk pusat listrik tenaga nuklir. Pomp seperti pada gambar mempunyai kapasit 4200 m^3/jam. Tinggi kenaikannya 600 m dan kecepatan putarnya 5000 $menit^{-1}$. K pasitasnya kira-kira sesuai dengan 2 ka lipatnya pompa yang digunakan untuk m mompa air pengisi ketel yang menggunak bahan bakar fosil pada instalasi pusat listr

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.3.4. Pompa dengan saluran aliran arus masuk ganda yang digunakan sebagai pompa air pengisi ketel pada pembangkit listrik tenaga nuklir. Bentuk konstruksi rumah pompa adalah seperti tangki yang dilas pada sistem saluran pipa; KSB.

tenaga uap. Keuntungannya adalah bahwa pada suatu reparasi atau suatu pertukaran rotor, rumah pompa yang berbentuk tabung ini dapat tetap tinggal di dalam instalasi systim saluran pipa.

4.3.2 Pompa radial yang bertingkat banyak

Tinggi kenaikan pompa satu tingkat dibatasi oleh kekuatan material roda, sehingga kecepatan kelilingnya menjadi terbatas. Bila harga D_2 dibesarkan dan b_2 dikecilkan, maka gesekan di sisi roda selalu akan lebih besar dan dengan demikian randemen pompa akan menjadi turun. Dan bila keadaan kecepatan fluida masuk menjadi terbatas karena kecepatan putar roda yang terbatas (lihat bab 4.4) maka pompa yang digunakan harus yang bertingkat banyak. Meskipun memakai pompa yang bertingkat banyak kapasitasnya tetap tidak berubah dan kapasitas di tiap tingkatpun tetap sama. Daya yang diperlukan sebanding dengan jumlah tingkatnya pompa. Pompa dengan beberapa tingkat, yang rumah ting-

Dipindai dengan CamScanner

katnya sama dan berturur-turut satu sama lainnya dihubungkan menjadi satu disebut pompa yang beruas-ruas. Konstruksi pompa semacam ini sering digunakan sebagai pompa pengisi air ketel.

Setiap tingkat mempunyai sebuah roda jalan, sebuah roda pengarah dan kadang-kadang roda pengarah bersama-sama dengan sudu penghantar balik dituang menjadi satu, kemudian roda jalan dan roda pengarah serta sudu penghantar balik disusun jadi satu di dalam rumah tingkat pompa tersebut. Sebelum tingkat pertama sudah dipasang, rumah bagian aliran fluida masuk lengkap dengan packing poros dan saluran masuk yang radial atau yang aksial ditempatkan lebih dahulu.

Tingkat yang terakhir didapatkan di dalam rumah bagian tekan, selain itu juga bisa didapatkan peralatan untuk mengkompensir gaya aksial dan packingnya poros. Bagi masing-masing tingkat bisa mendapatkan keseimbangan/mengkompensir gaya aksial dengan lebih baik bila urutannya dan pengaturannya lain, menjadi seperti yang telah ditunjukkan pada Gambar 4.3.2.

Dengan bertingkat banyak memungkinkan daerah tinggi tekan pompa lebih besar dan pompa bisa dibuat dengan ekonomis, bandingkan dengan Gambar 4.1.12 dan 4.1.13. Semua tingkat mempunyai ukuran yang sama, dan dengan demikian dapat disusun menjadi bermacam-macam kombinasi.

Juga pada tempat-tempat yang tertentu guna sesuatu keperluan cairan yang sudah bertekanan dapat dikeluarkan/diambil dari dalam pompa dengan demikian pada mulanya akan terdapat tingkat yang kosong dan nantinya tingkat tersebut akan digunakan bila dibutuhkan tekanan yang lebih tinggi.

Kejelekannya adalah pada waktu bekerja untuk pompa dengan jumlah tingkat yang sangat banyak, akan lebih peka terhadap getaran yang ditimbulkan akibat kavitasi.

Getaran kritis akibat beban bengkok bisa diatasi dengan membuat poros yang lebih kaku (rigid).

Karena kondisi aliran arus fluida yang tidak baik pada saat pompa bekerja dengan beban sebagian, maka di sudu jalan dan di sudu pengarah bisa timbul getaran mekanis, suara berisik dan kavitasi.

Pelaksanaan pompa radial yang bertingkat banyak

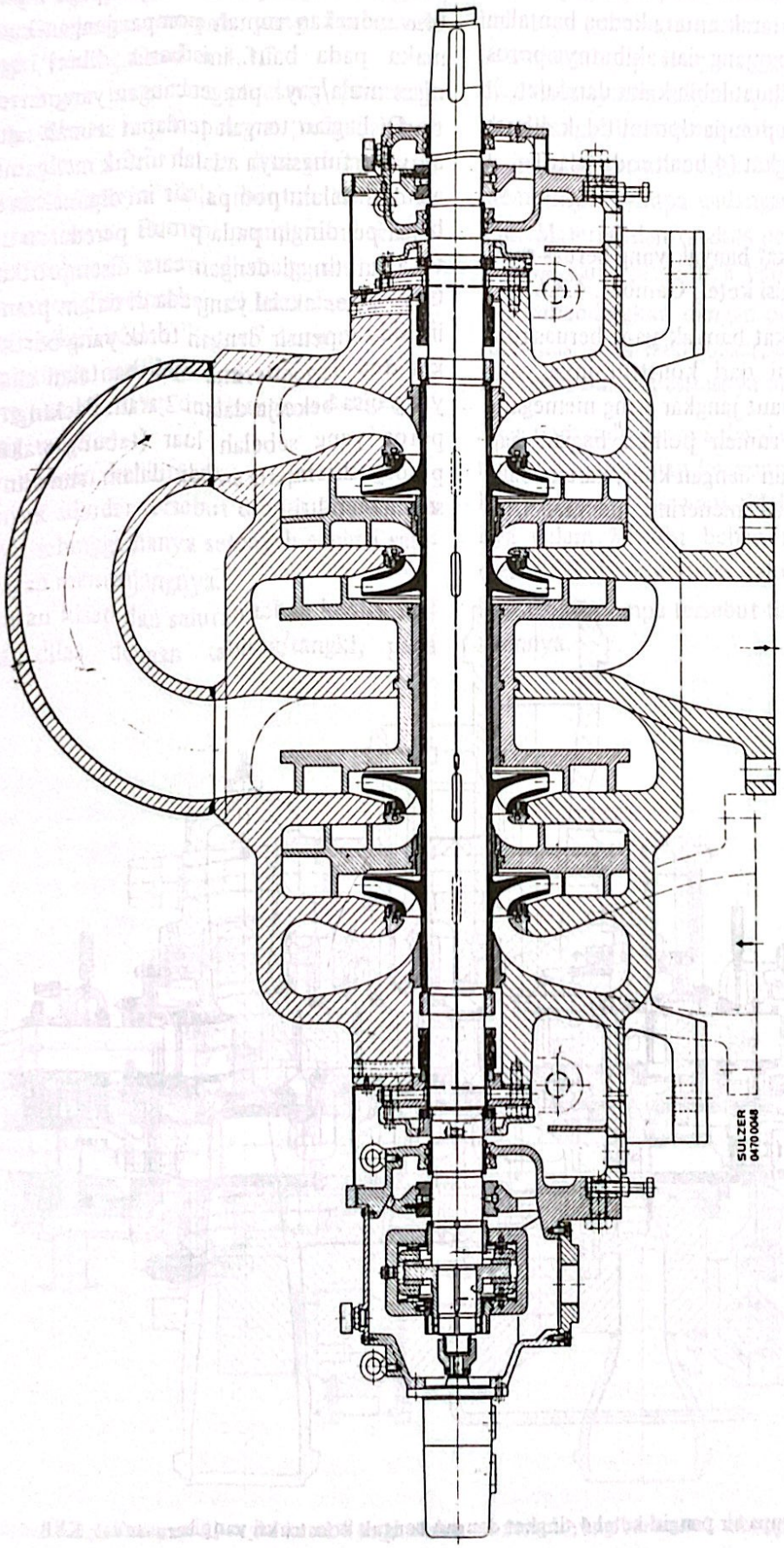
Suatu pompa dengan pipa yang roda jalannya diatur berlawanan arah bertingkat 4 lengkap dengan saluran perputaran baliknya diperlihatkan pada Gambar 4.3.5. Perbedaan pompa ini dengan pompa yang beruas-ruas yang sebelumnya sudah dibahas dengan singkat, adalah pada pompa yang beruas-ruas, rumahnya bisa dipisah-pisahkan dalam arah aksial. Sedangkan rumah pompa ini terdiri dari 2 bagian yaitu:

Bagian bawah, di mana pada bagian ini terdapat ke 2 sambungan untuk saluran isap dan tekan dan juga terdapat kaki-kaki pompa, dan bagian atas pompa. Di lis pembagi ke 2 bagian pompa tersebut terdapat suatu flens yang memikul keseluruhan rumah pompa termasuk ke-2 rumah tabung packing. Sudu pengarah dan sudu penghantar balik fungsinya untuk mengatur supaya didapatkan keadaan arus yang baik. Selain itu juga berfungsi sebagai tempat packingnya poros yang khusus, yang ditempatkan di dalam rumah, hal ini mirip seperti yang terdapat di turbin uap.

Saluran perputaran balik yang dilas menghubungkan kedua bagian pompa ini.

Keuntungannya adalah pompa ini dapat dengan mudah dibuka, tanpa harus membongkar saluran-saluran pipa, dan jalannya gaya geser aksial sejauh ini masih bisa dikompensir. Gaya aksial yang masih ada ditahan/dipikul oleh bantalan tekan luncur, yang dapat menerima beban/gaya aksial dari ke-2 arah. Kerugiannya adalah rumah

Dipindai dengan CamScanner



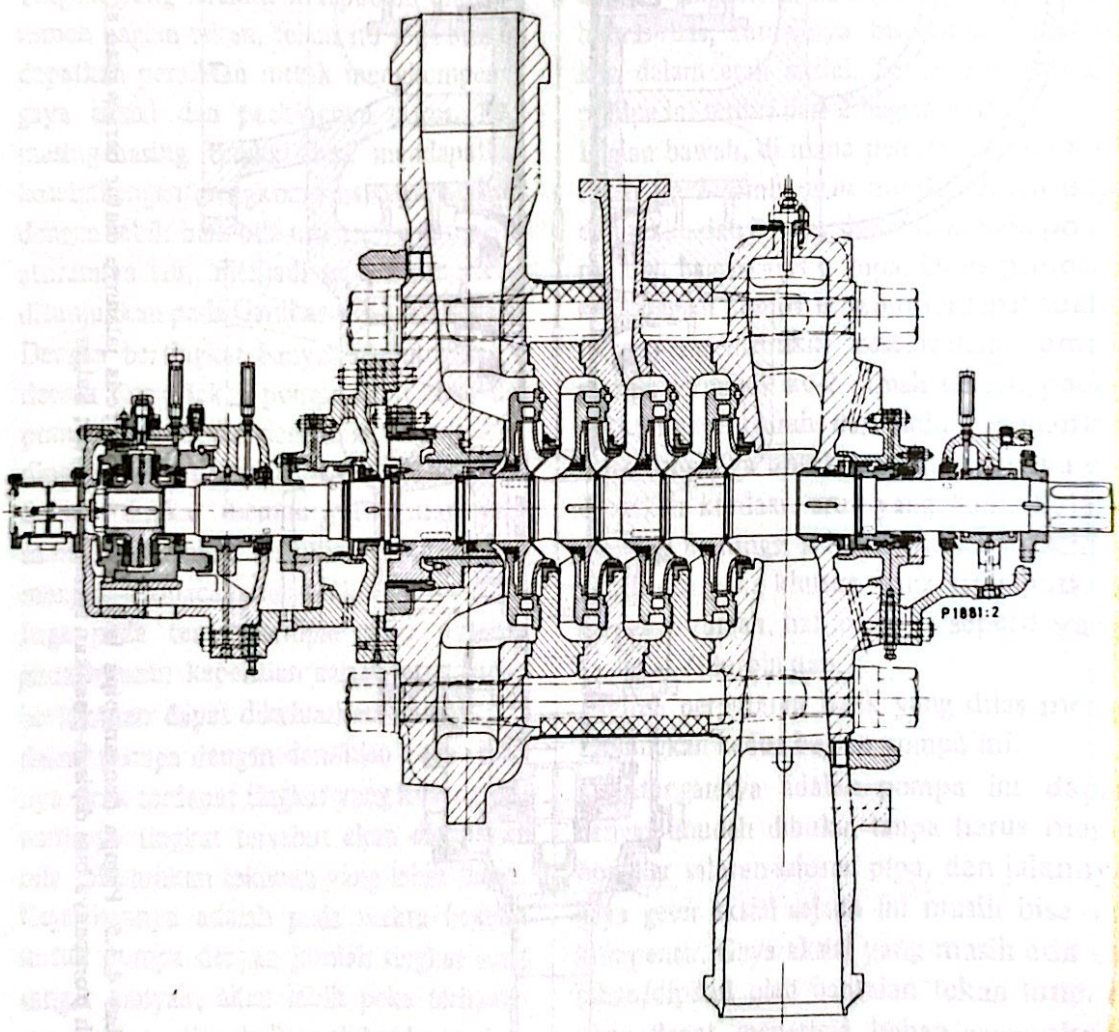
Gambar 4.3.5. Pompa dengan pipa bertingkat 4 yang roda jalannya diatur berlawanan arah dan rumah pompanya bisa dipisah-pisahkan secara horisontal; Sulzer.

Dipindai dengan CamScanner

pompanya menjadi lebih panjang, jadi dengan demikian jarak antara kedua bantalan menjadi lebih panjang dan akibatnya poros pompa harus dibuat lebih kaku dan kuat. Pada umumnya pompa tipe ini tidak dibuat lebih dari 4 tingkat (4 buah roda jalan).

Pompa bertingkat banyak yang beruas-ruas, pompa air pengisi ketel, Gambar. 4.3.6.

Pompa bertingkat banyak yang beruas-ruas dapat diketahui dari konstruksinya yang ada/memakai baut jangkar yang memegang dan menekan rumah pompa bagian isap dan bagian tekan dengan kuat, karena baut jangkar ini akan menerima pemuaian/regangan akibat panas dan supaya tetap bisa menekan rumah pompa dengan kuat, maka pada baut ini harus diberi tegangan mula/gaya pengencangan yang tertentu. Di bagian tengah terdapat sebuah saluran yang fungsinya adalah untuk mengambil air dari dalam pompa, air ini digunakan sebagai pendingin pada proses peredaran uap tekanan tinggi dengan cara disemprotkan. Gaya geser aksial yang ada di dalam pompa ini dikompensir dengan torak yang bertingkat dua dan diterima oleh bantalan aksial yang bisa bekerja dalam 2 arah. Packingnya poros yang sebelah luar (tabung paking poros) ditempatkan di dalam rumahnya sendiri-sendiri.



Gambar 4.3.6. Pompa air pengisi ketel 4 tingkat dengan bentuk konstruksi yang beruas-ruas; KSB.

Dipindai dengan CamScanner

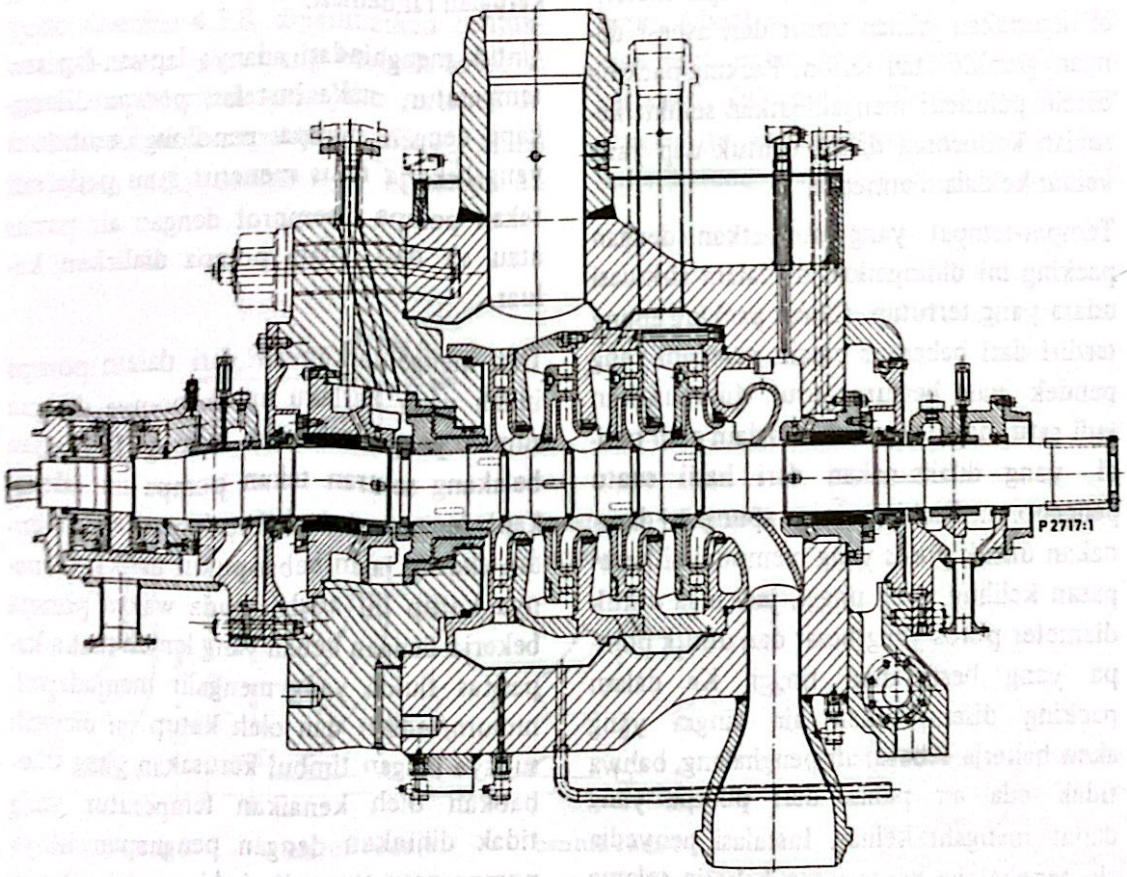
Pompa air pengisi ketel yang bertingkat banyak dengan rumah yang berbentuk tangki/tabung, Gambar 4.3.7.

Sebenarnya rotor dan peralatan pengarah yang dibuat untuk pompa pada Gambar 4.3.6 dan 4.3.7 dapat disamakan, yang membedakannya adalah bentuk konstruksi rumahnya. Rumah pompa ini terdiri dari "tabung" kanan, di mana sesungguhnya rotor ditempatkan di sini, dan yang di sebelah kiri adalah "tutup" dengan melalui sambungan keliling dan dengan baut 2 yang pendek tutup dihubungkan dengan tabung/tangki.

Sambungan keliling dari bagian yang berbentuk silinder tersebut dibuat sedemikian rupa, sehingga hanya setengah seperti sambungan memanjangnya.

Saluran hisap dan saluran tekan kedua-duanya dilas dengan tabung/tangki, pada waktu mengadakan perbaikan atau dalam hal suatu pertukaran rotor rumah yang berbentuk tabung tetap tinggal di instalasi/di dalam systim saluran pipa. Masalah ini akan sangat berarti sekali bagi penggunaan di instalasi pusat tenaga listrik yang tidak mempunyai pompa cadangan dengan lengkap. Material dan ongkos pembuatan pada pompa yang rumahnya berbentuk tabung bila dibandingkan dengan pompa yang beruas-ruas, agak lebih besar, dan akan semakin besar bila kapasitasnya makin kecil.

Jika perbandingannya berdasarkan keselamatan kerjanya dan kemampuan dioperasikan dalam kondisi yang tidak benar (misalnya dalam kondisi beban sebagian dsb.) oleh KSB diperlihatkan bahwa di antara 2 konstruksi pompa tersebut tidak ada perbedaannya.



Gambar 4.3.7. Pompa air pengisi ketel 4 tingkat dengan rumah yang berbentuk tabung/tangki, KSB

Dipindai dengan CamScanner

PETUNJUK dengan SINGKAT

Rotor pompa yang dipakai untuk menghasilkan tekanan hingga 200 bar, sedapat mungkin jarak bantalannya pendek, diameter poros yang besar dengan pengerutan roda-roda jalan, maksudnya untuk mendapatkan suatu momen bengkok yang kecil dan dengan demikian bisa didapat suatu kecepatan putar kritis akibat momen bengkok yang tinggi, yang letaknya bisa mencapai di atas kecepatan kerja.

Packing-packing poros antar tingkat dan yang masuk ke dalam rumah akan mengalami beban khusus yaitu tekanan tinggi dan temperatur air pengisi ketel yang tinggi. Dalam pelaksanaannya dapat dibedakan :

Tabung paking, selama terjadi pembuangan/pengantaran panas akibat gesekan masih diijinkan daerah-daerah sekelilingnya tabung packing didinginkan, sebagai material digunakan jalinan unsur dari asbest dengan graphit atau teflon. Packing-packing cincin peluncur mengakibatkan sedikit kerugian kebocoran dalam bentuk uap yang keluar ke dalam atmosfir.

Tempat-tempat yang dirapatkan dengan packing ini didinginkan di dalam sirkulasi udara yang tertutup. Cincin packing apung terdiri dari beberapa cincin peredam yang pendek yan berturut-turut dihubungkan jadi satu, dapat digeserkan dalam arah radial, yang dilaksanakan dari hasil suatu pengeboran. Packing cincin apung ini digunakan untuk poros yang mempunyai kecepatan keliling yang tinggi, jadi juga untuk diameter poros yang besar dan untuk pompa yang bertekanan tinggi. Ke dalam packing disemprotkan air dingin yang akan bekerja sebagai air penghalang, bahwa tidak ada air panas dari pompa yang dapat mengalir keluar. Instalasi penyedia air penghalang harus tetap bekerja selama pompa masih bekerja atau kondisi pompa masih berhenti tetapi siap untuk bekerja (sebagai pompa cadangan).

Pemanas yang dilakukan terhadap pompa air pengisi ketel adalah sangat penting, supaya keausan di kelonggaran celah di dalam pompa bisa dibatasi. Demikian juga bila pompa sudah dihentikan tetap harus dilakukan pemanasan, sebab bilamana tidak dilakukan akan terjadi pendinginan dengan suatu temperatur yang berlapis-lapis terhadap semua bagian pompa, akibatnya rumah dan rotor akan melengkung, karena bagian atas lebih panas dari bagian bawah. Untuk tempat perapat/packing dilengkapi dengan material yang sedemikian rupa sehingga dapat menahan gesekan luncur yang terjadi, seperti pada waktu start pada keadaan agak/setengah panas.

Suatu keausan di daerah ini dengan suatu celah yang sempit akan mengakibatkan kerugian randemen.

Untuk menghindari adanya lapisan-lapisan temperatur, maka instalasi pompa dilengkapi dengan pompa penolong/pembantu yang bekerja terus menerus atau pada sisi tekan pompa disemprot dengan air panas atau air dari dalam pompa dialirkan keluar.

Dan mengeluarkan air dari dalam pompa inilah yang berlaku untuk pompa dengan rumah yang berbentuk tabung. Di bagian belakang saluran tekan pompa ini dilengkapi dengan suatu katup kapasitas minimum (katup jalan bebas-pukul balik). Gunanya katup ini adalah pada waktu pompa bekerja dengan beban yang lemah maka kapasitas fluida yang mengalir menjadi minimum/sedikit dan oleh katup ini dicegah supaya jangan timbul kerusakan yang disebabkan oleh kenaikan temperatur yang tidak diijinkan dengan penguapan isinya pompa atau yang disebabkan oleh adanya kavitasi.

Dipindai dengan CamScanner

POMPA RADIAL yang bertingkat banyak dengan poros tegak lurus

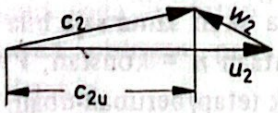
Suatu pompa motor yang di bawah air sudah dibahas pada bab 4.1.3 pada Gambar 4.1.8 pompa yang semacam sudah dibuat untuk kapasitas sampai 5000 m^3/jam dan tinggi kenaikan pompa sampai 1200 m dengan daya yang dibutuhkan hingga 2500 kW.

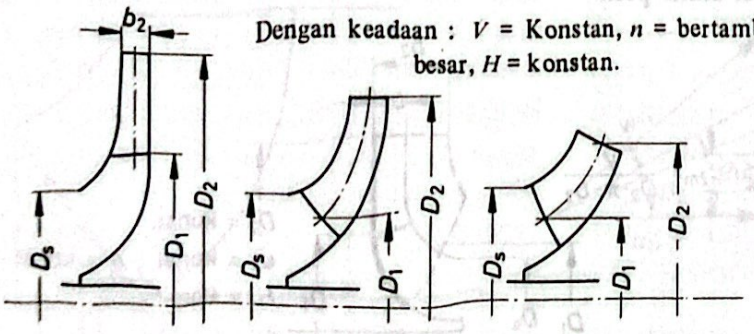
4.3.3 Pompa Sentrifugal setengah aksial (pompa diagonal)

Beberapa bentuk roda jalan yang seharusnya dipakai untuk bisa memenuhi permintaan yang sesuai dengan tinggi kenaikan H dan kapasitas V yang berbeda-beda dengan pengaruh kecepatan putar n yang besarnya bisa ditentukan dengan bebas sudah dibicarakan pada bab-bab yang lalu. Dan sebagai permulaan pembahasan dalam bab ini pada Gambar 4.3.8 diperlihatkan bentuk-bentuk roda jalan yang berbeda-beda, di mana karakteristik roda jalan tersebut ditentukan oleh kecepatan spesifik n_q. Mulai dari roda radial dengan n_q = 15 sampai 25 menit^{-1} sebagai bentuk dasar dari roda jalan, maka dengan makin bertambah besar harga n_q bentuk roda jalan yang harus dipilih akan berubah menjadi roda aksial dengan melalui bentuk roda diagonal lebih dahulu. Diketahui H dan V kecepatan putar n yang berturut-turut akan meningkat/makin tinggi.

Jadi dengan demikian kecepatan jalannya fluida masuk c_0 dan diameter jalannya masuk D_s akan tetap konstan (V = konstan). Selain daripada itu seharusnya segitiga kecepatan keluar, pada Gambar 4.3.8, dalam semua hal seharusnya adalah sama. Bila harga yang diberikan H harus tetap konstan, maka hasil perkalian $H = u_2 \cdot c_{2u}/g$(Persamaan Euler) tetap konstan. Kenapa masalah ini dikemukakan, sebabnya adalah bila kecepatan putar n makin tinggi, maka $D_2 = 60 \cdot u_2/\pi \cdot n$ harus makin kecil.

Maka tinggi pengambilan harga n dan D_2 harus dibuat semakin kecil, dengan demikian persyaratan H = Konstan tetap bisa bertahan (dipenuhi). Tetapi bersamaan dengan itu kelengkungan sudu akan terbuka karena panjang sudu akan menjadi





Dengan keadaan : V = Konstan, n = bertambah besar, H = konstan.

bentuk roda a : n_q = 15 . . . 25.

bentuk roda b : n_q hingga 50.

bentuk roda c : n_q hingga 100.

Gambar 4.3.8. Perkembangan dari bentuk roda jalan untuk H = Konstan, V = Konstan, n = berubah-ubah.

Dipindai dengan CamScanner

pendek dan akibatnya penghantaran arus aliran fluida menjadi jelek, selanjutnya karena adanya penyimpangan-penyimpangan tersebut maka segitiga kecepatan keluar akan berubah (perbandingan faktor k, di dalam persamaan Euler).

Supaya mendapatkan penghantaran arus aliran yang lebih baik, maka permulaan sudu lebih banyak ditempatkan di dalam mulut penghisap. Dan dengan demikian didapat bentuk roda b yang baru. Tetapi sekarang garis lintasan aliran arus akan menjadi dalam potongan meridian dan tidak lurus lagi, seperti pada permulaan sudu asalnya yaitu ketika berbentuk roda jalan a, sekarang permulaan sudu (ujung awal sudu) menjadi melengkung dan bentuk sudu jalannya seperti sudu yang memutar/melengkung/berbelok.

Selanjutnya dengan mempertinggi pemilihan kecepatan putar dengan segitiga kecepatan keluar yang tetap sama berarti u_2 akan tetap sama, diameter luar D_2 akan lebih kecil. Jadi sekarang juga D_1 akan dibuat lebih kecil, supaya mendapatkan penghantaran arus aliran fluida yang lebih baik, maka sisi bagian masuk dan sisi keluarnya dibuat sedikit miring, sehingga didapatkan bentuk roda c. Di sini kelengkungannya/membengkoknya sudu jalan sangat kuat. Pengaruh dari perubahan ini pada segitiga kecepatan masuk yang sekarang dengan D_1 dan u_1 yang lebih kecil akan dibahas dengan singkat di akhir pembahasan masalah ini.

KESIMPULANNYA :

Bila bentuk roda a termasuk pada kecepatan putar yang rendah dan disebut sebagai rotor yang berputar perlahan-lahan, maka beberapa bentuk b dan c termasuk ke dalam rotor putaran sedang dan rotor putaran cepat. Dengan makin tinggi meningkatnya kecepatan putar rotor, maka akhirnya akan didapat roda aksial sebagai rotor putaran cepat.

Pelaksanaan ini akan memberikan suatu penjelasan yang benar-benar berarti untuk pengertian dalam definisi "kecepatan spesifik".

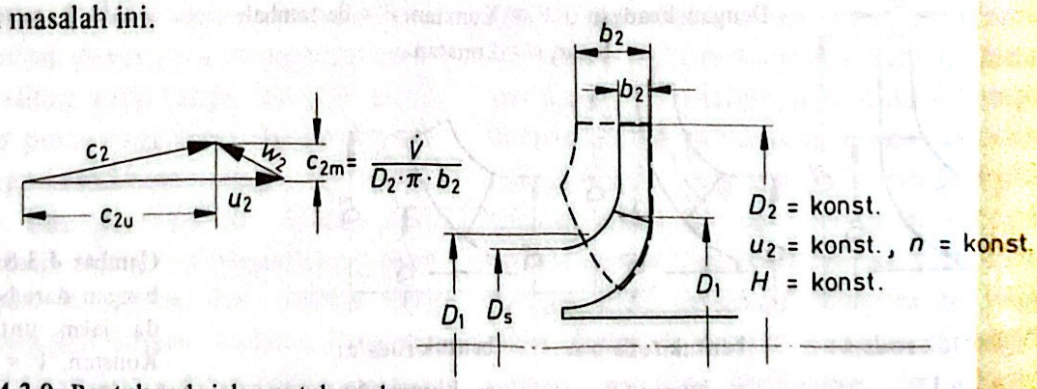
$$n_q = n \cdot \sqrt{\dot{V}} / \sqrt[4]{\Delta H^3}$$

Dengan tinggi kenaikan tingkat ΔH.

Petunjuk :

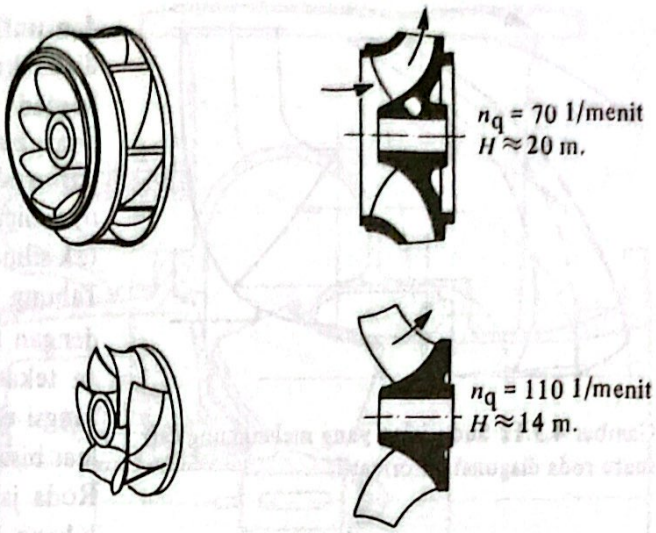
Suatu bentuk roda yang tertentu akan didapat bila segitiga kecepatan keluar harus tetap sama, dalam kondisi n = konstan, ΔH = konstan dan kapasitas $\dot{V}$ akan dibuat lambat laun lebih besar. Maka D_2 = tetap konstan, dengan demikian segitiga kecepatan keluarnya dengan besaran $c_{2m} = \dot{V}/D_2 \cdot \pi \cdot b_2$ dapat tetap konstan, bila dengan $\dot{V}$ dan juga b dalam perbandingan yang sama harus diperbesar, Gambar 4.3.9.

Artinya akan sama saja bila untuk kondisi permintaan n = konstan, $\dot{V}$ = konstan dan H tidak tetap/berubah-ubah.



Gambar 4.3.9. Bentuk roda jalan untuk n = konstan, H = konstan, $\dot{V}$ = berubah-ubah.

CS Dipindai dengan CamScanner



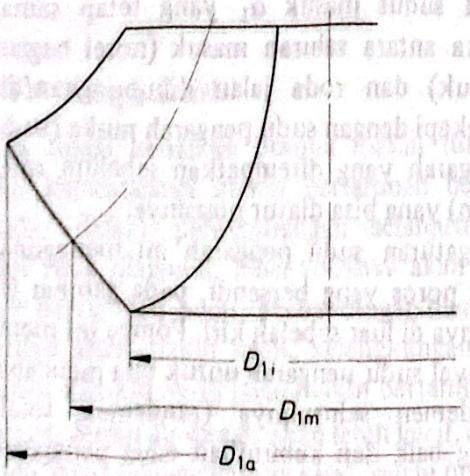
Gambar 4.3.10. Bentuk roda jalan yang berbeda-beda, dengan kecepatan spesifik n_q dan perkiraan tinggi kenaikannya.

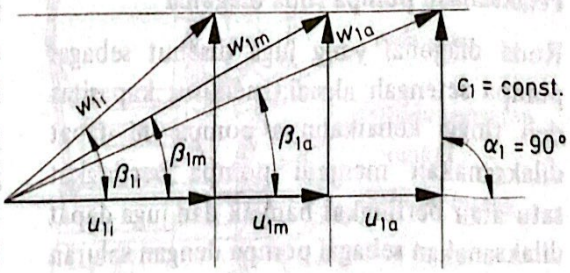
Pada akhirnya dengan melalui suatu perbandingan dengan memperhatikan $H = 1$ m dan selanjutnya bahwa $H_1/H_n = n_1^2/n_n^2$ selain itu $\dot{V}_1/\dot{V}_n = n_1/n_n$, dan dari hasil pelaksanaan perkembangan selanjutnya dari suatu bentuk roda jalan untuk $H = 1$ m dan $\dot{V} = 1$ m^3/detik, pada kecepatan spesifik n_q yang tertentu didapat bentuk-bentuk roda jalan untuk kecepatan putar n yang berbeda-beda. Gambar 4.3.10 memperlihatkan sudu-sudu dari beberapa bentuk roda jalan yang berbeda-beda. Yang di sebelah atas adalah suatu roda jalan dengan sisi bagian masuknya dibuat sangat masuk di dalam mulut penghisap.
Roda ini termasuk roda "tertutup" karena dilengkapi dengan piringan penutup di sebelah kanan dan kiri.

Sebagai suatu perbandingan adalah roda ini sangat menyerupai roda francis yang terdapat di turbin air. Yang di sebelah bawah suatu roda "terbuka" dengan kecepatan spesifik yang lebih tinggi lagi.
Roda ini mempunyai lengkungan/pembengkokan profil sudu antara bagian masuk dan keluarnya yang sangat kuat hingga dapat dilihat dengan jelas.

Pengaruh kemiringan sisi bagian masuk dari sudu jalan

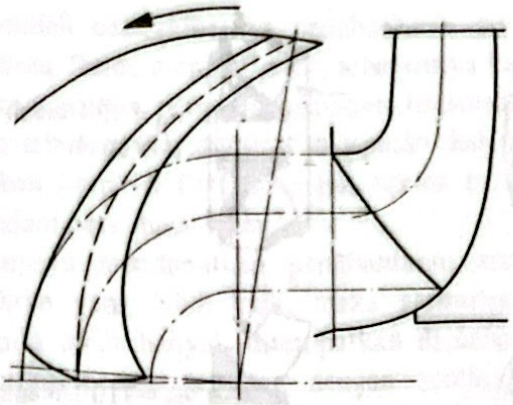
Karena sisi bagian masuk sudu jalan bentuknya miring, maka harga u pada jari-jari dalam dan jari-jari luar menjadi berbeda, Gambar 4.3.11.





Gambar 4.3.11. Segitiga kecepatan masuk pada permulaan sudu jalan yang letaknya miring; Penentu dari faktor-faktor β_1 dan w_1.

Dipindai dengan CamScanner



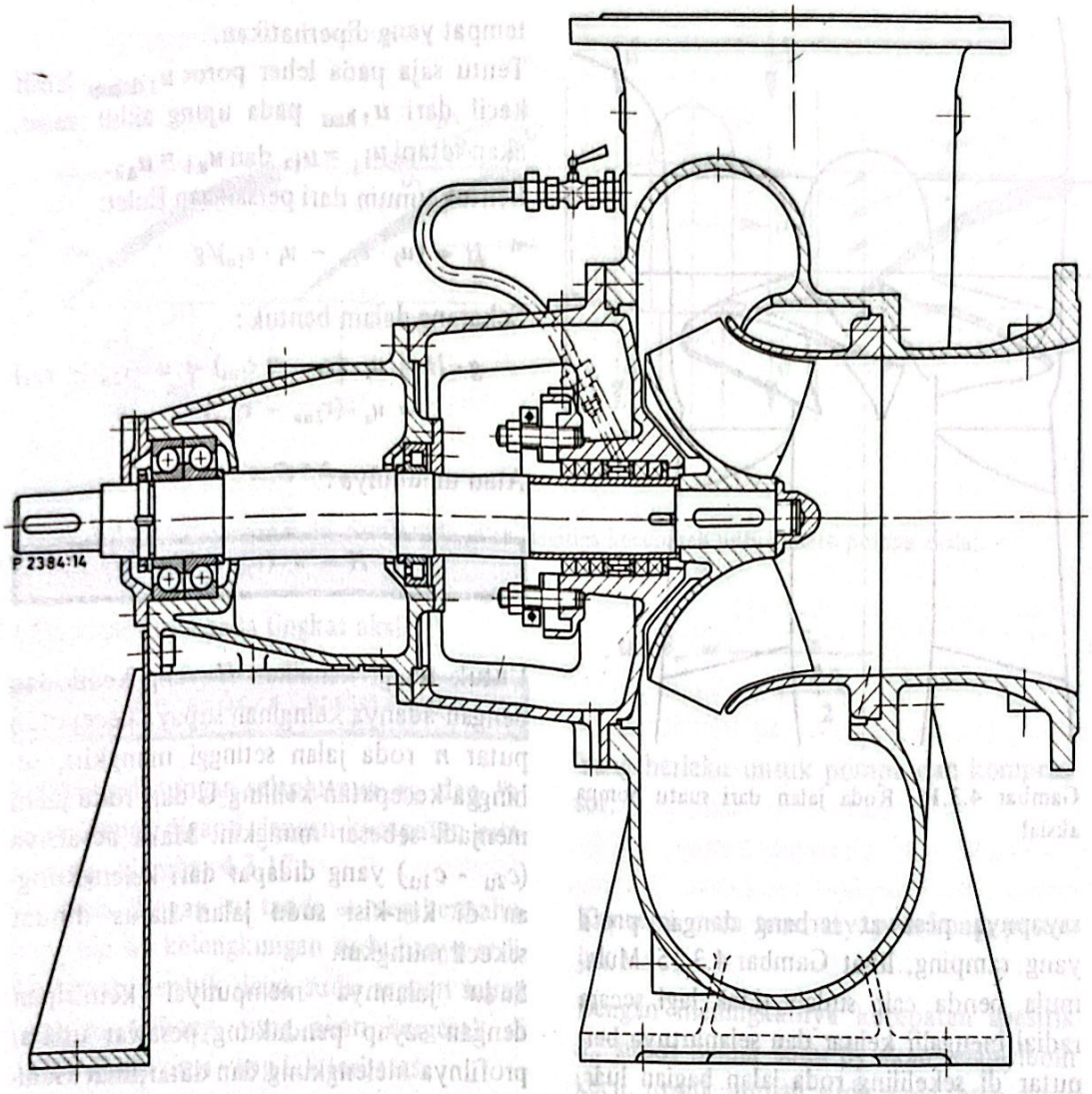
Gambar 4.3.12 Sudu jalan yang melengkung dari suatu roda diagonal, informatif.

Untuk sisi bagian masuk seharusnya ditunjukkan, bagaimana perubahan sudut sudu β_1 dari harga rata-rata $\beta_{1\,\text{rata-rata}}$ dengan $u_{\text{rata-rata}}$-nya menjadi harga-harga β_1 untuk semua sisi sudu, supaya keadaan masuknya dari c_1 tegak lurus pada u_1 bebas dari tumbukan ($\alpha_1 = 90°$, $c_{1u} = 0$).
Harga-harga $u_{1\,\text{dalam}}$ dan $u_{1\,\text{luar}}$ didapatkan dari perencanaan sudu.
Pada Gambar 4.3.12 ditunjukkan bagaimana bentuk pemutaran/pembengkokan/kelengkungan dari sudu jalan.
Dengan demikian penampangnya dalam potongan meridian (sebelah kanan) dapat dibagi menjadi 3 garis aliran dan dipergunakan untuk perhitungan segitiga kecepatan, lebar dan sudut sudunya.
Suatu contoh yang lengkap terdapat dalam literatur (4.1).

Pelaksanaan pompa roda diagonal

Roda diagonal yang juga disebut sebagai pompa setengah aksial, menurut kapasitas dan tinggi kenaikannya pompa ini dapat dilaksanakan menjadi pompa bertingkat satu atau bertingkat banyak dan juga dapat dilaksanakan sebagai pompa dengan saluran aliran arus masuk ganda.
Pada rumah pompa yang berbentuk spiral yang terdapat di Gambar 4.3.13 ditempatkan roda jalan yang ditunjang dari satu sisi dan untuk menahan sisa gaya geser aksial digunakan 2 buah bantalan peluru yang berdada tinggi (beralur dalam), dan karena jarak bantalannya jauh serta adanya berat dari roda jalan, maka untuk menyangganya digunakan bantalan rol yang berbentuk silinder.
Tabung packing poros pompa didinginkan dengan fluida tekan yang diambil dari bagian tekan pompa, selain itu fluida ini berfungsi untuk menahan jangan sampai udara luar bisa masuk.
Roda jalan ini tidak menggunakan lubang-lubang pengimbang, melainkan memakai sudu/sirip pengimbang yang ditempatkan di belakang/dipunggung sudu diarahkan ke kiri, dengan demikian gaya aksial yang ada sudah bisa dikompensir sebagian.
Pompa dengan rumah berbentuk pipa dengan roda pengarah sebelum pompa yang bisa diatur terdapat pada Gambar 4.3.14, pompa ini digunakan sebagai pompa air pendingin untuk instalasi kondensasi dari Sudu pusat listrik tenaga uap.
Kapasitasnya pompa ini cukup besar akan tetapi kapasitas tersebut tergantung kepada muatan turbin, di mana bila muatan turbin berubah kapasitas fluida yang dipompa juga berubah dan permukaan air bawah juga akan berubah (air sungai, tinggi permukaan air).
Supaya kecepatan fluida masuk dapat diarahkan dengan baik dan selalu mempunyai sudut masuk α_1 yang tetap sama, maka antara saluran masuk (nosel bagian masuk) dan roda jalan dihubungkan/dilengkapi dengan sudu pengarah muka (sudu pengarah yang ditempatkan sebelum roda jalan) yang bisa diatur posisinya.
Pengaturan sudu pengarah ini menggunakan poros yang bersendi, pada gambar letaknya di luar sebelah kiri. Pompa ini mempunyai sudu pengarah untuk bisa mencapai randemen seluruhnya (randemen total) yang baik dan kebutuhan daya penggerak

Dipindai dengan CamScanner

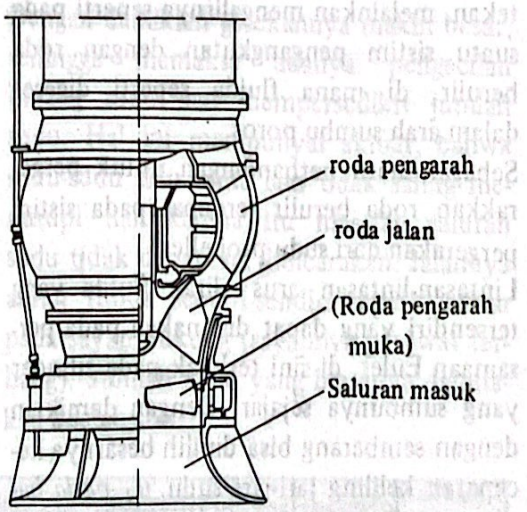


Gambar 4.3.13. Pompa dengan rumah yang berbentuk spiral lengkap dengan roda diagonalnya; KSB.

pompa mesin di dalam batasannya.
Daerah karakteristik pompa seperti ini bisa dilihat pada Gambar 4.5.11, bab 4.5.2.

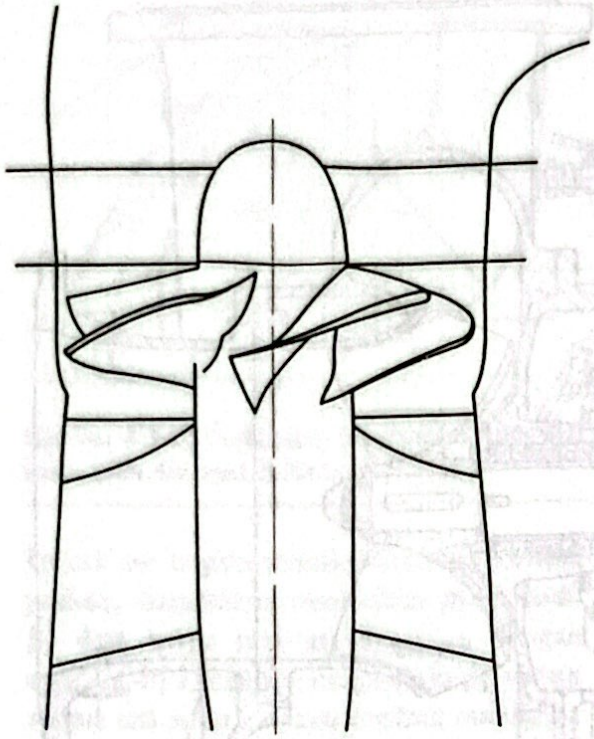
4.3.4 Pompa aksial

Bila tinggi kenaikan pompa makin turun dan kapasitasnya makin bertambah besar maka dalam perkembangan selanjutnya dari roda diagonal, lebar rodanya akan selalu bertambah besar, perbandingan diameternya akan makin kecil, kelengkungan di dalam kisi-kisi sudu jalan makin bertambah jarang. Sudut β_1 dan β_2 akan lebih kecil, dan sudu jalan menggeliatnya kuat, selalu mirip



Gambar 4.3.14. Pompa dengan rumah yang berbentuk pipa lengkap dengan pengatur pusaran mula/awal dan sudu pengarah; KSB.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.3.15. Roda jalan dari suatu pompa aksial.

sayapnya pesawat terbang dengan profil yang ramping, lihat Gambar 4.3.15. Mula-mula benda cair sudah tidak lagi secara radial mengalir keluar dan selanjutnya berputar di sekeliling roda jalan bagian luar, kemudain melalui rumah yang berbentuk spiral ditekan masuk ke dalam saluran pipa tekan, melainkan mengalirnya seperti pada suatu sistim pengangkutan dengan roda berulir, di mana fluida seperti digeser dalam arah sumbu poros.

Sebagai suatu perbandingan untuk pergerakkan roda berulir terdapat pada sistim pergerakan dari sudu propeller.

Lintasan-lintasan arus aliran fluida yang tersendiri yang dapat digunakan pada persamaan Euler, di sini terletak pada silinder yang sumbunya sejajar. Dengan demikian dengan sembarang bisa dipilih besarnya kecepatan keliling jari-jari sudu. u_1 *pada bagian masuk* $= u_2$ *pada bagian keluar* $= u$.

Penyesuaiannya adalah pada waktu mengkonstruksi segitiga kecepatan pada tempat-tempat yang diperhatikan.

Tentu saja pada leher poros $u_{1\,\text{dalam}}$ lebih kecil dari $u_{1\,\text{luar}}$ pada ujung akhir sudu, akan tetapi $u_{i_1} = u_{i2}$ dan $u_{a1} = u_{a2}$.

Bentuk umum dari persamaan Euler:

$$H = (u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u})/g$$

Sekarang dalam bentuk :

$$g \cdot H = u_i \cdot (c_{2ui} - c_{1ui}) = u \cdot (c_{2u} - c_{1u}) = u_a \cdot (c_{2ua} - c_{1ua})$$

Atau umumnya :

$$g \cdot H = u \cdot (c_{2u} - c_{1u})$$

Untuk tinggi kenaikan H yang kecil dan dengan adanya keinginan supaya kecepatan putar n roda jalan setinggi mungkin, sehingga kecepatan keliling U dari roda jalan menjadi sebesar mungkin. Maka besarnya $(c_{2u} - c_{1u})$ yang didapat dari kelengkungan di kisi-kisi sudu jalan harus dibuat sekecil mungkin.

Sudu jalannya mempunyai kemiripan dengan sayap pendukung pesawat udara, profilnya melengkung dan datar,lihat Gambar 4.3.16.

Yang terdapat di dalam gambar adalah segitiga kecepatan dan skema kecepatan lainnya, dan yang digambarkan di sini adalah untuk jari-jari sudu bagian tengahnya, di mana $u_1 = u_2 = u$.

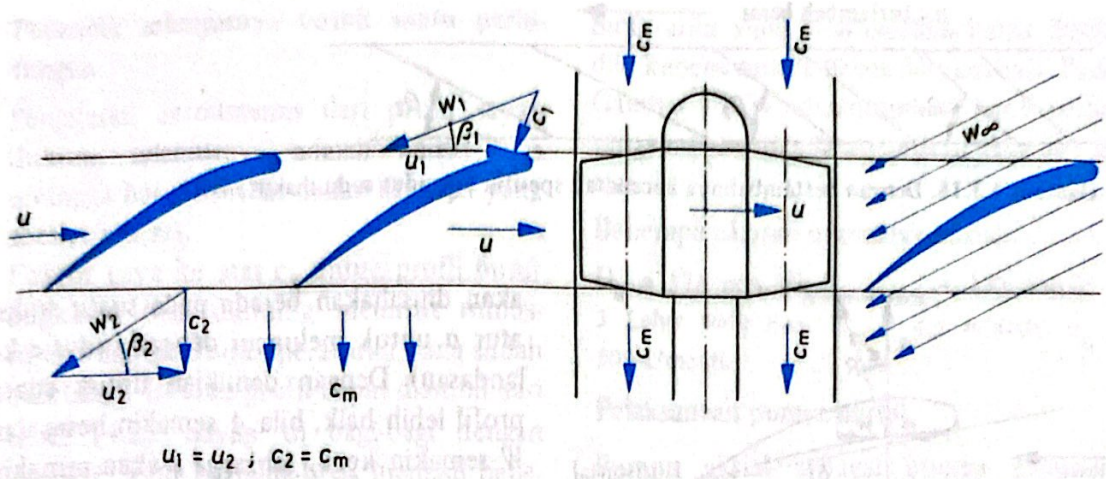
Dengan demikian arus aliran fluida bisa membentuk sudut $\alpha_2 = 90°$, dan dengan $c_2 = c_{2m}$ akan tetapi jadinya $c_{2u} = 0$.

Seharusnya (dengan penggunaan sudu pengarah khusus yang ditempatkan di muka/sebelum roda jalan) dengan u menyongsong arah aliran c_1. Dari situ didapatkan komponen keliling c_{1u}, jadi :

$$g \cdot H = u \cdot (c_{2u} - c_{1u}),$$

di sini $= u \cdot [0 - (-c_{1u})] = u \cdot c_{1u}$

Dipindai dengan CamScanner



$u_1 = u_2$; $c_2 = c_m$

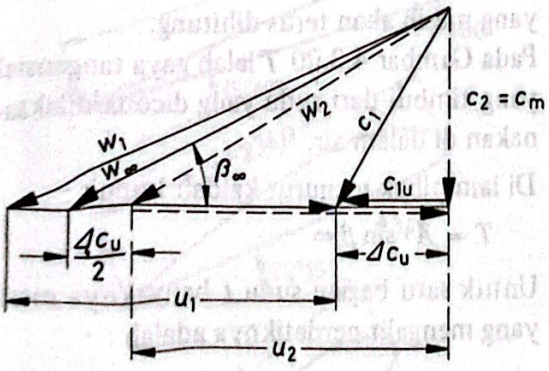
Gambar 4.3.16 Potongan sudu, profil sudu jalan, segitiga kecepatan untuk suatu pompa aksial.

atau umumnya pada tingkat aksial :

$$H = u \cdot \Delta c_u / g \quad \text{tingkat aksial}$$

Untuk pehitungan selanjutnya w_1 dan w_2 akan dapat diganti dengan kecepatan rata-rata w_∞ Gambar 4.3.17.

Bersama dengan itu tanda ∞ memberitahukan, bahwa kelengkungan sudu hanya sedikit sebab bentuk daun sudu seperti sayap pesawat terbang, yang akan bergerak di dalam suatu arus yang tak terbatas.



Gambar 4.3.17. Bagan kecepatan, penentuan w_∞ dan β_∞

Dari Gambar 4.3.17 dapat dituliskan:

$$w_{\infty 1}^2 = c_m^2 + \left(u + \frac{\Delta c_u}{2}\right)$$

$$\tan \beta_\infty = \frac{c_m}{u + \frac{\Delta c_u}{2}}$$

Yang berlaku untuk pompa dan kompressor.

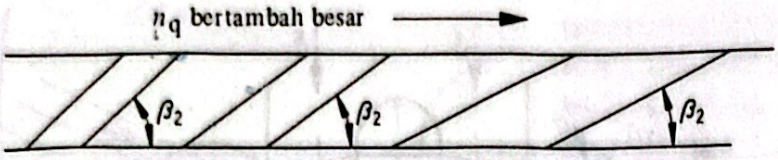
Konversi pada teori sayap dukung; petunjuk

Dengan meningkatnya kecepatan spesifik n_q sudut keluar sudu β_2 akan selalu lebih kecil, untuk jumlah sudu yang tetap sama saluran sudu akan lebih sempit, Gambar 4.3.18.

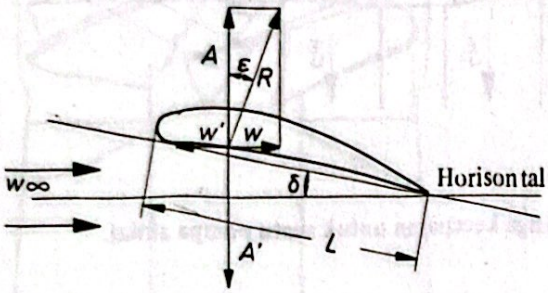
Dengan demikian gesekannya makin besar, sehingga memaksa adanya pengecilan bidang sudu dan mempersedikit jumlah sudu. Hal ini mempunyai akibat, bahwa sudu-sudu satu sama lain tidak saling menutupi dan karena itu masalah saluran sudu tidak dapat lagi dibicarakan. Jalannya aliran fluida sendiri-sendiri seperti aliran pada sayap dukung (sayapnya pesawat terbang). Jumlah sudu yang biasanya digunakan adalah sbb.:

n_q	85–125	125–170	170–205	205–270	di atas 300
z	8	7	6	4	3–2

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.3.18. Dengan bertambahnya kecepatan spesifik n_q sudut sudu makin kecil.



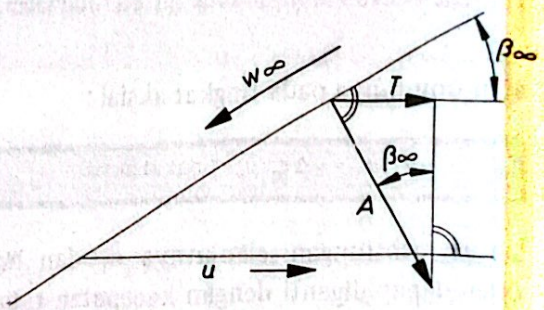
Gambar 4.3.19. Gaya pada sayap dukung.

Pada Gambar 4.3.19 adalah suatu sayap dukung dengan lebar B (dari leher poros sampai ujung akhir sudu), panjang L dan sudut antara tali busur profil dengan bagian tengah dari kecepatan pengaliran (kecepatan rata-rata) w_∞, disebut sudu atau δ. Sayap akan beraksi terhadap arus fluida tegak lurus pada w_∞, gaya yang arahnya ke bawah adalah A' dan gaya yang arahnya menyongsong arus adalah W', kedua-duanya ada dalam kondisi seimbang dengan gaya dari medium pada saat sayap dicoba, yaitu gaya A dan W, yang mana gaya tersebut di atas adalah gaya ke atas dan tahanan. Hubungan gaya-gaya tersebut di atas dengan permukaan sayap $B \cdot L$ dan kepada tekanan statis adalah :

$$q = w_\infty^2 \cdot \varrho/2 \quad \text{melalui persamaan}$$
$$A = c_a \cdot B \cdot L \cdot q \text{ dan } W = c_w \cdot B \cdot L \cdot q$$

Faktor gaya ke atas c_a dan faktor tahanan c_w adalah tergantung dari bentuk profil sayap dukung dan tergantung kepada sudut atur δ

Selanjutnya perbandingan $W/A = \tan \varepsilon = c_w / c_a$ disebut sebagai bilangan luncur (suatu pesawat terbang yang tanpa motor akan diusahakan berada pada suatu sudut atur σ untuk meluncur dengan sudut ε ke landasan). Dengan demikian untuk suatu profil lebih baik, bila A semakin besar dan W semakin kecil, sehingga ε akan semakin kecil.



Gambar 4.3.20. Gaya ke atas A dan gaya tangensial.

Untuk profilnya sudu-sudu harga $\varepsilon \leqslant 0{,}04$. Dengan demikian harga R akan menurun dan bersama dengan A (hampir jadi satu dengan A), maka dari itu di sini hanya A yang masih akan terus dihitung.

Pada Gambar 4.3.20 T ialah gaya tangensial yang timbul dari sudu yang dicoba/dilaksanakan di dalam air.

Di lain pihak menurut kaidah Impuls :

$$T = A \cdot \sin \beta \infty$$

Untuk satu bagian sudu t banyaknya masa yang mengalir perdetiknya adalah :

$$T = \dot{m}_s \cdot (c_{2u} - c_{1u}) = \dot{m}_s \cdot \Delta c_u$$

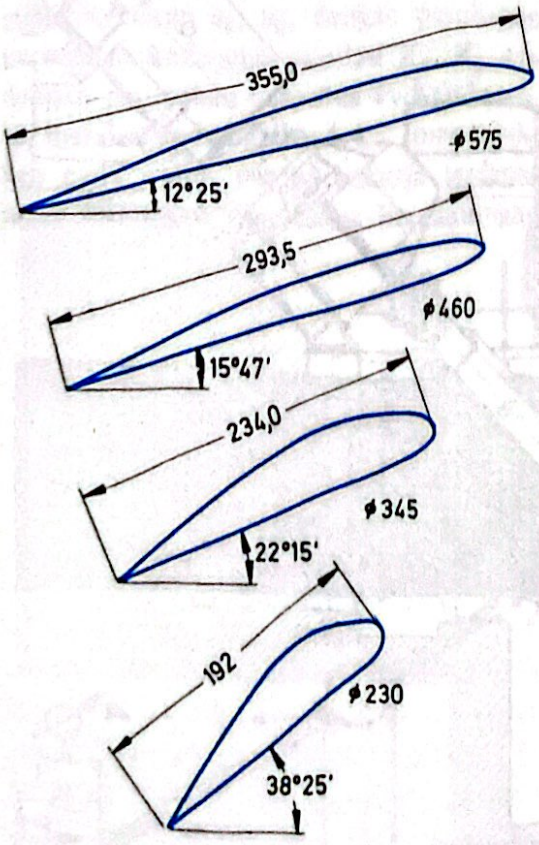
Dengan melalui kedua persamaan dan selanjutnya memasukkan besaran-besaran $\dot{m}_s = \varrho \cdot t \cdot B \cdot c_m$, akan didapatkan besarnya beban yang bekerja di tiap daun sudu, dan besarnya beban tersebut mulai leher poros sampai ujung sudu adalah berubah (tidak sama).

Dipindai dengan CamScanner

Petunjuk selanjutnya untuk suatu perhitungan

Penjelasan aerodinamis dari profil sayap dukung selanjutnya adalah sangat luas sehingga harus dibahas dalam literatur yang spesial/khusus.

Faktor gaya ke atas c_a untuk profil busur lingkaran bisa dihitung menurut rumus-rumus dan peraturan-peraturan yang sudah diketahui. Ukuran profil dapat diambil dari tabel (4.2). Sayap di bagi-bagi dengan diameter yang berbeda-beda menjadi beberapa bagian. Untuk bagian inilah dibuatkan perhitungan bagan kecepatannya. Untuk bagian pompa tersebut dengan teknik aliran dipilih profil yang sejenis dan melalui penguatan dan perlemahan aerodinamis serta diukur ke tahanan kekuatan yang diminta.



Gambar 4.3.21. Penampang profil dari suatu pompa aksial untuk $V = 3500\ m^3$/jam $H = 3$ m, $n = 730$ 1/menit (4.9).

Sudu-sudu yang dilaksanakan harus diselidiki kebebasannya bebas dari kavitasi. Pada Gambar 4.3.21 dicantumkan hasil perhitungan yang demikian seperti tersebut di atas.

Beberapa ukuran utamanya adalah:

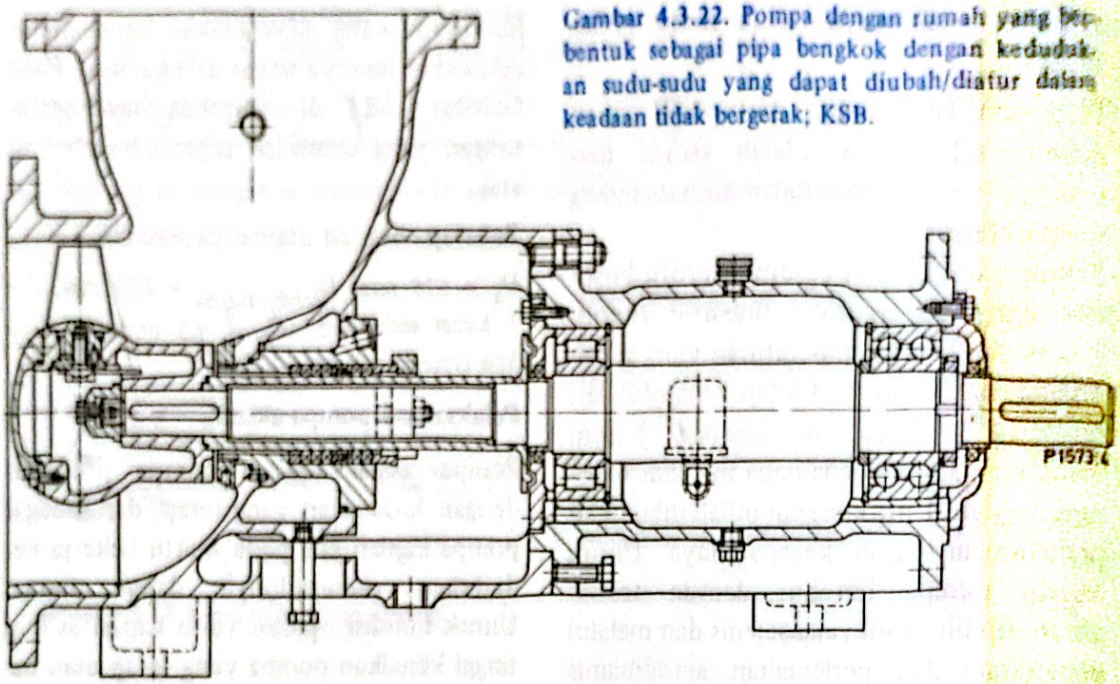
$D_a = 575$ mm. $D_{\text{leher poros}} = 230$ mm. $z = 3$ Leher sudu luar, $c_m = 4{,}5$ m/detik, $n_q = 300$ 1/menit.

Pelaksanaan pompa aksial

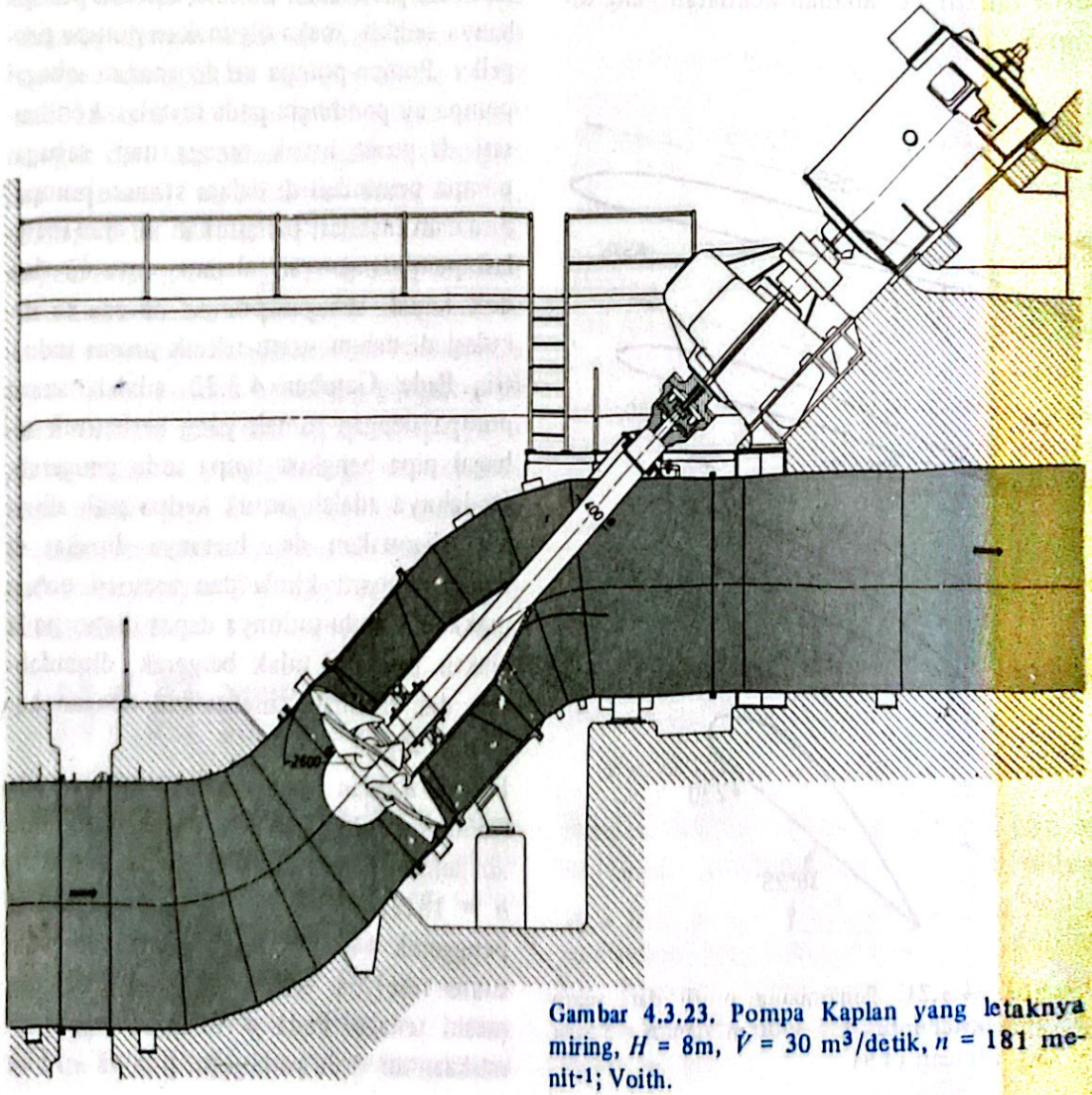
Pompa aksial sebagai pompa propeller dengan sudu jalan yang tetap, dan sebagai pompa kaplan bila pada waktu bekerja kedudukan sudu-sudunya dapat diatur. Untuk kondisi operasi yaitu kapasitas dan tinggi kenaikan pompa yang tetap atau batas-batas perubahan kondisi operasi pompa hanya sedikit, maka digunakan pompa propeller. Pompa-pompa ini digunakan sebagai pompa air pendingin pada instalasi kondensasi di pusat listrik tenaga uap, sebagai pompa pemindah di dalam stasiun pompa, di dalam instalasi pemasukan air dan instalasi pembuangan air, dalam pintu air dan dok kapal, sebagai pompa peredaran/sirkulasi di dalam suatu teknik proses industri. Pada Gambar 4.3.22 adalah suatu pompa dengan rumah yang berbentuk sebagai pipa bengkok tanpa sudu pengarah, faedahnya adalah untuk kedua arah aliran bisa digunakan dan biasanya dipakai di dalam industri kimia dan industri bahan makanan. Sudu-sudunya dapat diatur pada waktu keadaan tidak bergerak, dipindahkan dan dirubah, disesuaikan dengan kebutuhannya.

Pompa Kaplan yang posisinya miring pada Gambar 4.3.23 digunakan untuk memompa air dengan kapasitas 30 m^3/detik, $H = 8$ m, $n = 181/1000$ menit^{-1} dengan daya alat penggerak 440 kW, letak pompa ini pada suatu reservoar antara dari suatu saluran mesin tenaga. Pada perubahan tinggi permukaan air sudu roda jalan pompa ini bisa

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.3.22. Pompa dengan rumah yang berbentuk sebagai pipa bengkok dengan kedudukan sudu-sudu yang dapat diubah/diatur dalam keadaan tidak bergerak; KSB.



Gambar 4.3.23. Pompa Kaplan yang letaknya miring, H = 8m, $\dot{V}$ = 30 m^3/detik, n = 181 menit^{-1}; Voith.

diatur/dirubah kedudukannya secara hydrolik. Roda gigi transmisi yang bergigi miring ganda mempunyai suatu bantalan poros yang berbentuk tembereng untuk menerima gaya geser aksial. Pompa dan poros roda gigi transmisi keduanya dihubungkan kaku, motor dan gigi transmisi dihubungkan elastis.

4.4. KARAKTERISTIK UNTUK MENILAI SUATU KONDISI KERJA

4.4.1 Karakteristik Instalasi

Tugasnya suatu pompa itu adalah membawa cairan yang berada di dalam suatu instalasi yang diberikan, dari suatu ketinggian jalannya keluar, lihat Gambar 4.4.1.

Tinggi kenaikan dari instalasi H_A adalah tidak konstan. Karena pada waktu bekerja dipengaruhi oleh perubahan tekanan statik p_a, p_e dipengaruhi dengan perubahan kecepatan cairan v_e, v_a, dengan perubahan perbedaan ketinggian geodasi Z_a, Z_e dan dengan perubahan kapasitas V, Karakteristik instalasi pada Gambar 4.4.2., menunjukkan pada waktu pompa bekerja terdapat suatu hubungan yang saling bergantungan antara H_A dan $\dot{V}$, dan untuk dimengerti secara perhitungan adalah dari :

$$H_A = \frac{p_a - p_e}{\varrho \cdot g} + \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g} + z_a - z_e + H_{ves} + H_{vda}$$

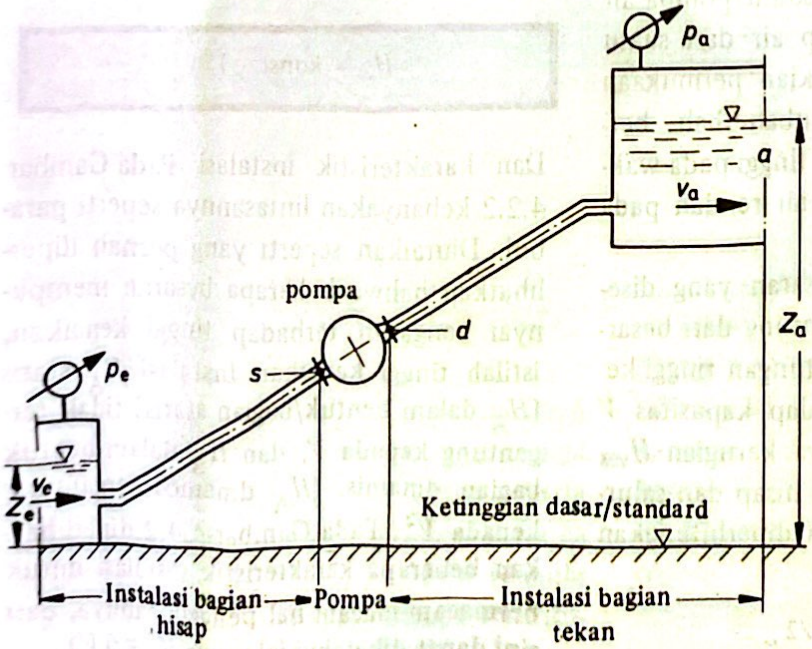
Suatu SI (standar internasional) dari tinggi kenaikan pompa adalah m.

Arti dari tiap-tiap ruas adalah $p_a/\varrho \cdot g$ dan $p_e/\varrho \cdot g$ menyatakan tekanan statik, seperti yang ditunjukakn manometer.

Besarnya tekanan statis ini pada waktu bekerja dapat berubah misalnya bila suatu pompa yang dipakai untuk memompa cairan dari dalam bejana yang terbuka atau tertutup yang bertekanan, dan cairan dipompa masuk ke dalam suatu bejana tertutup bertekanan.

Penunjukkan tekanan barometer atau tekanan manometer dalam satuan bar dengan menggunakan persamaan di atas satuannya dapat dihitung menjadi m. Air pengisi ketel yang belum dipanaskan mempunyai tekanan : p_a = 12 bar dan kerapat-

PERPUSTAKAAN D III F. TEKNIK



Gambar 4.4.1 Skema suatu instalasi pompa.

Dipindai dengan CamScanner

an $\varrho = 980$ Kg/m^3, maka :

$$\frac{p_a}{\varrho g} = \frac{12 \text{ bar} \cdot 100\,000 \frac{\text{N/m}^2}{\text{bar}}}{980 \text{ kg/m}^3 \cdot 9{,}81 \text{ m/detik}^2} =$$

$$= \frac{12 \cdot 100\,000 \frac{\text{kg m/detik}^2}{\text{m}^2}}{980 \text{ kg/m}^3 \cdot 9{,}81 \text{ m/detik}^2} = 125 \text{ m}$$

Dengan demikian p_a adalah tekanan lebih, besarnya lebih besar daripada tekanan atmosfir. Perhitungan untuk p_e harus disesuaikan; untuk penghisapan dari bejana yang terbuka dihitung harga $p_e = 0$. Besarnya ruas $(v_a^2 - v_e^2)/2g$ untuk besarnya yang cukup atau kira-kira penampang melintang pada a dan c yang sama besarnya maka bisa diabaikan. Kecepatan jalannya fluida keluar v_a yang sangat besar bila dibandingkan dengan v_e terdapat pada instalasi pemadam kebakaran.

Sebagai contoh :
$v_a = 20$ m/detik adalah $v_a^2/2g = 400$ m^3/detik^2 : 2X 9,81 m/detik^2 = 20,4 m sewaktu $v_e = 2$ m/detik.
Tingginya sesuai dengan 0,204 m.
Perbedaan tinggi geodasi $z_a - z_e$ pada suatu instalasi yang diberikan dapat berubah-ubah, misalnya bila suatu pompa air pendingin yang mengisap air dari suatu sungai, jadi dengan demikian permukaan airnya tidak tetap, berubah-ubah berkisar antara permukaan air tinggi pada waktu banjir dan permukaan air rendah pada waktu air surut.
Pengaruh dari besaran-besaran yang disebutkan di atas tidak tergantung dari besarnya kapastias V. Ketergantungan tinggi kenaikan pompa H_A terhadap kapasitas $\dot{V}$ ditunjukkan pada besarnya kerugian H_{ves} dan H_{vda} di dalam saluran hisap dan saluran tekan, pada umumnya diperhitungkan dari :

$$H_v = \zeta \cdot v^2/2.$$

Untuk gesekan di dalam pipa, akhirnya terhitung pula tahanan tambahan dengan adanya katup atau pemasangan peralatan perpindahan panas dan lain-lainnya, pada umumnya adalah :

$$H_v = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} + \Sigma \zeta \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Atau bila dengan mengabaikan ketergantungan terhadap faktor gesekan pipa λ dari bilangan Reynold dan kekasaran pipa, bentuk persamaan dipermudah menjadi :

$$H_v = \left(\lambda \cdot \frac{L}{D} + \Sigma \zeta\right) \cdot v^2/2g$$

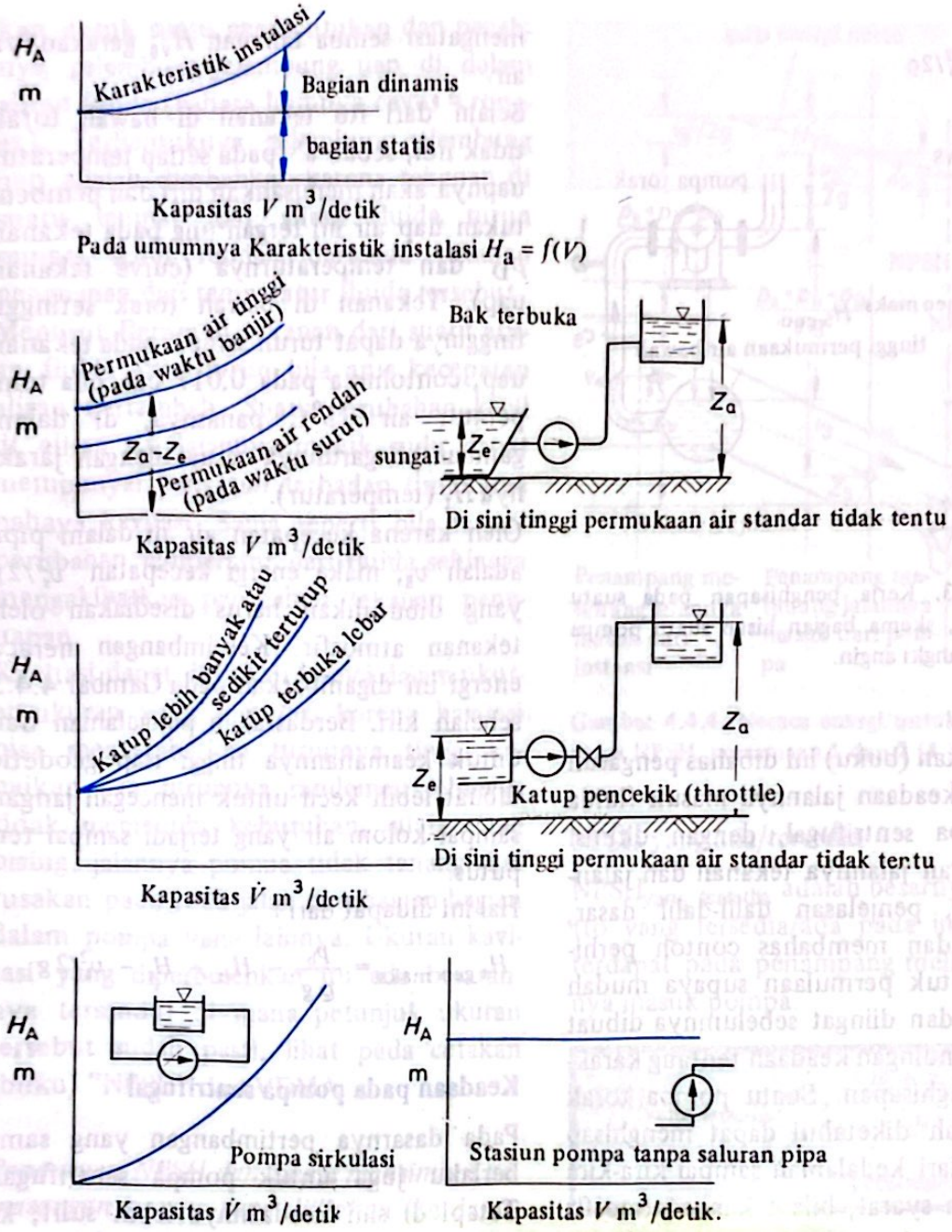
λ = faktor gesekan dalam pipa
L = panjangnya pipa
D = diameter dalam pipa
ζ = faktor tahanan dari suatu bentuk dan pemasangan suatu peralatan
v = kecepatan aliran.

Dengan $v = \dot{V}/A$, di mana A adalah penampang melintang yang dilewati aliran, maka pada umumnya :

$$H_v = \text{konst.} \cdot \dot{V}^2$$

Dan karakteristik instalasi Pada Gambar 4.2.2 kebanyakan lintasannya seperti parabol. Diuraikan seperti yang pernah diperlihatkan bahwa beberapa besaran mempunyai pengaruh terhadap tinggi kenaikan, istilah tinggi kenaikan Instalasi H_A statis (H_A dalam bentuk/bagian statis) tidak tergantung kepada V, dan H_A dalam bentuk bagian dinamis. (H_A dinamo) tergantung kepada V^2. Pada Gambar 4.4.2 diperlihatkan beberapa karakteristik instalasi untuk bermacam-macam hal penggunaannya, dari sini dapat diketahui jalannya $H_A = f(V)$.

Dipindai dengan CamScanner

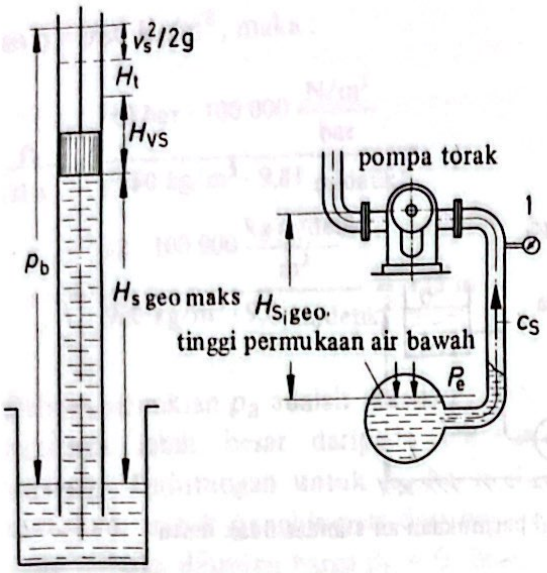


Gambar 4.4.2. Karakteristik Instalasi yang berbeda-beda $H_A = f(V)$.

4.4.2 Tinggi tekanan pada titik penumpu, harga NPSH (dahulu keadaan bagian pengisapan)

Untuk menghindari rusaknya roda jalan tingkat pertama dan sekitarnya serta juga gangguan yang timbul pada waktu bekerja akibat adanya kavitasi, maka syarat harga batas pada kondisi aliran masuk (dahulu kondisi bagian hisap) dari pompa sentrifugal tidak boleh dilebihi. Untuk ini tinggi tekanan pada titik tumpu atau besarnya energi netto bersih atau harga NPSH adalah suatu besaran yang penting. Sebagai gantinya difinisi yang terdahulu yang berbeda-beda VDMA (Verein Deutscher Maschinenbau-Anstalten) lembaga persatuan ahli-ahli mesin Jerman. Sudah mengeluarkan suatu cetakan/buku (4.3).

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.4.3. Kerja penghisapan pada suatu pompa torak, skema bagian hisap suatu pompa torak tanpa tangki angin.

Dalam cetakan (buku) ini dibahas pengaruh dari suatu keadaan jalannya masuk fluida pada pompa sentrifugal, dengan difinisi penggambaran jalannya tekanan dan jalannya energi, penjelasan dalil-dalil dasar, tabel-tabel dan membahas contoh perhitungan. Untuk permulaan supaya mudah dimengerti dan diingat sebelumnya dibuat suatu perbandingan keadaan tentang karakteristik penghisapan. Suatu pompa torak seperti sudah diketahui dapat menghisap air dingin dari kedalaman sampai kira-kira 9 m dengan syarat, bila tekanan atmosfir udara luar pada permukaan air yang dihisap adalah 1 bar. Hal ini adalah mungkin, sebab seluruh penampang melintang pipa penuh terisi dan toraknyapun rapat udara, Gambar 4.4.3. Bila torak dinaikan terus, maka di dalam pipa di bawah torak terjadi suatu ruangan hampa udara dan tekanan udara p_b menekan air di dalam pipa ke atas. Makin lambat torak digerakkan ke atas, semakin tinggi naiknya kolom air. Tekanan udara luar p_b (tekanan barometer) selain mempunyai kolom air $H_{s\,geo\,maks}$ untuk keseimbangannya, ia juga harus mengatasi semua tahanan H_{vs} gerakannya air.

Selain dari itu tekanan di bawah torak tidak nol, sebab air pada setiap temperatur uapnya akan memisahkan diri dan pembentukan uap air ini tergantung pada tekanan p_D dan temperaturnya (curve tekanan uap). Tekanan di bawah torak setinggi-tingginya dapat turun sampai pada tekanan uap, contohnya pada 0,017 bar, bila temperatur air 15°C panasnya, di dalam gambar pengaruhnya sesuai dengan jaraknya H_t (temperatur).

Oleh karena kecepatan air di dalam pipa adalah v_s, maka energi kecepatan $v_s^2/2g$ yang dibutuhkan harus disediakan oleh tekanan atmosfir. Keseimbangan neraca energi ini digambarkan pada Gambar 4.4.3 sebelah kiri. Berdasrakan pengalaman dan untuk keamanannya tinggi isap geodetic dibuat lebih kecil untuk mencegah jangan sampai kolom air yang terjadi sampai terputus.

Hal ini didapat dari :

$$H_{s\,geo\,maks} = \frac{p_b}{\varrho g} - H_{vs} - H_t - v_s^2/2g$$

Keadaan pada pompa sentrifugal

Pada dasarnya pertimbangan yang sama berlaku juga untuk pompa sentrifugal. Tetapi di sini keadaannya lebih sulit, ke satu sebab tidak adanya "torak yang rapat udara", selain itu sebab tergantung kepada kapasitas dan besarnya kecepatan arus aliran fluida di dalam penampang melintang instalasi yang pada dasarnya berbeda-beda dan aliran di dalam pompa. Dengan demikian perpindahan energi kecepatan menjadi energi tekanan dan sebaliknya (hukum Bernoulli) supaya diingat.

Dengan sendirinya bisa dipastikan bahwa bisa terjadi kavitasi di dalam pompa sentrifugal yaitu di sisi bagian hisap instalasi pompa. Kavitasi adalah istilah yang diberi-

Dipindai dengan CamScanner

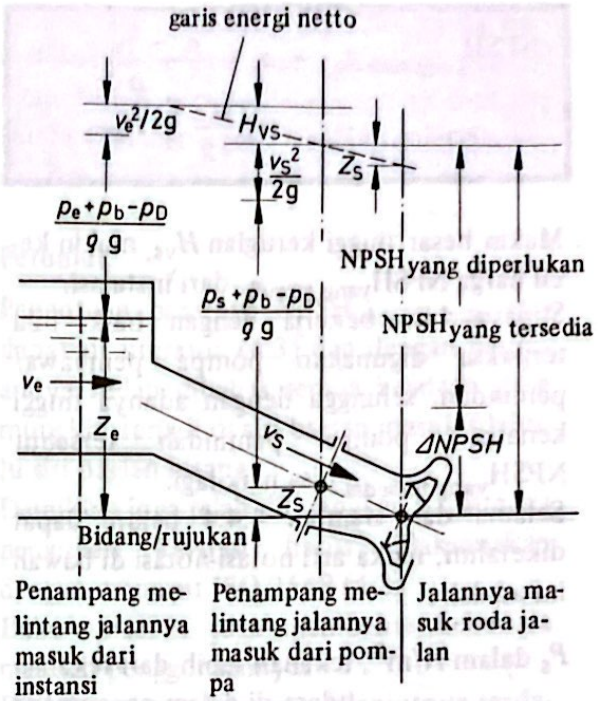
kan untuk suatu pembentukan dan pecahnya gelembung-gelembung uap di dalam aliran fluida (bahasa latinnya cavus = rongga). Terbentuknya gelembung-gelembung uap adalah disebabkan karena tekanan di suatu tempat dari aliran fluida turun sampai lebih rendah daripada tekanan penguapan dari temperatur fluida tersebut. Menurut Bernoulli tekanan dari suatu aliran fluida akan turun bila arus kecepatan aliran bertambah. Suatu perubahan kecil di aliran sisi jalannya masuk sudu dapat mempunyai pengaruh terhadap timbulnya bahaya kavitasi. Sama seperti bila terjadi perubahan temperatur dari fluida sehingga mengakibatkan perubahan tekanan penguapan.

Kavitasi dapat diijinkan hanya dalam ukuran-ukuran yang terbatas, karena kavitasi bisa mengakibatkan turunnya tinggi kenaikan dan turunnya randemen sehingga tidak memenuhi kebutuhan, suara yang bising, jalannya pompa tidak tenang, kerusakan pada roda jalan dan bagian-bagian dalam pompa yang lainnya. Ukuran kavitasi yang diperbolehkan itu ada besaran nya tersendiri di mana petunjuk ukuran tersebut sudah pasti, lihat pada cetakan (buku) "NPSH" dari VDMA.

Penentuan NPSH dan tinggi maksimum pemasangan pompa yang diijinkan (berdasarkan cetakan (buku) dari VDMA):

Beberapa posisi yang berbeda-beda ditunjukkan pada Gambar 4.4.4 dengan sisi bagian masuk roda jalan yang berimpit dengan bidang standar dan bagian/posisi tersebut adalah dari bidang standar sampai ke :

- bagian masuk roda jalan
- penampang melintang masuk dari pompa yang letak ketinggiannya sekitar z_s
- penampang melintang bagian masuk dari instalasi dengan permukaan air bagian atas z_e.



Gambar 4.4.4. Neraca energi untuk menentukan harga NPSH, persamaan 1 dan 2 (4.3).

NPSH yang ada/tersedia

$NPSH_{yang\ tersedia}$ adalah besarnya energi netto yang tersedia/ada pada instalasi yang terdapat pada penampang melintang jalannya masuk pompa.

$$NPSH_{yang\ tersedia} = z_S + \frac{p_S + p_b - p_D}{\varrho \cdot g} + \frac{v_S^2}{2g}$$

(persamaan 1)

Untuk suatu rencana pemasangan instalasi pompa yang baru, maka $NPSH_{yang\ tersedia}$ yang umumnya dari besarnya energi netto di dalam penampang melintang jalannya masuk instalasi dan dengan memperhatikan besarnya kerugian H_{vs} di dalam saluran yang panjang atau yang pendek, dengan kesalahan pemasangan (penempatan) saluran jalannya masuk harus dihitung menurut persamaan.

Dipindai dengan CamScanner

$$\text{NPSH}_{\text{yang tersedia}} = z_e + \frac{p_e + p_b - p_D}{\varrho \cdot g} + \frac{v_e^2}{2g} - H_{vs}$$

(Persamaan 2)

Makin besar tinggi kerugian H_{vs}, makin kecil harga $\text{NPSH}_{\text{yang tersedia}}$ dari instalasi.
Supaya bisa bekerja dengan baik, bila terpaksa digunakan pompa pembawa/pemindah, sehingga dengan adanya tinggi kenaikan pompa pemindah tersebut $\text{NPSH}_{\text{yang tersedia}}$ bisa naik lagi.
Selama dari Gambar 4.4.4 belum dapat diketahui, maka arti notasi-notasi di bawah ini adalah :

P_s dalam N/m^2, tekanan lebih dari tekanan udara di dalam penampang melintang jalannya masuk pompa.

p_b dalam N/m^2, tekanan udara (tekanan barometer).

p_D dalam N/m^2, Tekanan penguapan dari cairan di mana temperatur di dalam roda jalan bagian masuk adalah sebagai ukurannya (dari tabel uap di bawah $t_s = f(p)$, diambil temperatur didihnya).

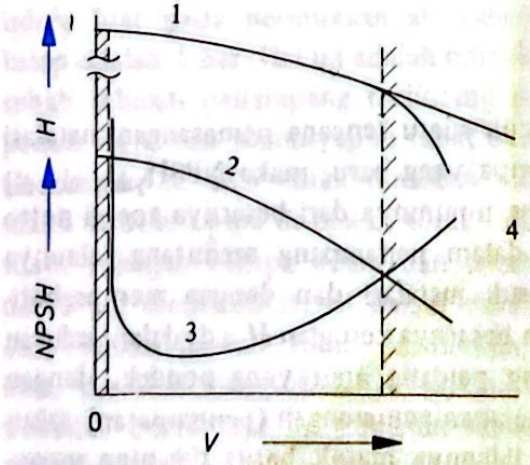
ϱ dalam Kg/m^3, Kerapatan dari cairan.

Kedua ruas yang pertama dari (persamaan 2) tidak tergantung dari kapasitas. Sebaliknya untuk kedua ruas berikutnya harganya akan naik sesuai kwadrat kapasitasnya. Dari situ didapatkan suatu garis Karakteristik untuk $\text{NPSH}_{\text{yang tersedia}}$ $f = (\dot{V})$ seperti parabol dengan puncaknya pada $\dot{V} = 0$, Gambar 4.4.5.
Pompa sentrifugal mempunyai harga NPSH yang diperlukan yang tersendiri, perhitungan hanya berdasarkan perkiraan dan untuk titik yang terbaiknya kira-kira dapat ditentukan dari :

$\text{NPSH}_{\text{yang diperlukan}} = (0{,}3 \text{ sampai } 0{,}5) \cdot n\sqrt{\dot{V}}$ satuannya dalam m, bila kecepatan putar n dalam detik^{-1}.

$\dot{V}$ dalam m^3/detik dan hal ini berlaku dalam daerah $\dot{V} = 0{,}1$ sampai $1{,}0\ m^3/\text{detik}$, $n = 10$ sampai $50\ \text{detik}^{-1}$.

Bahan keterangan yang lebih tepat dan terperinci bisa didapatkan dari dan hanya dibuat oleh pabrik pembuat pompa.
Kurve $\text{NPSH}_{\text{yang diperlukan}}$ dari suatu pompa akan naik sekali/dengan sangat bila pompa bekerja dengan kondisi beban lebih. Tetapi pada waktu yang bersamaan $\text{NPSH}_{\text{yang tersedia}}$ dengan suatu dasar yang sama akan turun dengan kuat.



Keterangan :

1. Karakteristik pompa normal, jika NPSH yang tersedia ≥ NPSH yang diperlukan, (Kurva Pencekikan).
2. NPSH yang tersedia dari INSTALASI.
3. NPSH yang diperlukan = NPSH pompa.
4. Turunnya curam jika NPSH yang tersedia lebih kecil daripada NPSH yang diperlukan.

Gambar 4.4.5. Jalannya karakteristik $\text{NPSH}_{\text{yang tersedia}}$ dan $\text{NPSH}_{\text{yang diperlukan}} = f(\dot{V})$.

Dipindai dengan CamScanner

Pompa dan instalasinya berturut-turut harus sudah dipastikan, bahwa keadaan :

$$NPSH_{yang\ tersedia} \geqq NPSH_{yang\ diperlukan}$$

Juga untuk kapasitas yang paling besar masih harus tetap bisa memenuhi. Pada prakteknya curve $NPSH_{yang\ diperlukan}$ pompa diukur di tempat pengujian.

Dengan demikian teoritis yang dipakai sebagai ukuran adalah permulaan pembentukan gelembung-gelembung uap.

Dan dalam teknik pengukuran keadaan ini adalah sulit untuk didapat bila pompa melayani suatu kondisi dengan tinggi kenaikan yang turun, hal ini akan mempengaruhi pembentukan gelembung-gelembung uap, yang digunakan sebagai ukuran.

Segera setelah tinggi kenaikan pompa turun sebesar 3% maka $NPSH_3$ terletak di muka/sebelumnya.

Gambar 4.4.5 menggambarkan lintasan kedua curve-NPSH. Di dalam daerah-daerah yang tidak diarsir bisa dipastikan bahwa pompa akan dapat bekerja dengan aman.

Tinggi maksimum tempat pemasangan pompa yang diijinkan

Perbedaan tinggi yang dibutuhkan antara permukaan fluida di sisi bagian masuk dan bagian tengah roda jalan bagian masuk didapat dari persamaan ke-2 yang bentuknya diubah menjadi :

$$z_e \geqq NPSH_{yang\ diperlukan} + H_{VS} - \frac{p_e + p_b - p_D}{\varrho \cdot g} - \frac{v_e^2}{2g}$$

Bila hasil dari persamaan ini suatu harga Z_e yang negatif, maka berarti pompa diijinkan untuk dipasang di atas permukaan air dengan ketinggian maksimum sebesar Z_e.

Tetapi bila harganya Z_e positif, maka berarti pompa harus dipasang di bawah permukaan fluida dengan jarak dari permukaan fluida (kedalamannya) paling sedikit sebesar Z_e.

Petunjuk

Penentuan besarnya $NPSH_{yang\ tersedia}$ terdapat di literatur (4.3) dan dengan bantuannya sudah dibahas semua keadaan yang mungkin terjadi di sisi bagian masuk (dahulu sisi bagian hisap).

Demikian juga telah diterangkan bagaimana pengujian kavitasi harus dilaksanakan dengan menurut ISO 2548 (4.3).

Buku tersebut juga membahas beberapa masalah penggunaannya.

Di dalam suatu lampiran selanjutnya terdapat harga tekanan udara rata-rata p_b dan harga tekanan uap air p_D.

Contoh 4

a) Pada Gambar 4.4.6 terdapat gambar instalasi yang harus dihitung harga NPSH yang tersedia dan titik kerja instalasi ini telah diberikan sbb :

Permukaan benda cair terbuka jadi dengan demikian $p_e = 0$. Daerah pemasangan instalasi adalah 1000 m di atas normal 0 (nol)/(di atas permukaan air laut) dengan demikian : $p_b = 89900\ N/m^2$ (0,899 bar). Benda cair yang dipompa adalah air yang bertemperatur 20°C. $\varrho = 998\ kg/m^3$, $p_d = 0{,}023$ bar $= 2300\ N/m^2$. Kerugian di dalam saluran jalannya masuk :

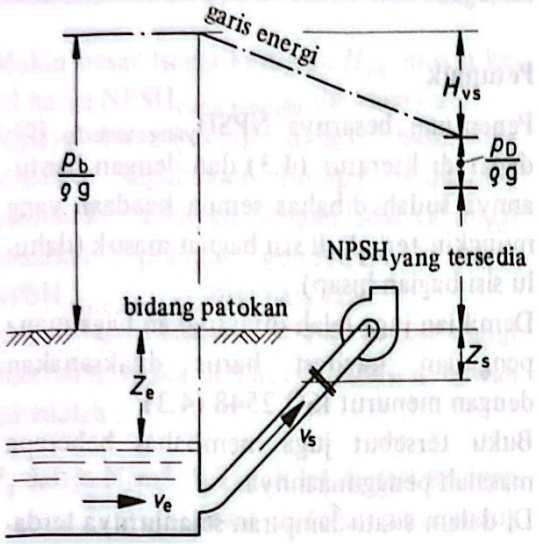
$H_{VS} = 0{,}95$ m, perbedaan tingginya $Z_e = -3$ m, pompa dipasang 3 m di atas permukaan air.

Di dalam penampang melintang jalannya masuk instalasi $v_e^2/2.g = 0$. Dengan demikian menurut persamaan 2 :

$$NPSH_{yang\ tersedia} = -3{,}0\ m + \frac{89\,900\ N/m^2 - 2300\ N/m^2}{998\ kg/m^3 \cdot 9{,}81\ m/detik^2} - 0{,}95\ m$$

Dipindai dengan CamScanner

$$NPSH_{\text{yang tersedia}} = -3{,}0\ \text{m} + \frac{87\,600\ (\text{kgm/det}^2)/\text{m}^2}{9790\ \text{kg/m}^2\ .\ \text{det}^2} - 0{,}95 - = 5{,}0$$



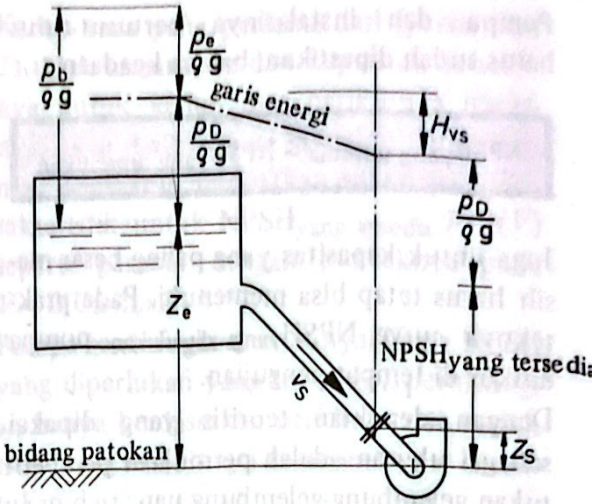
Gambar 4.4.6. Contoh perhitungan $NPSH_{yang}$ tersedia.

Seharusnya faktor ini tidak memenuhi, maka Z_e harus lebih diperkecil, jadi pompa dipasang lebih dalam lagi.

b) Pada Gambar 4.4.7 ditunjukkan suatu instalasi pompa air pengisi ketel. Di dalam tangki yang tertutup didapatkan suatu air kondensat yang panasnya 158,8°, di mana p_D = 6,0 bar dan, ϱ = 910 Kg/m³ (pemanasan pendahuluan air pengisi ketel menggunakan uap yang dikeluarkan dari turbin). Pompa mempunyai NPSH = 7 m,diperkirakan H_{vs} = 0,8 m.
Seperti juga $p_e + p_b = p_D$ dan $v_e^2/2.g = 0$.
Berapakah besarnya Z_e ?

$$z_e \geqq NPSH_{\text{yang diperlukan}} + H_{VS} - \frac{p_e + p_b - p_D}{\varrho \cdot g} - \frac{v_e^2}{2g}$$

$$z_e \geqq 7\ \text{m} + 0{,}8 - 0 - 0 = 7{,}8\ \text{m}$$

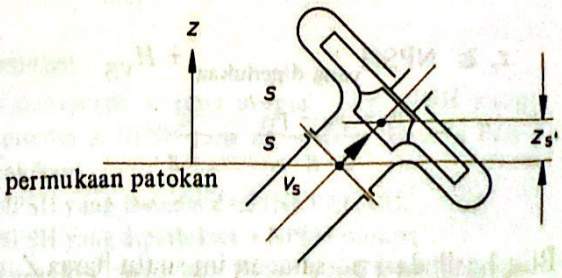


Gambar 4.4.7. Instalasi pompa dengan tangki yang tertutup dan tekanan penguapan yang bekerja pada permukaan benda cair : contoh.

Permukaan benda cair di dalam tangki persediaan air, dari sini kondensat masuk ke dalam pompa, harus ditempatkan paling sedikit 7,8 m di atas pertengahan (bagian tengah) dari roda jalan.

Petunjuk

Perbedaan antara istilah "penahan/dasar tinggi tekanan H" dan "NPSH" terletak pada letak titik patokan/dasar (bidang patokan, permukaan patokan/yang dijadikan dasar/reference).
Menurut Gambar 4.4.8 berlaku titik s untuk penahan/dasar tinggi tekanan, titik s′ untuk faktor NPSH.



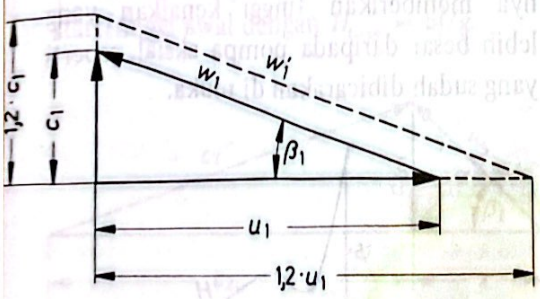
Gambar 4.4.8. Letak titik patokan s untuk penahan/dasar tinggi tekanan dan s′ untuk harga NPSH.

Dipindai dengan CamScanner

4.4.3 Keadaan dari pompa sentrifugal pada perubahan kecepatan putar

Selama mesin penggerak pompa memungkinkan pompa sentrifugal dapat digerakkan dengan kecepatan putar yang berbeda-beda, tetapi hal ini tidak bisa dilanjutkan terus. Karena kekuatan bahan material roda jalan sudah ditetapkan dalam batasan-batasan yang tertentu, jadi kenaikan kecepatan putar yang menyebabkan kenaikan kecepatan keliling $u = D \cdot \pi \cdot n$ ada batasannya. Dengan adanya perubahan kecepatan putar pada pompa sentrifugal akan menyebabkan perubahan kapasitas, tinggi kenaikan dan daya yang dibutuhkan untuk menggerakan pompa.
Untuk menjelaskan masalah ini digunakan segitiga kecepatan masuk dan segitiga kecepatan keluar.

Kapasitas $\dot{V}$ dan perubahan kecepatan putar, Gambar 4.4.9.



Gambar 4.4.9. Segitiga kecepatan masuk suatu pompa radial.

Di dalam segitiga kecepatan masuk seharusnya u_1 dinaikkan menjadi $u_1^1 = 1{,}2.u_1$,. Dengan sudut sudu β_1 yang sudah tetap, maka, c_1 naik menjadi $1{,}2.c_1$ sebab w_1^1 jalannya sejajar dengan w_1.
Kapasitas pompa naik menjadi $\dot{V} = A \cdot 1{,}2 \cdot c_1$ di mana penampang melintang jalannya masuk $A = D_1 \cdot \pi \cdot b_1$.

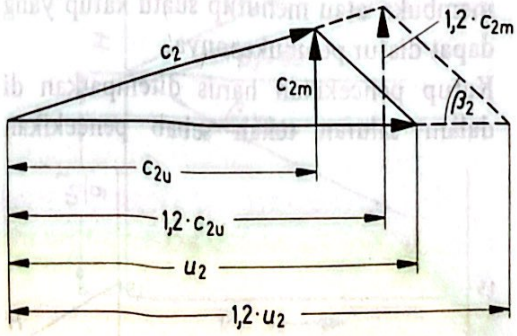
Hal itu mengakibatkan :

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}} = \frac{n_1}{n} \qquad \dot{V}_1 = \dot{V} \cdot \frac{n_1}{n}$$

Tinggi kenaikan pompa H dan perubahan kecepatan putar, Gambar 4.4.10.

Dari segitiga kecepatan keluar dan melalui persamaan Euler $H = u_2 \cdot c_{2u}/g$ tinggi kenaikan pompa dapat ditentukan.
u_2 naik menjadi $1{,}2 \cdot u_2$, maka c_{2m} akan naik karena $c_{2m} = \dot{V}/D_2 \cdot \pi \cdot b_2$ dan sebagai akibatnya juga $c_{2u} = 1{,}2 \cdot c_{2u}$.
Tinggi kenaikan pompa berubah sesuai dengan kwadrat perubahan kecepatan putar dan mengakibatkan :

$$\frac{H_1}{H} = \frac{n_1^2}{n^2} \qquad H_1 = H \cdot \left(\frac{n_1}{n}\right)^2$$



Gambar 4.4.10. Segitiga kecepatan keluar suatu Pompa radial.

Daya penggerak P dan perubahan kecepatan putar

Daya penghantaran pompa (daya pompa) $P_{\dot{V}} = \dot{V} \cdot \varrho \cdot g \cdot H$ akan berubah sebanding dengan perubahan $\dot{V}$ dan dengan H berbanding kwadrat dengan kecepatan putar, jadi dengan demikian dihasilkan :

Dipindai dengan CamScanner

$$\frac{P_1}{P} = \frac{n_1^3}{n} \qquad P_1 = P \cdot \left(\frac{n_1}{n}\right)^3$$

Hubungan satu sama lainnya ini berlaku dengan anggapan tanpa gesekan, arus aliran fluida tidak berkavitasi dan tidak mengambil pertimbangan terhadap perubahan randemennya, di mana di dalam kenyataannya semua yang diabaikan ini akan timbul.

4.4.4 Karakteristik dari pompa sentrifugal

Kebanyakan alat penggerak dari pompa sentrifugal adalah motor asynchron atau motor synchon yang kecepatan putarnya tidak dapat diatur. Kecepatan putar yang berubah-ubah untuk alat penggerak elektrik, atau alat penggerak turbin uap atau motor diesel adalah sangat jarang dipakai. Bila kecepatan putar penggerak tetap konstan, kapasitas pompa diatur melalui "pencekikan" (throttling) yaitu dengan jalan membuka atau menutup suatu katup yang dapat diatur pembukaannya.

Katup pencekikan harus ditempatkan di dalam saluran tekan sebab pencekikan (pengecilan pembukaan katup) di dalam saluran hisap dapat mengakibatkan timbulnya kavitasi.

Karakteristik dari pompa sentrifugal menggambarkan jalannya lintasan besaran-besaran berikut di bawah ini dengan melalui kapasitas, besaran-besaran tersebut adalah:

Tinggi kenaikan pompa H (kurva peredaman/pembukaan katup pengatur).

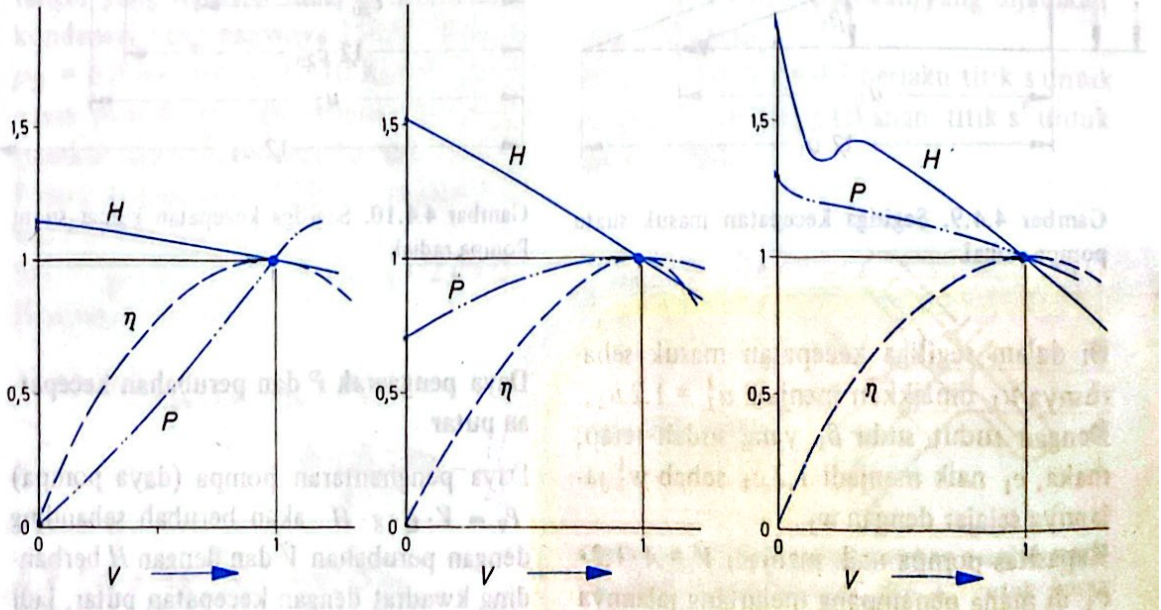
Daya yang dibutuhkan = P.

Randemen pompa η

Tempat/dasar tinggi tekanan atau harga NPSH yang diperlukan.

Dengan ini keterangan tentang kecepatan putar n adalah sebagai dasarnya.

Suatu kumpulan informasi karakteristik telah terdapat pada Gambar 4.4.11. Dalam gambar ini ditunjukkan bagaimana dasar jalannya lintasan, bermacam-macam karakteristik popa yang berbeda-beda kecepatan spesifik n_q-nya, bersamaan dengan itu diberikan faktor perbandingan dengan 1 adalah sebagai titik untuk penafsirannya (keterangannya). Dalam hal ini supaya diingat bahwa pompa radial pada dasarnya memberikan tinggi kenaikan yang lebih besar daripada pompa aksial, seperti yang sudah dibicarakan di muka.



Gambar 4.4.11. Karakteristik dari pompa putar.

Dipindai dengan CamScanner

Kurva karakteristik dari roda radial

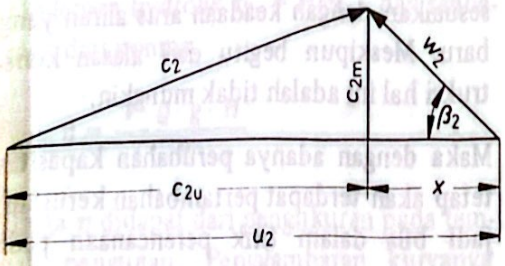
Di sini hubungan satu sama lain akan diterangkan secara singkat, kurva $H = f(\dot{V})$ dan menentukan kurva $\eta = f(\dot{V})$. Dari persamaan pompa Euler dalam bentuk :

$$H_{th\infty} = u_2 \cdot c_{2u}/g$$

Dan dari segitiga kecepatan keluar, pada Gambar 4.4.12
kurva $H = f(\dot{V})$ dibuat kesimpulannya.
Dengan demikian ditempatkan $c_{2u} = u_2 - x$,
di mana $x = c_{2m} \cdot \text{Cot}\,\beta_2$.
Selanjutnya dari persamaan kontinuitas $c_{2m} = \dot{V}/D_2 \cdot \pi \cdot b_2$.
Kedua harga dimasukkan ke dalam harga x dan ditempatkan ke dalam persamaan untuk c_{2u}, maka didapatkan tinggi kenaikan pompa :

$$H_{th\infty} = \frac{u_2}{g} \cdot \left(u_2 - \frac{\dot{V} \cdot \cot \beta_2}{D_2 \cdot \pi \cdot b_2} \right)$$

Dari sini didapatkan saling ketergantungan sebagai berikut :
$\dot{V} = 0$, akan menjadi ketinggian pada waktu start/tinggi awal dengan $H_{th\infty} = u_2^2/g$.



Gambar 4.4.12. Segitiga kecepatan keluar dari suatu pompa radial.

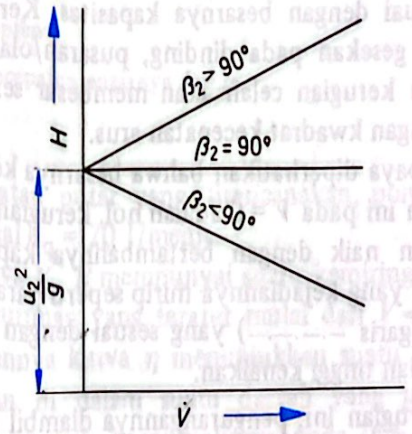
Dengan bertambahnya kapasitas fluida yang dialirkan pompa $\dot{V}$ akan berlaku ketentuan dari bentuk sudunya, di mana hal ini dapat diketahui melalui sudut sudu keluar β_2, sebagai berikut :

$\beta_2 = 90°$, Sudu ini adalah sudu yang berakhir secara radial, cot $\beta_2 = 0$ dengan demikian tinggi kenaikan pompa untuk setiap banyaknya fluida yang dipompa : $H_{th\infty} = u_2^2/g$ = konstan.

$\beta_2 > 90°$, Sudu yang dibengkokkan/kelengkungannya ke depan, cot β_2 negatif, ruas yang kedua di dalam kurang positif. Tinggi kenaikan pompa akan makin naik sesuai dengan bertambahnya kapasitas.

$\beta_2 < 90°$, Sudu membengkok / kelengkungannya ke belakang, cot β_2 positif, tinggi kenaikan pompa akan turun sesuai dengan bertambahnya $\dot{V}$ (pada $\beta_2 = 20°$ adalah cot 20 = 2,74).

Dari sini digambarkan pada Gambar 4.4.13, kerugian gesekan yang terdapat di dalam arus aliran tidak diperhatikan/diabaikan.

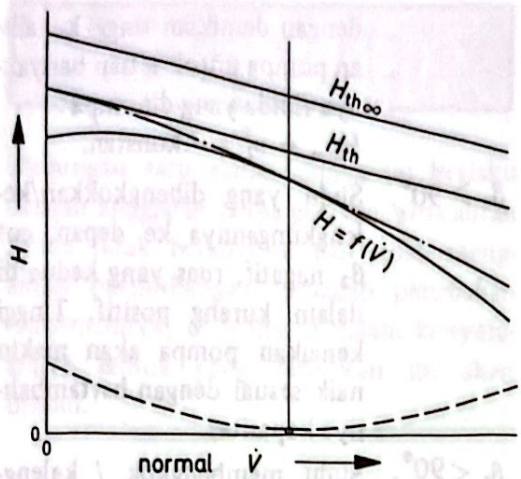


Gambar 4.4.13. kurva karakteristik teoritis $H = f(\dot{V})$ dari roda radial.

Pengaruh dari gesekan dan penyimpangan sudu; jalannya curve η

Penyelidikan berikut ini dilakukan untuk pompa radial dengan sudu jalan yang arah kelengkungannya/membengkok ke belakang. Seperti yang sudah dibahas di depan (pada bab di muka) dengan adanya koeffi-

Dipindai dengan CamScanner

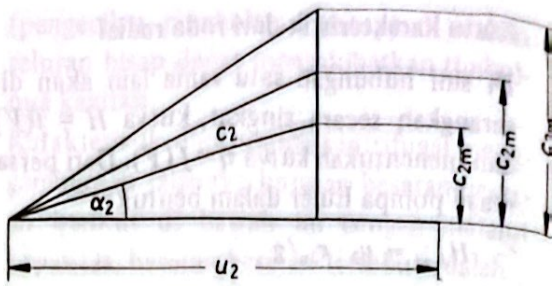


Gambar 4.4.14. Penjelasan untuk jalannya kurva $H = f(\dot{V})$ dari pompa radial.

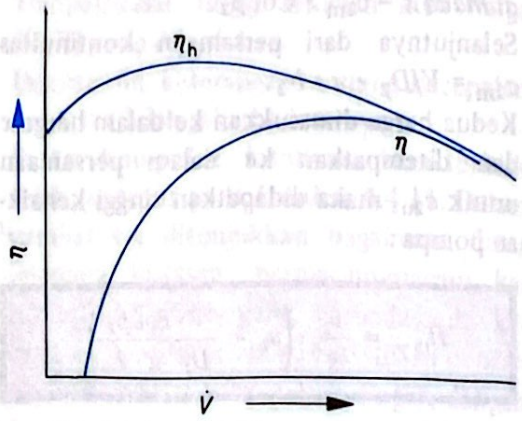
sien K untuk penyusutan daya yang terdapat pada seluruh daerah $\dot{V}$, sehingga harga $H_{th\infty}$ turun menjadi $H_{th} = k \cdot H_{th\infty}$ Dan hal ini digambarkan sebagai garis paralel pada Gambar 4.4.14. Di dalam saluran sudu-sudu kecepatan arus aliran akan naik sesuai dengan besarnya kapasitas. Kerugian gesekan pada dinding, pusaran/olakan dan kerugian celah akan membesar sesuai dengan kwadrat kecepatan arus.

Supaya diperhatikan bahwa besarnya kerugian ini pada $\dot{V} = 0$ adalah nol, kerugian ini akan naik dengan bertambahnya kapasitas, yang kejadiannya mirip seperti parabola (garis –.–.–.–) yang sesuai dengan kerugian tinggi kenaikan.

Kerugian ini, pengurangannya diambil dari H_{th} diberikan dalam bentuk Kurva $H = f(\dot{V})$ yang jalannya sesuai dengan garis –.–.–.–. Di dalam kenyataannya sudut sudu pengarah dan sudut sudu jalan α dan β sama seperti besarannya kecepatan relatif$_1$ dan kecepatan mutlak w dan c adalah sesuai dengan titik perencanaannya. Perubahan kapasitas akan menyebabkan c_{2m} lebih kecil atau lebih besar, lihat Gambar 4.4.15, dalam gambar diperlihatkan harga penyimpangan besar dan arahnya w dan c, jalannya arus aliran fluida bisa bebas dari



Gambar 4.4.15. Perubahan yang terjadi di dalam segitiga kecepatan keluar pada perubahan kapasitas.



Gambar 4.4.16. kurva η_h dan η pada pompa radial.

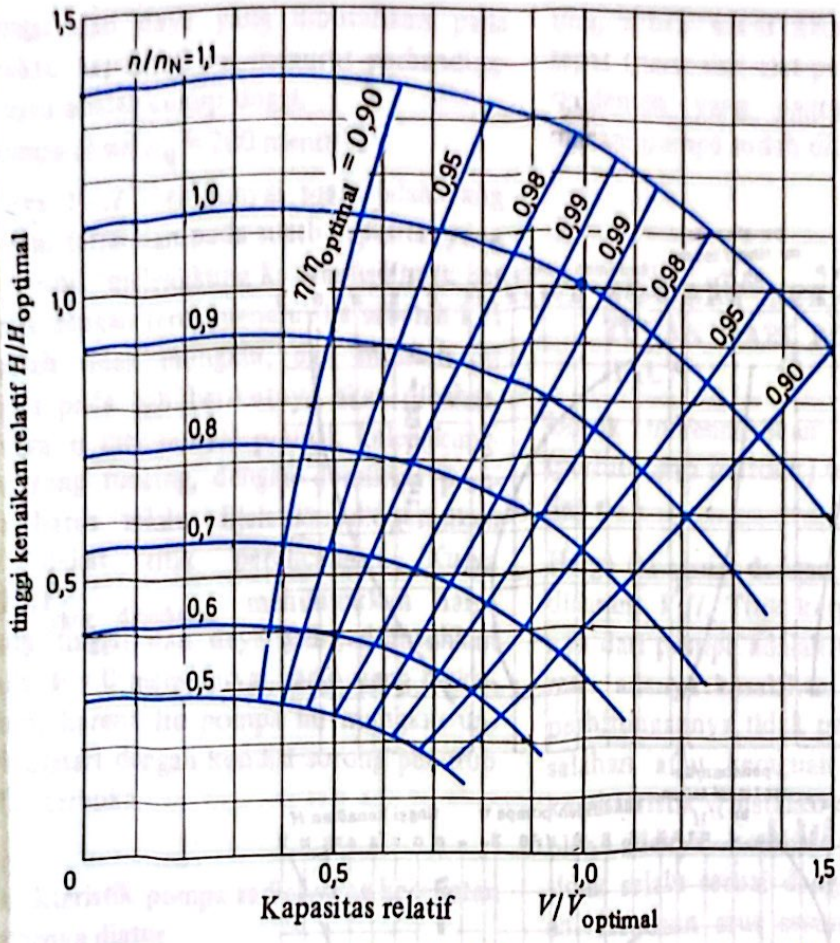
tubrukan, hanya bila sudut sudu α dan β selama pompa bekerja dapat dicocokkan/disesuaikan dengan keadaan arus aliran yang baru. Meskipun begitu dari alasan konstruksi hal ini adalah tidak mungkin.

Maka dengan adanya perubahan kapasitas tetap akan terdapat pertambahan kerugian, jadi bila dalam titik perencanaan pada $\dot{V}_{normal}$ besarnya kerugian diperhatikan sebagai 0, maka bila terjadi penyimpangan kapasitas, kerugian tersebut akan naik kira-kira berbentuk parabola yang jalannya sesuai dengan garis – – – – – – – – – – – –.

Besarnya kerugian ini termasuk faktor-faktor yang mengurangi tinggi kenaikan dan dengan demikian didapat kurva $H = f(\dot{V})$.

Yang pada Gambar 4.4.14 diberi warna merah.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.4.17. Karakteristik suatu pompa radial yang kecepatan putarnya diatur.

Pada Gambar 4.4.16 adalah jalannya kurva randemen hydrolik $\eta_h = H/H_{th}$ dan randemen dari pompa.

$$\eta = \frac{\dot{V} \cdot \varrho \cdot g \cdot H}{P}$$

Harga η didapat dari pengukuran pada tempat pengujian. Penggambaran kurvanya mempunyai sifat untuk informasi'

Karakteristik sesungguhnya dari pelaksanaan pompa sentrifugal

Gambar 4.4.11 memberi pandangan jalannya kurva karakteristik dalam bentuk qualitatif.

Gambar 4.4.18 kembali lagi diberikan karakteristik pelaksanaan pompa sentrifugal. Karakteristik ini berlaku untuk daerah kecepatan putar yang direncanakan, pompa radial n_q = 20 1/menit.

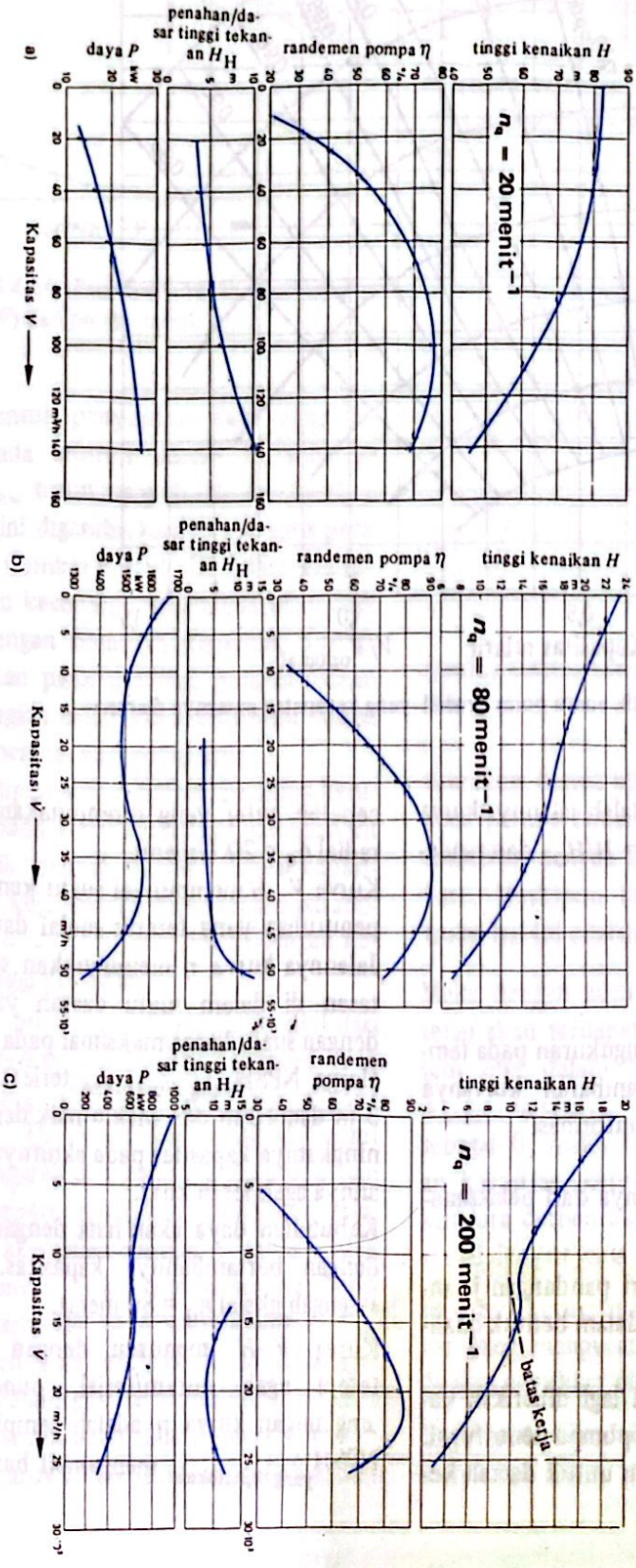
Kurva V H mempunyai suatu kemiringan/penurunan yang teratur mulai dari $V = 0$; Jalannya kurva η menunjukkan suatu lintasan di dalam suatu daerah yang jauh dengan suatu harga maksimal pada 76%.

Harga $NPSH_{yang\ diperlukan}$ terletak antara 3 m dan 10 m dan makin naik dengan meningkatnya kapasitas pada akhirnya kenaikannya agak lebih kuat.

Kebutuhan daya akan naik dengan teratur dengan bertambahnya kapasitas. Pompa setengah aksial n_q = 80 menit.

Kurva V–H menurun dengan teratur, tetapi agak curam/terjal, puncak kelengkungan kurva η adalah sempit, kurva $NPSH_{yang\ diperlukan}$ mengambil harga yang

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.4.18. Karakteristik untuk suatu pompa radial, pompa setengah aksial dan pompa aksial (4.4).

Dipindai dengan CamScanner

tinggi dan daya yang dibutuhkan pada waktu kapasitas nol menurut perbandingannya adalah cukup tinggi.

Pompa aksial $n_q = 200$ menit^{-1}.

Kurva $\dot{V}-H$ mempunyai suatu jalan yang curam/terjal dan pada suatu kapasitas yang tertentu "melengkung ke atas". Untuk bekerja dengan terus menerus ke sebelah kiri adalah tidak mungkin, dan masalah ini nanti pada bab berikutnya akan dibahas. kurva η mempunyai puncak kelengkungan yang runcing, dengan demikian pompa harus selalu dijalankan/dioperasikan di dekat titik perencanaan. Kurva $NPSH_{\text{yang diperlukan}}$ menunjukkan harga yang tinggi, dan daya yang dibutuhkan pada $\dot{V} = 0$ mempunyai harga yang maksimum, karena itu pompa ini mungkin untuk distart dengan kondisi sorong penutup tetap terbuka.

Karakteristik pompa radial yang kecepatan putarnya diatur

Diambil/dibuat karakteristik pompa sentrifugal pada kondisi kecepatan putar yang berbeda-beda dan semuanya itu digambarkan dalam suatu diagram, maka didapatkan daerah karakteristik pompa sentrifugal seperti Gambar 4.4.18.

Titik-titik dengan randemen pompa yang sama dihubungkan dengan garis yang jelas. Dengan demikian artinya $\eta/\eta_{optimal} = 0{,}95$, adalah η ditempat yang diperhatikan tersebut $0{,}95 \cdot \eta_{optimal}$

Dalam gambar titik optimal adalah 1,0/1,0 (titik perencanaan), sesungguhnya randemennya adalah : $\eta_{maks} = \eta_{optimal} = 0{,}76$, maka di tempat yang diperhatikan $\eta = 0{,}95 \cdot 0{,}76 = 0{,}732$. Hubungan yang sama berlaku juga untuk tinggi kenaikan pompa. Kapasitas dan kecepatan putar. Daerah penggunaan $\dot{V}$, H yang pasti dari suatu pompa yang telah diberikan daerah karakteristiknya perlu dicari, hal ini adalah penting, sebab suatu kecepatan putar yang tepat (persoalan alat penggerak) dan suatu randemen yang paling baik pada tiap macam pompa sudah diberikan/tertentu.

4.5 KEADAAN KERJA DAN PENGATURAN DARI POMPA SENTRIFUGAL

Untuk merencanakan pompa sentrifugal (perhitungan hidrolik) telah diberikan $\dot{V}$,H, dan η.

Harga ini sesuai dengan titik kerja di dalam diagram $\dot{V}$,H. Titik kerja yang sesungguhnya dari pompa adalah tertentu, tetapi karena adanya kesalahan perhitungan atau perhitungannya tidak pasti dan adanya kesalahan atau keraguan dalam penentuan karakteristik instalasi atau disebabkan oleh adanya kondisi pengaturan, maka tidak selalu sesuai dengan titik perencanaan. Keadaan arus sesungguhnya yang penyimpangannya besar dari titik perencanaan, yang disebabkan oleh pengoperasian pompa pada beban sebagian akan menyebabkan penurunan randemen, adanya gangguan akibat timbulnya kavitasi terutama bila penyimpangan tersebut terdapat pada kondisi aliran arus masuk (keadaan bagian hisap). Bahan keterangan masalah kondisi kerja termasuk juga tentang cara menjalankan, keseringan agregat dihubungkan atau pengaturan agregat, tentang instalasi atau pengaruhnya terhadap lingkungan dan bahaya ledakan.

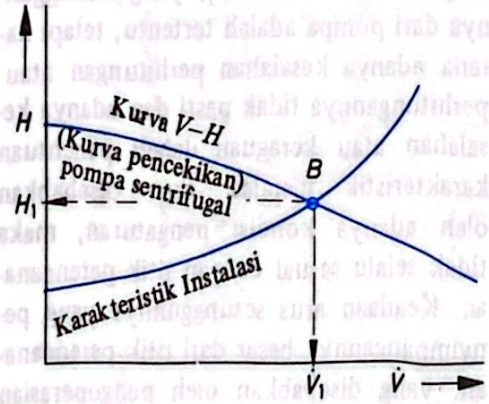
Banyak persyaratan keadaan kerja yang demikian, yang umumnya berlaku untuk berbagai-bagai daerah penggunaan pompa, masalah ini diletakkan di dalam peraturan/undang-undang untuk daerah dan seluruh cabang, seperti berlaku di dalam instalasi pemurnian, di dalam pembangkit tenaga listrik.

Dipindai dengan CamScanner

4.5.1 Titik kerja, keadaan kerja, karakteristik stabil dan yang labil

Titik kerja suatu pompa sentrifugal adalah titik potong kurva $\dot{V}, H$ (kurva peredaman, karena adanya peredaman/pengaturan pembukaan katup peredam yang ditetapkan pada tempat pengujian) dengan kurva karakteristik instalasi (lihat pada Gambar 4.4.2).

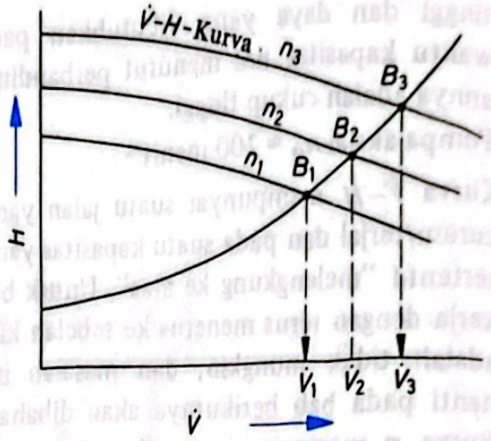
Pada Gambar 4.5.1.B adalah suatu titik kerja. Pompa ini akan memberikan fluida dengan kapasitas $\dot{V}_1$, ke dalam instalasi ini, dan mengatasi atau sesuai dengan kenaikan H_1.



Gambar 4.5.1. Titik kerja β dari suatu pompa sentrifugal.

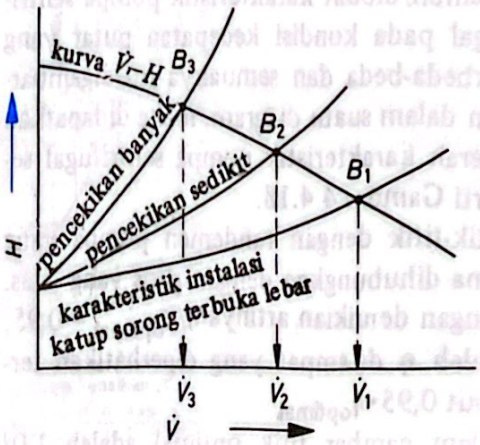
Dalam hal ini bila diinginkan supaya pompa memberikan arus aliran fluida yang lebih besar daripada $\dot{V}_1$, maka tekanan pompa (pada n = konstan) tidak akan mencukupi, dan keinginan tersebut tidak terpenuhi. Bila pompa harus mengalirkan fluida dengan arus yang lebih kecil, maka tekanan pompa akan terlalu besar, sebabnya arus $\dot{V}_1$ di dalam instalasi adalah berlebihan/meluap.

Pengambilan/pembuatan kurva $\dot{V}.H$, (kurva pemadaman) atau pembuatan karakteristik instalasi, keadaannya berlainan atau jalannya lain, maka tempat titik-titik kerja B akan berubah. Dan berikut ini ada dua hal



Gambar 4.5.2. Dengan mempertinggi kecepatan putar titik kerja berubah kedudukannya dari B_1 ke B_3; karakteristik instalasi = konstan.

cara penggunaannya. Pada Gambar 4.5.2 diberikan karakteristik instalasi dengan kecepatan putar pompa sentrifugal yang diubah-ubah. Titik kerjanya sebagai titik potong antara kurva $\dot{V}$–H dan karakteristik instalasi akan makin meningkat dengan makin bertambahnya kecepatan putar dari B_1 ke B_2 dan B_3.



Gambar 4.5.3. Mealui perubahan karakteristik instalasi dengan jalan merubah kedudukan katup peredam, maka titik kerja pompa sentrifugal akan berubah tempatnya dari B_1 sampai B_3, kecepatan putar pompa sentrifugal = konstan.

Kapasitas aliran fluida bertambah, sebab tinggi kenaikan pompa sentrifugal akan makin besar, di mana masalah ini sudah di-

Dipindai dengan CamScanner

bahas pada bab yang lalu. Pada Gambar 4.5.3 diberikan kurva $\dot{V}$–H pompa sentrifugal, karakteristik instalasinya berubah-ubah disebabkan oleh peredaman (pembukaan dan penutupan) katup sorong yang ada di belakang pompa. Pada katup sorong yang terbuka dengan lebar pompa sentrifugal bekerja di B_1 bila katup sorong diperkecil pembukaannya maka tekanannya (tinggi kenaikan pompa) di dalam instalasi akan naik, dan pompa sentrifugal mengalirkan suatu arus fluida dengan kapasitas yang lebih kecil.

PETUNJUK

Suatu pompa torak tidak tergantung dari peredaman di dalam karakteristik instalasi, selalu mengalirkan fluida dengan kapasitas yang sesuai dengan ruangan langkah torak dan kecepatan putarnya.

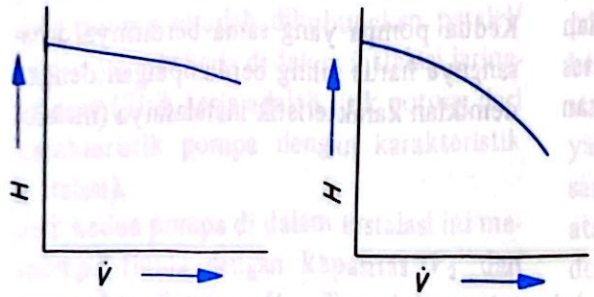
Bila tahanan H ditinggikan tidak mempunyai arti yang lebih lanjut, selain daripada daya alat penggeraknya yang akan naik.

Keadaan kerja

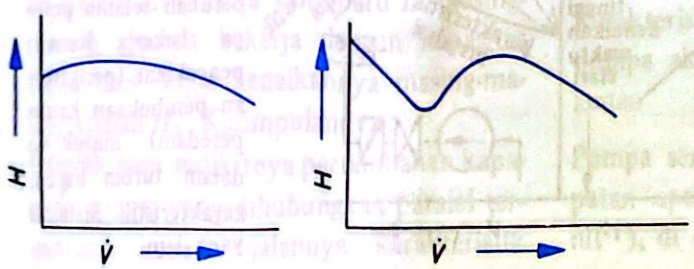
Untuk memperhatikan keadaan kerja pompa, harus diperhitungkan juga masalah-masalah hidrolik, mekanis dan sifat-sifat akustik di dalam titik kerjanya. Pada pokoknya keadaan titik kerja dalam suatu persesuaian dibandingkan dengan titik perencanaannya. Bila kapasitas pompa menjadi lebih kecil, berarti pompa bekerja di dalam daerah beban sebagian, randemen pompa turun karena seperti yang sudah disebutkan di muka, kondisi aliran fluida di sudu jalan dan sudu pengarah tidak baik. Hal ini dapat menimbulkan pemisahan aliran dan dengan demikian terjadi suatu getaran mekanik, kebisingan suara dan kavitasi.

Karakteristik pompa yang stabil

Pompa sentrifugal mempunyai suatu karakteristik yang stabil (kurva peredaman) hal ini ditujukan bila tinggi kenaikannya turun dengar tetap, kapasitas pompa akan naik/bertambah,.Gambar 4.5.4.



Gambar 4.5.4. Karakteristik pompa sentrifugal yang stabil.



Gambar 4.5.5. Karakteristik pompa sentrifugal

Dipindai dengan CamScanner

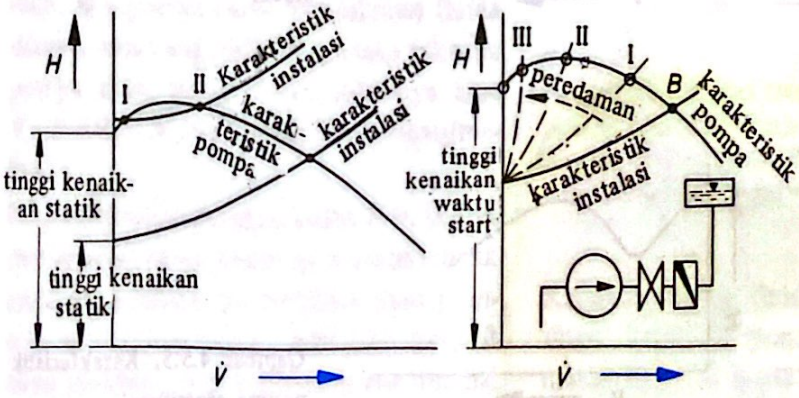
Karakteristik pompa yang tidak stabil, Gambar 4.5.5

Pompa sentrifugal yang mempunyai suatu karakteristik yang tidak stabil (labil), perpotongan curve karakteristik pompa dengan curve karakteristik instalasi yang sama dapat memberikan 2 buah titik potong, titik I dan titik II, pada Gambar 4.5.6 sebelah kiri (bandingkan dengan Gambar 4.4.2). Untuk tinggi kenaikan statis yang rendah didapatkan titik kerja B dengan tidak ada masalah. Bila karakteristik instalasi dikembalikan terus ke atas, tinggi permukaan air akan naik, tekanan di dalam tangki tertutup, maka karakteristik pompa mempunyai 2 titik potong dengan karakteristik instalasi, oleh karena demikian juga ada 2 kemungkinan titik-titik kerja I dan II. Pompa yang memompa fluida ke dalam suatu tempat penyimpanan yang tertutup maka dengan naiknya tekanan di dalam tempat penyimpanan, proses pemompaan tersebut bisa dengan tiba-tiba berhenti, bahkan arahnya arus aliran fluida bisa berubah.

Selanjutnya bila tekanannya sudah turun maka proses pemompaan fluida bisa dilakukan lagi. Di dalam instalasi akan terjadi suatu tumbukan dan perubahan tekanan, dan pompa bekerja dengan labil. Masalah yang serupa bisa didapat bila kapasitas pompa diatur dengan sistim pencekikan (pengaturan dengan pembukaan dan penutupan Katup), Gambar 4.5.6 sebelah kanan. Dengan dilakukannya pencekikan (pembukaan katup dikecilkan), mula-mula tinggi kenaikan pompa akan naik sampai ke titik puncak dari karakteristik pompa, di sini kira-kira di sekitar II. Pada pengecilan yang selanjutnya H menurun melalui III hingga pada tinggi kenaikan pada waktu start. Bersamaan dengan itu katup reaksi (katup pukul balik) menutup saluran tekan, dengan demikian arus fluida yang balik/yang berlawanan arah dengan arus fluida yang dipompa bisa dihalang-halangi/dicegah. Pompa berputar dengan kosong. Pompa dengan karakteristik seperti ini tidak dapat ditempatkan sebagai pompa air pengisi ketel. Pompa seperti ini juga tidak digunakan untuk pompa yang bekerja sejajar (hubungan paralel) yang terdiri dari 2 buah pompa atau lebih, bila tinggi kenaikan pada waktu start sangat lebih kecil dari ketinggian kerja (tinggi kenaikan pada waktu bekerja) dari pompa lainnya yang sudah berputar.

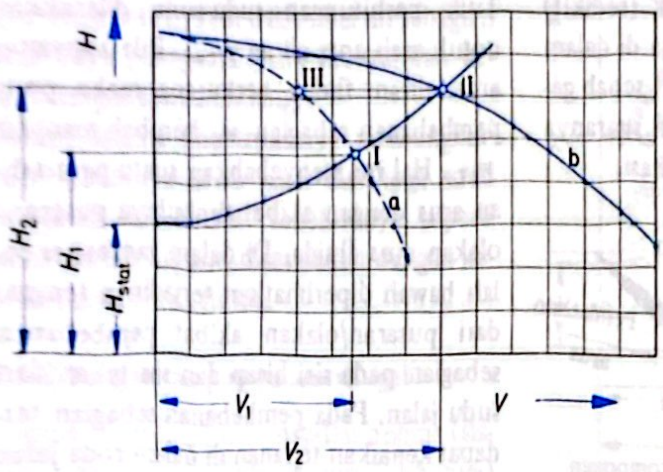
Hubungan paralel dari pompa sentrifugal yang sama

Kedua pompa yang sama berdirinya/dipasangnya harus saling berdampingan dengan demikian karakteristik instalasinya (melalui



Gambar 4.5.6. Kiri: Tinggi kenaikan statis berubah selama pompa bekerja. Kanan: pencekikan (pengaturan pembukaan katup peredam) masuk ke dalam turbin bagian karakteristik instalasi yang lain.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.5.6a. Hubungan paralel dari dua buah pompa sentrifugal yang sama besarnya pada jaringan pipa yang sama.

tambahan tahanan) tidak berubah. Dalam Gambar 4.5.6 a, adalah karakteristik dari masing-masing pompa pada waktu sendiri-an/mula-mula dan b adalah karakteristik 2 buah pompa sentrifugal yang sama yang sudah ditambahkan/digabung dengan tinggi kenaikan yang sama H. Kapasitas fluida yang dipompa 2 kali lipat. Selanjutnya c adalah karakteristik instalasi. Mula-mula I adalah titik kerja dari masing-masing (sebuah) pompa di dalam instalasi jaringan pipa. Selanjutnya II adalah titik kerja kedua pompa sesudah dihubungkan paralel/sejajar yang bekerja di dalam instalasi jaringan pipa (Titik kerja adalah titik potong dari karakteristik pompa dengan karakteristik instalasi).

Jadi kedua pompa di dalam instalasi ini memompa fluida dengan kapasitas $\dot{V}_2$ dan tinggi kenaikannya H_2. Tetapi kapasitas ini lebih sedikit daripada $2 \cdot \dot{V}_1$, daripada bila pompa tersebut bekerja sendiri-sendiri. Di dalam titik kerja yang baru II, masing-masing pompa bekerja dengan kapasitas $\dot{V}_2/2$ dan tinggi kenaikannya masing-masing adalah H_2. Kesimpulannya :

Banyak atau sedikitnya pertambahan kapasitas pompa yang dihubungkan paralel tergantung kepada jalannya karakteristik instalasi dan karakteristik pompa gabungan (sesudah dihubungkan).

Supaya diperhatikan, bahwa tinggi kenaikan pompa H_{II} untuk kedua pompa makin tinggi/naik.

Hubungan paralel menghasilkan kapasitas yang lebih banyak, tetapi daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan pompa lebih besar.

Petunjuk

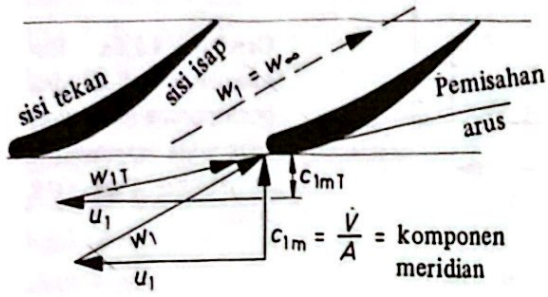
Ringkasannya adalah sangat sukar, bila pompa sentrifugal dengan ukuran yang berbeda-beda, juga tinggi kenaikan pada waktu start berbeda atau dengan karakteristik yang labil dan tinggi kenaikan pompa yang sama atau tinggi kenaikannya tidak sama atau bila pompa sentrifugal bekerja paralel dengan pompa torak. Beberapa petunjuk tentang ini dapat ditemukan di dalam literatur (4.4).

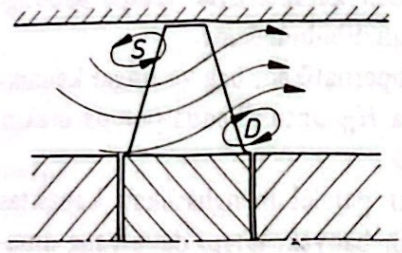
Karakteristik yang tidak stabil/labil dari pompa aksial, lihat Gambar 4.5.5 sebelah kanan

Pompa sentrifugal yang mempunyai kecepatan spesifik yang cepat ($n_q \approx 120$ menit^{-1}), di daerah bekerja dengan beban se-

Dipindai dengan CamScanner

bagian, karakteristiknya mempunyai lintasan yang dengan jelas atau agak (sedikit) berbentuk seperti pelana. Bekerja di dalam daerah ini adalah tidak mungkin, sebab getarannya sangat besar, kebisingan suaranya keras malah bisa juga timbul kavitasi.





Gambar 4.5.7. Pemisahan arus pada kisi aksial pada saat pembebanan sebagian dan pusaran beban sebagian S dan D di dalam suatu roda aksial (4.4).

Untuk bekerja dalam waktu yang lama hanya mungkin di bawah "batas kerja" jadi dengan kapasitas yang besar, bandingkan dengan Gambar 4.4.18 sebelah kanan. Keadaan beban sebagian yang tidak menguntungkan ini, pada pokoknya adalah adanya pemisahan aliran/turbulensi di dalam kisi sudu jalan dan ketidakstabilan dari pusaran fluida pada keadaan beban sebagian di sisi masuk roda jalan bagian luar dan pada roda jalan bagian keluar, di mana pada bagian-bagian tersebut fluida seperti diantarkan kembali ke dalam. Karena kondisi ini juga mempunyai arti untuk kompressor aksial, maka di sini akan diberikan suatu penjelasan yang singkat, Gambar 4.5.7. Pada gambar bagian atas komponen meridian dari arus aliran adalah $c_{1m} = \dot{V}/A$. Titik perhitungan sudu-sudu diletakkan untuk arah arus aliran $w_{1\infty}$. Bila kapasitas arus aliran fluida berkurang maka pada pembebanan sebagian w_1 berubah menjadi w_{1T}. Hal ini menyebabkan suatu pemisahan arus dengan akibat timbulnya pusaran/olakan arus fluida. Di dalam gambar sebelah bawah diperlihatkan terjadinya tempat dari pusaran/olakan akibat pembebanan sebagian pada sisi hisap dan sisi tekan dari sudu jalan. Pada pembebanan sebagian terdapat kenaikan tekanan di dalam roda jalan yang sangat besar, karena sudu lebih dahulu menyeberang mengarungi ke dalam fluida, daripada arus aliran. Fluida dihantarkan sepanjang profil sudu. Pusaran/olakan beban sebagian di sisi hisap dapat dibuktikan melalui bermacam-macam diameter yang berlawanan arah arus. Pada kondisi kerja yang tertentu dapat terdiri hanya pusaran beban sebagian S atau hanya pusaran D, tetapi dengan adanya perpindahan/loncatan ke sana dan ke sini antara S dan D yang terus menerus, maka arus aliran fluida akan terganggu dengan sangat "batas gemuruhnya/kegaduhannya".

Pada beban yang sangat kecil akhirnya hanya terdapat suatu arus radial di dalam roda jalan di mana daya yang dibutuhkan lebih besar, lihat karakteristik pada Gambar 4.4.18.

Di dalam daerah beban lebih karena kondisi bagian hisap ada batasannya. Di dalam daerah ini untuk semua tipe konstruksi kurva $NPSH_{\text{yang diperlukan}}$-nya menunjukkan adanya suatu kenaikan.

Pada saat pembebanan sebagian, supaya mendapatkan kondisi arus aliran yang baik/lebih menguntungkan bisa dilakukan dengan mengambil harga kapasitas yang lebih besar $\dot{V}$-nya kemudian sebagian dari kapasitas fluida tersebut digeser untuk melalui saluran by-pass. Dengan demikian ada sebagian fluida yang kembali ke dalam reservo-

Dipindai dengan CamScanner

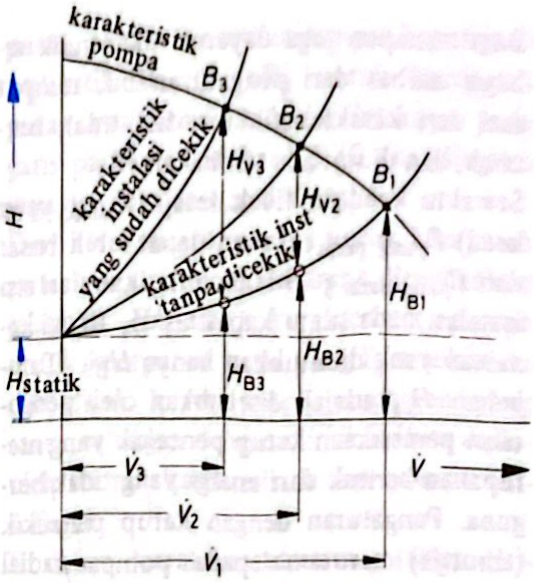
ar bagian saluran masuk atau tempat lainnya yang sesuai. Jadi dalam hal ini sebagian dari daya penggerak yang dibutuhkan dengan terpaksa akan hilang.
Tetapi selama konstruksinya memungkinkan sebaiknya sudu jalan dan juga sudu pengarah bisa diatur sebelumnya seperti pada turbin kaplan, disesuaikan dengan keadaan arus aliran fluida.

4.5.2 Pengaturan pompa sentrifugal

Pompa sentrifugal dan instalasi pompa (sistim pemipaan, katup-katup dsb.-nya) adalah merupakan 2 buah sistim yang bekerja sama dan saling mempengaruhi.
Dari garis pada diagram $\dot{V}$–H pompa sentrifugal, yang sebagai garis karakteristik pompa atau juga garis peredaman (hasil pengaturan pembukaan katup) dapat diketahui ketergantungan tinggi kenaikan H terhadap kapasitas $\dot{V}$. Karakteristik instalasi dalam banyak hal terdiri dari bagian yang statis, melalui bagian inilah terbentuknya kerugian tekanan yang terdapat di dalam saluran pipa dan kerugian tersebut jalannya berbanding kwadrat dengan bertambahnya tinggi kenaikan pompa, tentang masalah ini akan dibahas dan untuk itu kembali kepada karakteristik instalasi, pada Gambar 4.4.2.
Bekerjasama dengan cara mendapatkan titik kerja B, pada Gambar 4.5.1, dan di Gambar 4.5.2 dan 4.5.3 yang sudah dibahas. Maka dari gambar-gambar ini bisa diperoleh kemungkinan-kemungkinan untuk mengatur kapasitas $\dot{V}$ dari suatu instalasi pompa sbb.:

Perubahan karakteristik instalasi melalui pencekikan (pengaturan pembukaan katup)

Karakteristik instalasi diubah dengan melalui/menggunakan katup yang dipasang di dalam sistim pipa saluran. Dengan meninggikan besarnya kerugian arus aliran fluida maka akan mengakibatkan perubahan dari



Gambar 4.5.8. Pengaturan Kapasitas dengan melalui pencekikan (menggunakan katup) di saluran tekan dari instalasi pompa.

karakteristik instalasi, sehingga didapatkan titik potong yang baru dengan karakteristik pompa, Gambar 4.5.8. Pengaturan pencekikan (throttling) (dengan sistim memperbesar atau mengecilkan pembukaan katup) ini harga investasinya murah, selain itu mudah untuk dilaksanakan.
Tetapi karena hubungannya adalah dengan cara memperbesar kerugian arus aliran fluida akibatnya ongkos/biaya bekerjanya adalah tinggi.
Di dalam titik perencanaan dengan petunjuk notasi pada Gambar 4.5.8 besarnya daya yang diperlukan alat penggerak pompa adalah :

$$P_{\text{yang perlu 1}} = \dot{V}_1 \cdot \varrho \cdot g \cdot H_{B1}/\eta,$$

Dalam hal ini $H_{B1} = H_{\text{statik}}$ + tahanan pipa.
Dengan dikecilkannya pembukaan katup pencekik, berakibat kapasitas fluida di dalam saluran tekan berkurang menjadi $\dot{V}_3$ maka :

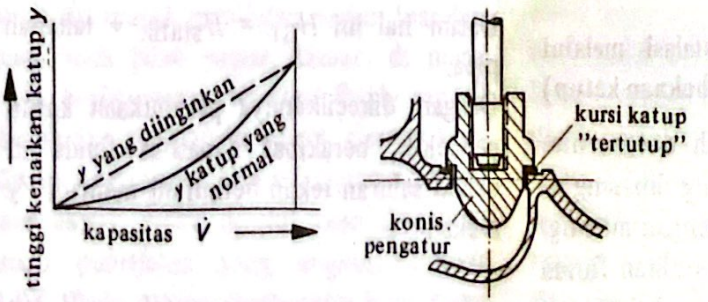
$$P_{\text{yang perlu 3}} = \dot{V}_3 \cdot \varrho \cdot g \cdot (H_{B3} + H_{v3})/\eta$$

Dipindai dengan CamScanner

Bagaimanapun juga dayanya akan naik sebagai akibat dari pengaturan ini, tempat asal dari karakteristik instalasi tidak berubah, dan di sini ada tambahan H_{v3}.

Sewaktu keadaan tidak tetap (H_{statik} yang kecil) $P_{yang\ perlu\ 3}$ akan dapat lebih besar dari $P_{yang\ perlu\ 1}$. Bila diperhatikan dari sisi instalasi pada suatu kapasitas $\dot{V}_3$ tinggi kenaikan yang dibutuhkan hanya H_{B3}. Tambahan H_{v3} adalah disebabkan oleh pengecilan pembukaan katup pencekik yang merupakan bentuk dari energi yang tidak berguna. Pengaturan dengan katup pencekik (throttle) terutama pada pompa radial harus hati-hati menggunakannya, karena mengingat keadaan hidrauliknya seperti yang ditunjukkan oleh gambar karakteristik pompa, bahwa pengaturan dengan sistim pencekikan (dengan katup) adalah yang paling cepat untuk diijinkan guna dipakai. Tetapi hal ini terutama berlaku bila penyimpangan kapasitas yang dibutuhkan dari kapasitas nominal hanya berlangsung dalam waktu yang singkat, dan bila daya yang dibutuhkan mesin penggerak pompa pada kapasitas yang lebih kecil menjadi makin turun (berkurang dan tidak bertambah naik).

Secara keseluruhan bila masalahnya mengenai daya yang besar, maka harus dijelaskan dengan suatu perhitungan yang ekonomis tentang masalah biaya dari penggunaan pengaturan dengan sistim pencekikan ini. Katup pencekik harus dipasang hanya di sisi tekan dari pompa. Suatu pencekik (bila katupnya dipasang) di sisi isap seperti yang ada pada kompressor, dapat menyebabkan terjadinya suatu kavitasi. Suatu perkecualian hanya mungkin bila telah diketahui dan bisa diberikan jalannya kurva NPSH yang sesuai. Sebagai alat pencekik digunakan suatu ventil katup sorong. yang pada umumnya hanya sebagai alat penghalang yang murni dengan kedua posisi terakhir "terbuka" atau "tertutup". Katup yang disiapkan untuk mengatur dan dilalui suatu aliran, harus direncanakan menurut pandangan yang lain daripada yang biasa digunakan. Luas nominalnya kebanyakan lebih kecil daripada luas saluran pipa bagian dalam. Pemisahan untuk ukuran yang benar adalah suatu pengetahuan yang tepat tentang arus aliran fluida yang lewat/mengalir dan tekanan pada tempat pemasangan katup yang telah digabung menjadi satu. Arus fluida yang mengalir seharusnya akan bisa diatur dengan sangat baik, bila aliran tersebut sebanding dengan jalannya tinggi kenaikan katup. Karakteristik ini tidak dipunyai oleh katup dengan kursi katup yang normal Gambar 4.5.9, dengan demikian hal ini tergantung kepada tekanan di dalam saluran pipa dan dengan kenaikan arus aliran (besarnya kerugian). Masalahnya akan lain, bila di belakangnya katup hanya ditambah suatu pipa yang pendek dan fluida keluar ke dalam daerah sekitarnya dengan bebas. Katup



Gambar 4.5.9. Tinggi naik katup γ dengan kapasitas dan kursi katup (tempat duduk katup) dengan konis-pengatur.

Dipindai dengan CamScanner

pengatur dan katup kemudi yang sebenarnya di bagian bawah pada kursi katup (tempat duduk katup) yang melayani sebagai penghalang adalah suatu kronis pengatur, Gambar 4.5.9, sebelah kanan dari katup ini didapat suatu karakteristik pengaturan yang disetel sesuai dengan permintaan. Penjelasan dari katup pengatur, lihat (4.5).

Perubahan karakteristik pompa

Seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.5.8 adalah sangat baik; bila tempat dari karakteristik pompa bisa mempunyai pengaruh sedemikian rupa sehingga pada $\dot{V}$ yang lebih kecil, tinggi kenaikan yang sesuai dengan karakteristik instalasi lebih kecil, supaya pada kondisi kerja dengan beban sebagian bisa dicukupi dengan daya penggerak yang lebih kecil. Bersama dengan itu seharusnya randemen pompa η sepanjang mungkin, selain itu letaknya pada harga yang baik. Untuk itu terdapat bermacam-macam kemungkinan, yang akan dibahas dengan singkat.

Perubahan kecepatan putar

Kurva $\dot{V}$–H dari pompa sentrifugal (karakteristik pompa), jalannya akan berubah sesuai dengan perubahan kecepatan putarnya, hubungan masalah ini sudah dibahas pada bab 4.4.3, di mana . . . $_n$ keadaan perencanaannya.

$$\dot{V}_1 = V_n \cdot (n_1/n)$$
$$H_1 = H_n \cdot (n_1/n)^2$$
$$P_1 = P_n \cdot (n_1/n)^3$$

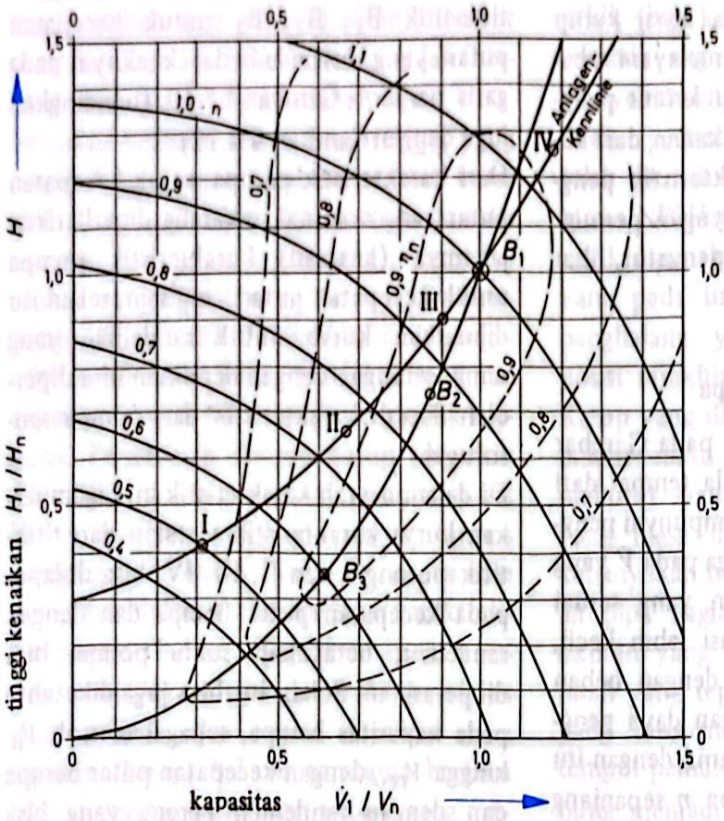
Oleh karena itu perubahan dalam suatu diagram $\dot{V}$–H untuk Absisnya (sumbu horisontal) adalah linier, dan untuk ordinatnya adalah sama dengan kwadrat kecepatan putar, sebab itu semua tempat kepunyaan titik-titik B_1, B_2, B_3 untuk kecepatan putar yang berbeda-beda, letaknya pada garis parabola Gambar 4.5.10. (bandingkan juga dengan Gambar 4.4.18).

Dari karakteristik pompa untuk kecepatan putar yang nominal, sekarang diperhatikan jalannya (lintasan) karakteristik pompa untuk kecepatan putar yang lain, selain itu dibuatkan kurve untuk randemen yang sama, sehingga dengan demikian bisa diperoleh daerah karakteristik dari pompa sentrifugal.

Di dalam daerah karakteristik ini digambarkan kurva karakteristik instalasi dari titik-titik potong I dan II, III, IV, bisa didapat pada kecepatan putar berapa dan dengan randemen berapakah suatu pompa bisa dioperasikan. Selain itu bisa juga diketahui pada kapasitas berapa, sebagai contoh V_{II} hingga V_{IV},, dengan kecepatan putar berapa dan dengan randemen berapa yang bisa dihasilkan pompa tersebut. Dalam hal ini posisi karakteristik instalasi mempunyai pengaruh yang besar terhadap keadaan randemen. Pada karakteristik instalasi jalannya melalui titik nol $H = 0$, $\dot{V} = 0$, dengan demikian randemen titik kerja yang terbaik dapat berpindah/berjalan sedemikian rupa pada karakteristik instalasi, jadi pompa bisa selalu bekerja dengan randemen yang terbaik, sebagaimana yang ditunjukkan dalam gambar, sesuai dengan titik-titik B_1 sampai B_3. Makin besar H_{statik}, pompa lebih banyak beroperasi dengan pengaturan bawah dengan kapasitas yang lebih kecil di dalam daerah kerja dengan beban sebagian yang randemennya jelek, atau pompa lebih banyak beroperasi dengan pengaturan atas dalam daerah kerja dengan beban lebih yang randemennya jelek, lihat titik-titik I sampai IV pada karakteristik instalasi yang merah.

Tetapi pada pokoknya keuntungan dari pengaturan kecepatan putar ini adalah

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.5.10. Daerah karakteristik suatu pompa radial dengan pengaruh randemen dan kecepatan putar; diberikan karakteristik instalasi (merah), maka titik-titik kerja (I sampai IV) dapat dibaca termasuk juga kecepatan putar dan randemennya.

bahwa selalu hanya tinggi kenaikan yang dibutuhkan saja yang ditimbulkan. Oleh karena demikian, maka sistim pengaturan ini adalah yang paling hemat/ekonomis terhadap pemakaian energi. Pada sisi masuk dari pompa sentrifugal tetap terdapat keamanan terhadap jalannya $NPSH_{yang\ tersedia}$.

Kecepatan putar yang bisa berubah ini kebanyakan langsung dari alat penggerak yaitu melalui turbin uap, turbin gas, motor diesel, dan alat penggerak motor listrik Asynchron. Tetapi terdapat juga hal-hal, di mana kecepatan putar diatur dari bak perseneling melalui penghubung antara transmisi hidrolik. Hal ini terutama berlaku untuk pompa air pengisi ketel yang bertenaga besar.

Pengaturan putaran muka

(pengaturan dengan menggunakan sudu pengarah yang dipasang sebelum/di muka roda jalan).

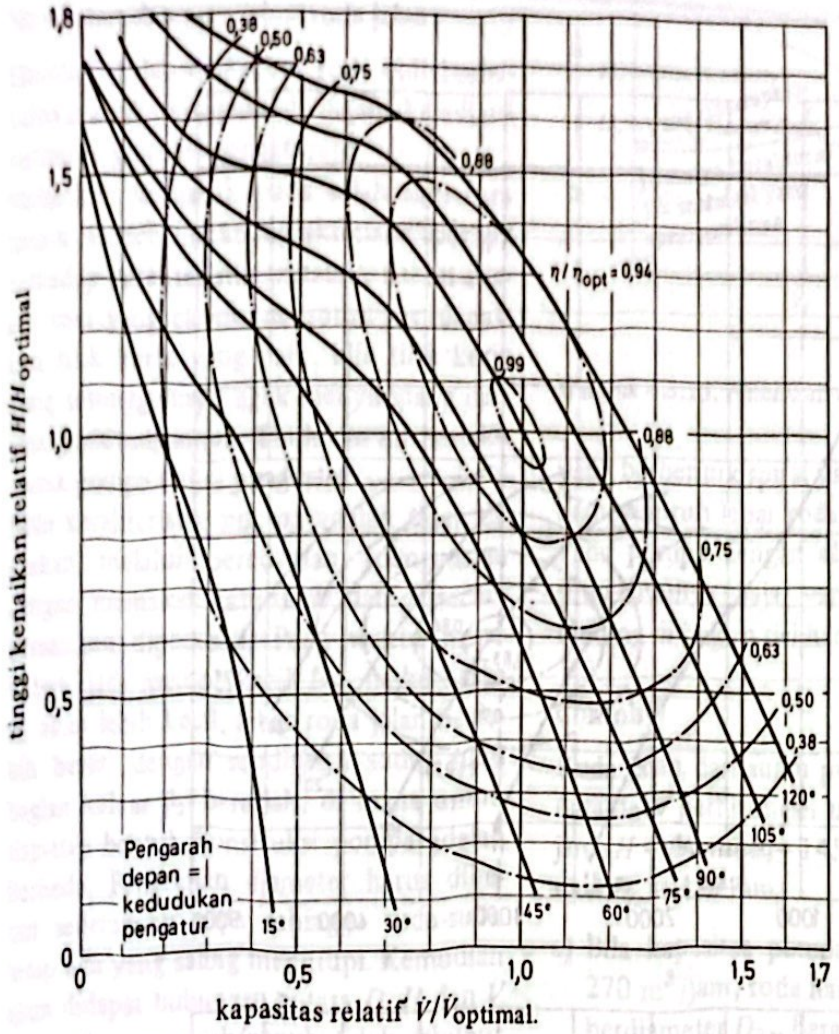
Dalam keadaan normal aliran fluida ke roda jalan adalah tidak berputar dengan $\alpha = 90°$

Melalui pengaliran masuk dengan putaran yang sama pada setiap pompa sentrifugal akan mengakibatkan penurunan kurva $\dot{V}$–H dan pengurangan daya yang diperlukan pompa.

Hal ini terutama akan bisa dilihat pada pompa setengah aksial dan pompa-pompa aksial.

Pengaturan putaran muka adalah ciri-cin dari pompa setengah aksial dengan putaran

Dipindai dengan CamScanner



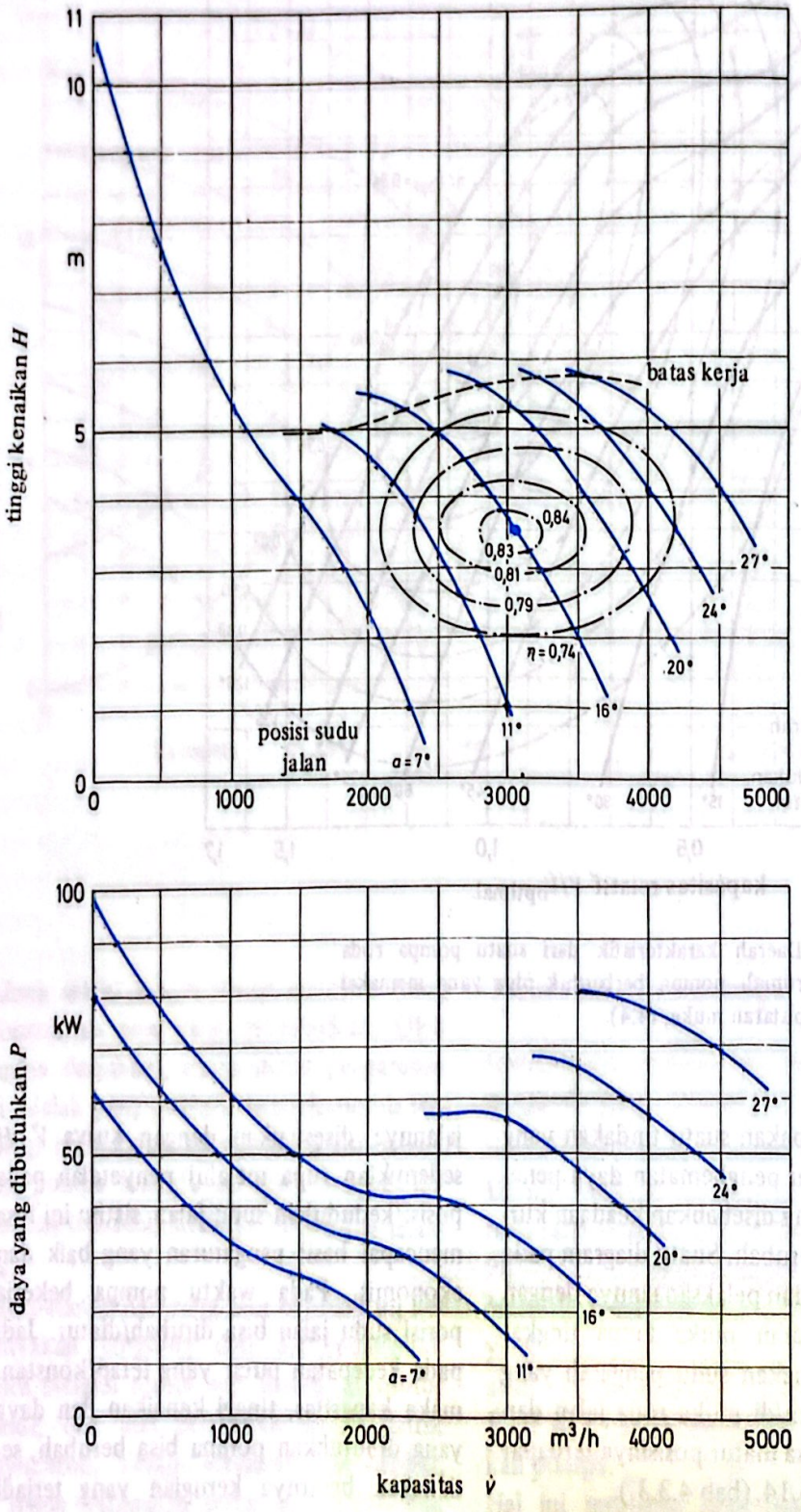
Gambar 4.5.11. Daerah karakteristik dari suatu pompa roda diagonal dengan rumah pompa berbentuk pipa yang memakai sistim pengaturan putaran muka. (4.4).

cepat dan merupakan suatu tindakan yang baik untuk suatu penghematan daya penggerak pompa yang disebabkan keadaan kurva $\dot{V}$–H yang berubah. Suatu diagram pada Gambar 4.5.11, dan pelaksanaannya dengan pengaturan putaran muka tanpa tingkat dengan menggunakan sudu pengarah yang dipasang sebelum/di muka roda jalan dan sudu tersebut bisa diatur posisinya terdapat pada Gambar 4.3.14. (bab 4.3.3.).

Pengaturan pompa Propeller melalui mengatur/menyetel sudu jalan

Pada pompa propeller titik kerja dari sudu jalannya disesuaikan dengan kurva $\dot{V}$–H sedemikian rupa melalui penyetelan pada posisi/kedudukan sudu jalan, sistim ini bisa mencapai hasil pengaturan yang baik dan ekonomis. Pada waktu pompa bekerja posisi sudu jalan bisa dirubah/diatur. Jadi pada kecepatan putar yang tetap/konstan, maka kapasitas, tinggi kenaikan dan daya yang dibutuhkan pompa bisa berubah, sedangkan besarnya kerugian yang terjadi hanya sedikit, Gambar 4.5.12. Kerugiannya adalah besarnya konstruksi dipakai untuk sistim pengaturan/penyetelan sudu jalan mirip seperti pada Turbin Kaplan.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 4.5.12. Perubahan karakteristik dari pompa propeller akibat dari pengaturan posisi sudu jalan pada kecepatan putar kerja yang konstan. *Sumber* KSB–Kamus ilmu pengetahuan tentang pompa.

CS Dipindai dengan CamScanner

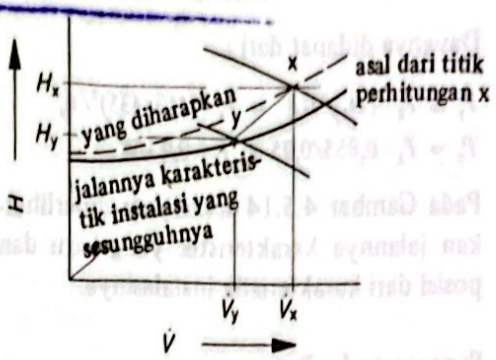
PERPUSTAKAAN D III F. TEKNIK

Membubut dan mengebor roda jalan

Membubut dan mengebor roda radial sebetulnya tidak termasuk di dalam kejadian/sistim/cara/proses pengaturan.
Melainkan termasuk pada salah satu cara untuk mencocokkan karakteristik pompa terhadap karakteristik instalasi, hal ini adalah cara yang ekonomis untuk mendapatkan titik kerja yang baik, bila titik kerja yang sesungguhnya agak menyimpang dari titik perhitungannya. Tindakan ini berlaku untuk pompa radial yang kecil.
Pada karakteristik pompa adalah tidak diijinkan melalui peredaman (pengaturan dengan memakai katup). H dan $\dot{V}$ secara bersamaan diperkecil. Pada waktu membubut, jadi memperkecil D_2, maka harga u_2 akan lebih kecil, lebar roda jalan b_2 lebih besar, dengan sendirinya sudut sudu bagian keluar β_2 berubah, di mana untuk tiap-tiap bentuk konstruksi pompa adalah berbeda. Pengecilan diameter harus dibatasi sedemikian rupa sehingga sudu-sudu tetap ada yang saling menutupi. Kemudian akan didapat hubungan antara D, H dan $\dot{V}$ dari roda yang utuh/penuh tidak dibubut (x) dengan harga D, H, V dari roda yang sudah dibubut (y) yang saling bergantungan.

$$\dot{V}_x/\dot{V}_y = H_x/H_y = (D_x/D_y)^2$$

Pasangan harga untuk $\dot{V}$ dan H terletak pada suatu garis melalui bagian awal sistim koordinat, Gambar 4.5.13. Roda-roda jalan dengan kira-kira sampai n_q = 25 menit^{-1} bisa dibubut agak banyak, di mana menurut perbandingannya hal ini tidak menimbulkan kerugian pada randemennya. Roda jalan dengan kecepatan tinggi menunjukkan suatu penurunan randemen yang besar, sebab pada roda jalan ini saluran-saluran dari sudu jalan lebih pendek dan lebih sedikit memberikan penghantaran.
Pada pompa satu tingkat dengan rumah



Gambar 4.5.13. Penentuan diameter yang dibubut.

yang berbentuk spiral yang tanpa alat pengarah, seluruh lebar roda jalan bisa dibubut. Pada pompa dengan alat pengarah hanya sudu-sudunya saja yang dibor, dinding-dinding di bagian sisi harus tetap saja.

Contoh 5

Roda jalan dari suatu pompa radial dengan data-data perhitungan untuk $\dot{V}$ = 300 m/jam, H = 60 m, n = 1450 1/menit mempunyai D_2 = 435 mm.

a) Bila kapasitas pompa yang baru $\dot{V}_y$ = 270 m^3/jam, roda harus dibubut sampai berdiameter D_{2y} berapakah?

b) Berapakah tinggi kenaikan H_y yang dihasilkan?

c) Sampai berapa %-kah besarnya daya yang dibutuhkan yang bisa dihemat, bila randemen η_y turun menjadi 0,95 dari harga asalnya?

Jawab :

a) Dari hubungan yang umum :

$$\frac{\dot{V}_x}{\dot{V}_y} \cong \left(\frac{D_x}{D_y}\right)^2$$

jadi

$$D_{2y}^2 = D_2^2 \cdot (\dot{V}_{2y}/\dot{V}_2) = 435^2 \cdot (270/300)$$
$$D_{2y}^2 = 189\,000 \cdot 0{,}9 = 170\,000;\ D_{2y} = 413 \text{ mm}$$

b) Dari $H_x/H_y \cong \dot{V}_x/\dot{V}_y$ di sini menjadi

$$H_y = 60 \cdot 270/300 = 54 \text{ m}$$

Dipindai dengan CamScanner

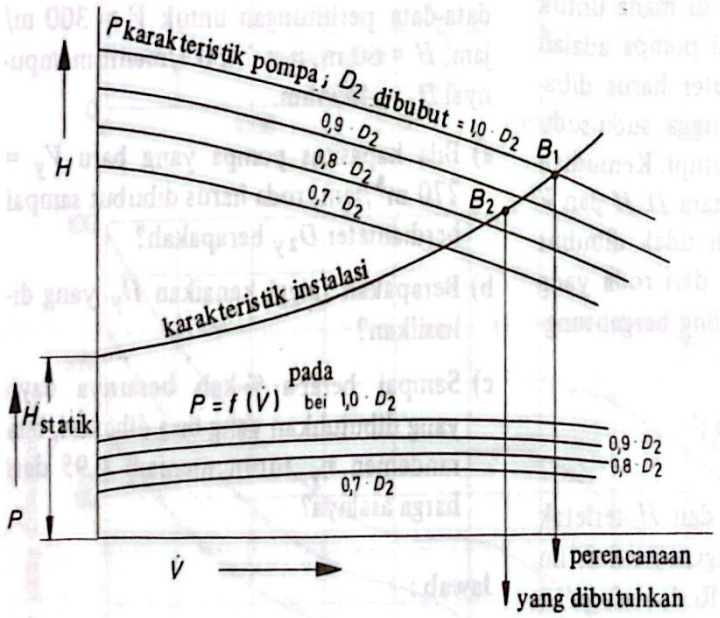
Dayanya didapat dari :

$$P_y \cong P_x \cdot (D_{2y}/D_2)^3 = P_x \cdot (413/435)^3/\eta_y$$
$$P_y = P_x \cdot 0{,}855/0{,}95 = P_x \cdot 0{,}9 \text{ kW}$$

Pada Gambar 4.5.14 sekali lagi diperlihatkan jalannya karakteristik yang baru dan posisi dari karakteristik instalasinya.

Pengaturan by Pass

Pengaturan by pass (saluran keliling) digunakan untuk pompa sentrifugal yang bekerja dengan kapasitas yang lebih besar daripada kapasitas yang dibutuhkan oleh instalasi.
Jadi bila terdapat kapasitas yang lebih dan tidak berguna bagi instalasi, maka kelebihan kapasitas dapat dialirkan dari saluran tekan pompa langsung dikembalikan ke dalam saluran hisap. Jenis pengaturan ini memberikan keuntungan hanya bagi pompa yang tertentu, seperti misalnya pompa propeller di mana daya yang dibutuhkan pompa akan turun bila kapasitas yang dihasilkan pompa naik/bertambah.
Masalah ini diperlihatkan pada daerah karakteristik pompa di Gambar 4.5.12.
Pengaturan banyaknya fluida yang di by pass-kan dapat melalui suatu peralatan/perlengkapan pengatur kapasitas minimum, di mana bila tekanannya fluida naik maka katup untuk mengeluarkan fluida (katup by pass) terbuka dan selama itu fluida dengan kapasitas minimum tetap mengalir ke dalam instalasi.



Gambar 4.5.14. Jalannya Karakteristik pompa yang mengalami pembubutan roda jalan.

5 Kompresor Rotari

Kompresor sentrifugal adalah suatu mesin, yang kerjanya didapat dari poros (mesin kerja) dan mempunyai bentuk (konstruksi) maupun cara kerja yang sangat mirip dengan pompa sentrifugal.

Hukum-hukum yang berlaku pada pompa sentrifugal berlaku pula pada kompresor sentrifugal.

Fluida yang dialirkan yaitu udara dan gas, mempunyai kerapatan ϱ (Kg/m^3) yang cukup kecil, yang di samping itu sangat dipengaruhi oleh tekanan dan temperatur, jadi oleh keadaan gas. Sesuai dengan hukum-hukum thermodinamika, maka :

$$p \cdot \upsilon = R_i \cdot T \quad \text{atau} \quad p \cdot V = m \cdot R_i \cdot T$$

di mana :

p dalam (bar)	1 bar = 100 000 Pa = 100 000 u/m^2 = 10 000 mm kolom air.
υ dalam (m^3/Kg)	adalah volume spesifik dari gas = $R_i . T/P$.
R_i dalam (J/Kg.K)	adalah konstruksi gas spesifik untuk udara R_i = 287 J/Kg.K atau 287 Nm/Kg. K.
T dalam (K)	adalah temperatur absolut dari gas, T = 0°C + 273°K, = 273°K atau pada 20°C = 293 K.
V dalam (m^3)	adalah volume yang dibutuhkan oleh gas.
m dalam (Kg)	adalah masa gas yang volumenya V.
ϱ dalam (Kg/m^3)	adalah kerapatan gas, karena ϱ = ½, maka :

$$\varrho = \frac{p}{R_i \cdot T}$$

Udara pada temperatur 15°C dan tekanan 1 bar mempunyai ϱ = 1,21 Kg/m^3. Sedangkan air pada 4,2°C mempunyai ϱ = 1000 Kg/m^3.

Contoh 1.

a) Berapakah kerapatan ϱ dalam (Kg/m^3) dari udara pada 20°C, 6 bar?

b) Berapakah volume ruangan (m^3) yang dibutuhkan oleh udara seberat 5 Kg pada 20°C, 6 bar?

Penyelesaian

a) $\varrho = \dfrac{p}{R_i \cdot T} = \dfrac{6 \text{ bar} \cdot 100\,000 \text{ (N/m}^2\text{)/bar}}{287 \text{ Nm/kg} \cdot \text{K} \cdot 293 \text{ K}}$

Dipindai dengan CamScanner

$$= 7{,}15 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

b) $V = m \cdot v$ atau $= \frac{m}{\varrho} = \frac{5 \text{ kg}}{7{,}15 \text{ kg/m}^3}$

$$= 0{,}7 \text{ m}^3$$

Karena terjadinya perbedaan kerapatan ini, dan karena adanya perubahan keadaan gas akibat dari pengaruh pemampatan, maka bila dibandingkan dengan pompa sentrifugal, 3 roda jalan kompresor sentrifugal harus berputar dengan kecepatan keliling yang lebih besar.

Bila pada suatu pabrik yang bekerja dengan memakai udara tekan, harus disediakan udara dengan tekanan 6 bar dan bila udara ini ditampung di dalam sebuah tangki pengumpul yang didinginkan pada temperatur 20°C dan tekanan 6 bar, maka ini setara dengan tinggi tekan H yang besarnya:

$$H = \frac{p}{\varrho \cdot g} = \frac{6 \text{ bar} \cdot 100\,000 \text{ (N/m}^2\text{)/bar}}{7{,}15 \text{ (kg/m}^3\text{)} \cdot 9{,}81 \text{ (m/det}^2\text{)}}$$

$$= 8600 \text{ m (kolom udara)}$$

Dalam hal ini (N/m^2) diganti dengan (Kg m/detik^2)/m^2. Ini berlaku pada keadaan di permukaan bumi (g = 9,81 m/detik^2), di bulan harga H menjadi lebih kecil.

Tapi udara yang keluar dari kompresor akibat pemampatan sampai 6 bar (p_2/p_1 = 6), mempunyai temperatur kira-kira 230°C dan berat jenisnya ϱ = 4,18 Kg/m^3. Oleh karena itu maka tinggi tekan H yang diberikan adalah:

$$H = \frac{6 \text{ bar} \cdot 100\,000 \text{ (N/m}^2\text{)/bar}}{4{,}18 \text{ kg/m}^3 \cdot 9{,}81 \text{ m/det}^2}$$

$$= 14\,620 \text{ m (kolom udara)}$$

Apabila selama pemampatan udara didinginkan, maka temperaturnya akan lebih rendah, dan dengan demikian tinggi tekan H juga lebih rendah, sama halnya seperti pada pompa sentrifugal, maka daya penggerak yang dibutuhkan kompresor adalah:

$$P = V \cdot \varrho \cdot g \cdot H.$$

Untuk dapat mengetahui keadaan pembebanan pada sudu jalan kompresor, maka persamaan Euler untuk Pompa yang juga berlaku untuk kompresor, diambil untuk perhitungan kompresor.

Untuk suatu pemasukan tegak lurus, maka.

$$H = u_2 \cdot c_{2u}/g.$$

Diambil $\beta_2 = 90°$, dengan demikian $c_{2u} = u_2$, Gambar 5.1. Dalam hal ini dengan H = 12 000 m (kompresor dengan pendinginan, maka kecepatan keliling yang diperlukan adalah

$$H = u_2^2/g$$

$$u_2 = \sqrt{g \cdot H}$$

$$= \sqrt{9{,}81 \text{ m/det}^2 \cdot 12\,000 \text{ m}}$$

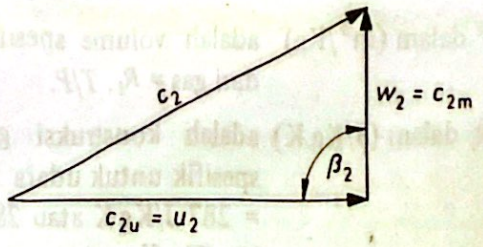
$$= 344 \text{ m/det}$$

Harga ini cukup tinggi, seperti yang umum nya terjadi pada tingkat terakhir Turbin uap yang besar, tetapi tidak akan terjadi pada pompa-pompa sentrifugal.

Kompresor sentrifugal yang digunakan untuk menghasilkan tekanan yang besar, harus mempunyai roda jalan yang dibuat dari bahan yang berkwalitas tinggi.

Di samping itu kompresor tersebut harus pula dibuat bertingkat (banyak tingkat). Bila jumlah tingkat dinyatakan dengan i, maka tinggi tekan masing-masing tingkat adalah $\Delta H = H/i$.

Berbeda dengan pompa yang bertingkat banyak, pada kompresor bertingkat volume



Gambar 5.1. Segitiga kecepatan untuk kecepatan keluar dengan sudut $\beta_2 = 90°$.

Dipindai dengan CamScanner

udara karena pemampatan akan mengecil, oleh karena itu maka debit udara V juga menurun. Hal ini menyebabkan lebar maupun diameter roda jalan kompresor bertingkat akan bertambah kecil dari tingkat yang pertama ke tingkat yang berikutnya.

5.1 PEMAKAIAN DAN PENGGOLONGAN KOMPRESOR SENTRIFUGAL

Kompresor sentrifugal adalah mesin-mesin yang sangat penting, yang dipergunakan pada berbagai macam proses.

Berdasarkan tekanannya, kompresor sentrifugal dibedakan menjadi :

- Ventilator
- Blower
- Kompresor dengan pendingin, dan
- Kompresor tanpa pendingin.

Sedangkan dilihat dari konstruksinya dapat dibedakan menjadi :

- Kompresor radial
- Kompresor aksial.

Daya penggerak yang dibutuhkan bervariasi dari hanya beberapa watt saja sampai mencapai 80. 000 kW.

Ventilator dan Blower

Tinggi tekan yang dapat dihasilkan ventilator pada umumnya adalah 100 mm kolom air sampai 400 m kolom air dan kadang-kadang juga bisa mencapai 1000 mm kolom air. Secara umum dapat dikatakan bahwa ventilator menghasilkan tekanan yang rendah.

Ventilator dikenal pula dengan sebutan penukar udara, exhanster (pembuang udara), dan penghembus, dan ventilator ini sangat banyak dipakai. Alat ini dijumpai pada sistim ventilasi dan pesawat pendingin udara (A.C), pada instalasi yang mengalirkan udara panas dan gas buangan, untuk memberi udara bersih ke dalam bengkel-bengkel dan pabrik-pabrik untuk memisahkan dan menyaring beram dan untuk menstransportasi debu bekas gerinda, pada peralatan pengering ruangan, pada instalasi penyemprot cat (bahan warna), sebagai pintu-pintu udara dan lubang-lubang udara.

Ventilator yang menggunakan diameter roda yang besar dapat dijumpai pada instalasi pembangkit uap, sebagai penghembus udara bersih dan sebagai penghisap dan pembuang gas asap.

Blower menghasilkan tekanan yang lebih tinggi dari ventilator, yaitu sampai mencapai perbandingan tekanan $p_d/p_s = 3$ dan pada kondisi ini gas seharusnya belum perlu didinginkan.

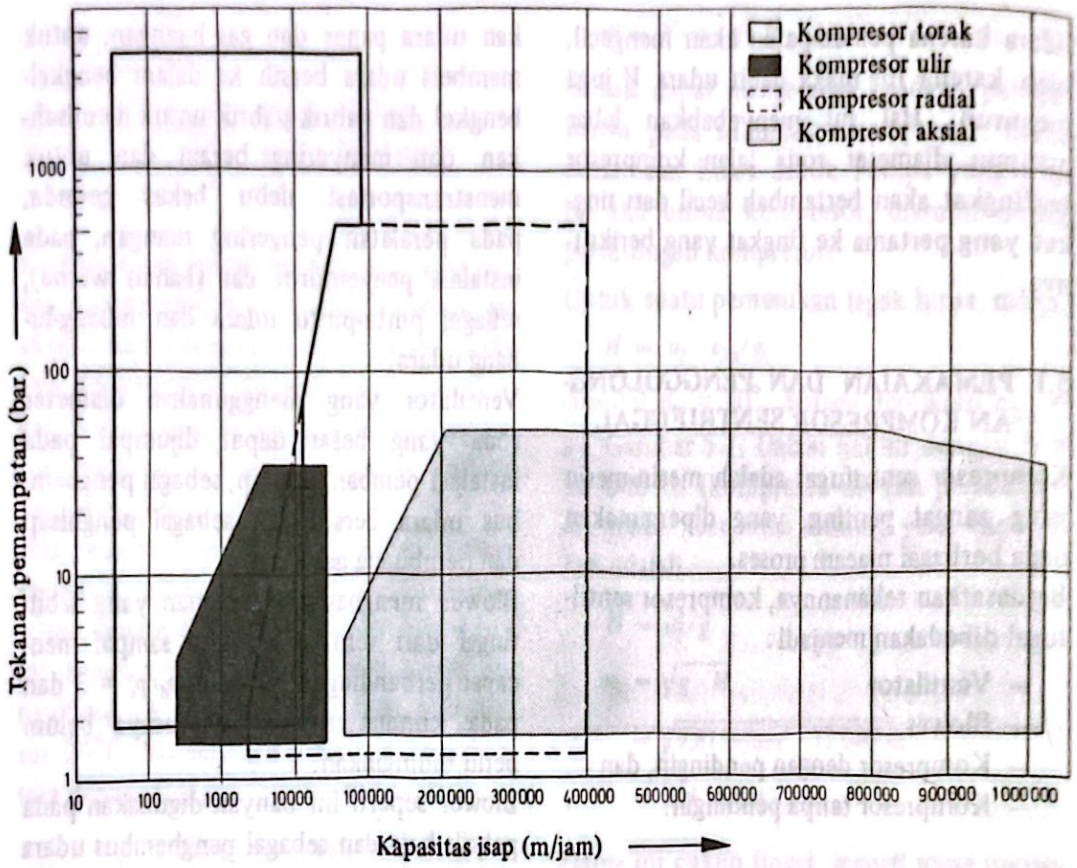
Blower seperti ini banyak digunakan pada pabrik baja dan sebagai penghembus udara pada tanur tinggi dan konstruksi-konstruksi yang sejenis pada teknik proses yang umum.

Kompresor

Untuk instalasi-instalasi yang membutuhkan tekanan yang tinggi, dipergunakanlah kompresor, seperti pada :

- Penyedia udara tekan untuk peralatan pneumatik pada pertambangan, peleburan logam, dan pada industri otomotif.
- Pada industri kimia mempunyai daerah pemakaian yang luas, yaitu untuk memampatkan gas nitrogen, gas asam dan gas-gas nitrat.
- Pada industri petrokimia, untuk memampatkan dan mensirkulasikan semua jenis gas.
- Pada industri-industri soda, asam nitrat dan chlor, sebagai kompresor gas sintesa untuk amoniak dan methanol pada instalasi yang besar.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.1.1. Daerah pemakaian kompresor torak dan kompresor sentrifugal (informasi).

– Sebagai kompresor gas Co_2 pada pembuatan urea (pupuk).
– Sebagai pemadat gas dan mengalirkannya pada sistim distribusi gas yang dialirkan melalui pipa dan pada instalasi pencairan gas alam untuk transport kapal laut, dan sebagai kompresor dari Turbin gas seperti yang telah diterangkan.

Dilihat dari perbandingan tinggi tekan dengan kapasitas (debit aliran) yang dihasilkan, maka kompresor sentrifugal dapat dibedakan atas kompresor radial dan aksial dengan pendinginan rumah atau pendinginan antara.

Sesuai dengan kebutuhan yang berbeda-beda untuk penggunaannya diberikan pembagian sebagai berikut :

Ventilator :
- Tekanan rendah sampai 160 mm kolom air.
– Tekanan sedang 160 s/d 400 mm kolom air.
– Tekanan tinggi 400 s/d 1000 mm kolom air.

Berdasarkan perbandingan tekanan p_d/p_s (tekan, isap).

Ventilator p_d/p_s = lebih besar 1 s/d 1,1
Blower p_d/p_s = lebih besar 1,1 s/d 3,0
Kompresor p_d/p_s = lebih besar 3,0.

Suatu penjelasan singkat yang berisi informasi, yang juga mengambil perbandingan dengan kompresor torak diberikan pada Gambar 5.1.1.

Berlawanan dengan kompresor torak, maka kompresor sentrifugal mempunyai kapa-

Dipindai dengan CamScanner

sitas yang lebih besar. Di sini kecepatan isap yang diijinkan jauh lebih tinggi, tidak dibutuhkan dimensi yang sangat teliti, t'dak diperlukan klep isap (masuk) maupun klep tekan (keluar).

Untuk kapasitas yang kecil diperlukan rotor yang sempit, ini menyebabkan kerugian karena gesekan lebih besar, dan dengan demikian randemen menjadi lebih kecil.

Dengan demikian, untuk kapasitas yang kecil kompresor torak (juga kompresor ulir) akan lebih ekonomis.

Kompresor sentrifugal memerlukan ruangan yang kecil (tidak begitu luas), bekerja dengan putaran yang tinggi, membutuhkan pondasi yang sederhana, bisa dihubungkan langsung dengan mesin penggerak, menghasilkan gas yang bebas dari minyak.

5.2 KERJA SPESIFIK (Y); TINGGI TEKAN SPESIFIK (H) DAN KENAIKAN TEKANAN (Δp)

Ventilator, blower dan kompresor memerlukan media alir yang berbentuk gas. Bila tinggi tekan yang dihasilkan rendah, seperti pada ventilator, sifat dapat dimampatkan (kemampuan dapat mampat) dari gas masih belum memegang peranan, jadi dapat diabaikan.

Dalam hal ini, untuk perhitungan dapat dipergunakan persamaan-persamaan yang disederhanakan.

Bila tekanan berada pada daerah yang dihasilkan Blower, barulah perubahan berat jenis berpengaruh.

Akhirnya yang harus diperhatikan pada perhitungan kompresor adalah: apakah perubahan keadaan harus atau akan berjalan secara isothermis, isentropis atau politropis.

Pada tulisan ini pertama-tama akan dibahas secara singkat masalah-masalah yang khusus menyangkut hal-hal tersebut di atas. Energi mekanis yang diberikan lewat poros mesin akan menaikkan energi yang dimiliki media yang dialirkan.

Oleh karena itu, pada mesin-mesin aliran fluida, energi pada saluran masuk dibedakan dengan energi pada saluran keluar.

Perbedaan energi ini diberikan oleh persamaan Bernoulli seperti berikut :

$$E_a - E_e = \left(\frac{p_a}{\varrho} + z_a \cdot g + \frac{c_a^2}{2}\right) - \left(\frac{p_e}{\varrho} + z_e \cdot g + \frac{c_e^2}{2}\right)$$

Ini adalah energi yang dimiliki oleh aliran fluida, di mana :

p dalam N/m^2
ϱ dalam Kg/m^3
t dalam m
g dalam $m/detik^2$
c dalam m/detik.

Bila diambil :

$$N/m^2 = \frac{kg\ m}{det^2 \cdot m^2}$$

maka akan diperoleh :

$$\frac{m\ kg \cdot m^3}{det^2 \cdot m^2 \cdot kg} + m \cdot \frac{m}{det} + \frac{m^2}{det^2} = \frac{m^2}{det^2}$$

Hal ini dapat disebut sebagai kerja spesifik dengan satuan:

$$\frac{Nm}{kg} \text{ atau dalam } \frac{J}{kg},$$

karena $\frac{Nm}{kg} = \frac{kg\ m}{det^2} \cdot m \cdot \frac{1}{kg} = \frac{m^2}{det^2}$

Kemudian tekanan dinyatakan dalam $N/m^2 = Pa$, di mana 1 bar = 100 000 Pa = 100 000 N/m^2 (juga 10 000 mm kolom air). Setelah melewati mesin fluida, energi aliran fluida bertambah besar, di mana :

$Y = E_a - E_e$ kerja spesifik dalam Nm/kg atau dalam J/kg

Dipindai dengan CamScanner

Bila penambahan energi ini dinyatakan dalam m tinggi tekan H, maka

$$E_a - E_e = \left(\frac{p_a}{\varrho \cdot g} + z_a + \frac{c_a^2}{2g}\right) - \left(\frac{p_e}{\varrho \cdot g} + z_e + \frac{c_e^2}{2g}\right) = H(\text{m})$$

Dengan mengambil $g = \text{m/det}^2$, hal di atas dapat secara mudah dibuktikan.
Tergantung dari media yang dialirkan, maka H (m) dapat dinyatakan dalam "m kolom air", atau "m kolom udara", atau secara umum adalah "m tinggi tekan".
Terdapat hubungan yang sederhana antara Y dan H yaitu:

$$Y = g \cdot H$$

Kemudian terdapat juga bentuk persamaan energi yang lain, yaitu bila dianggap selama media mengalir melalui mesin fluida, berat jenisnya tidak berubah karena pemampatannya tidak begitu tinggi, seperti halnya pada ventilator. Dengan mengalirkan persamaan di atas dengan ϱ akan diperoleh suatu persamaan yang penambahan energinya dinyatakan dalam satuan volume.

$$E_a - E_e = \left(p_a + z_a \cdot g \cdot \varrho + \frac{c_a^2 \cdot \varrho}{2}\right) - \left(p_e + z_e \cdot g \cdot \varrho + \frac{c_e^2 \cdot \varrho}{2}\right) = \Delta p \quad \text{N/m}^2$$

satuan di atas didapat dari:

$$\frac{\text{m kg}}{\text{det}^2 \cdot \text{m}^2} + \text{m} \cdot \frac{\text{m}}{\text{det}^2} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} + \frac{\text{m}^2}{\text{det}^2} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = \frac{\text{m kg}}{\text{det}^2 \cdot \text{m}^2} = \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Ini adalah kenaikan tekanan = penambahan tekanan pada media yang mengalir.

Di sini harus diperhatikan bahwa:

$1\ \text{N/m}^2 = 1$ Pa dan 1 mm kalor air = 10 Pa $= 10\ \text{N/m}^2$.

Mengingat tingkat ketelitiannya, manometer pegas (yang berupa tabung) tidak dapat digunakan untuk mengukur tekanan pada ventilator.
Oleh karena itu dalam hal ini tekanan diukur dengan menggunakan pipa u, dalam satuan mm kolom air.
Bila sifat dapat ditekan (kompressibilitas) harus diperhitungkan, maka kerja pemampatan spesifik Y dapat dihitung, menurut hukum-hukum thermodinamika.
Kerja pemampatan spesifik Y diartikan sebagai perbedaan enthalpie total antara saluran isap dengan saluran tekan dari mesin fluida tersebut.
Pemampatan secara isentropis dari 1 kg media kerja menggunakan:

$$Y = (h_{2s} - h_1) + \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}\right) \text{ dalam kJ/kg.}$$

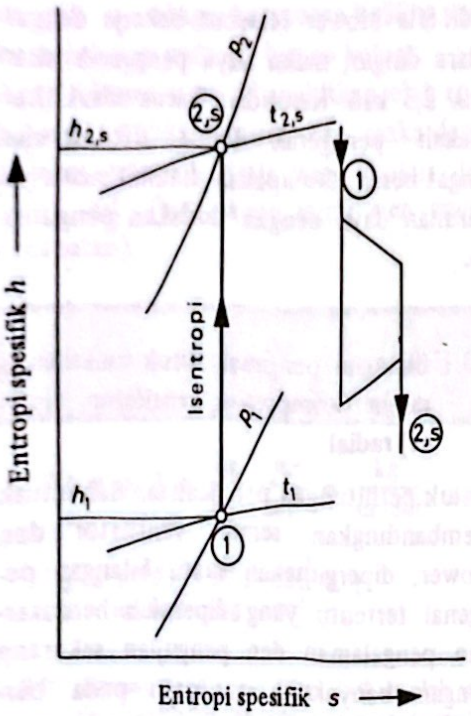
Lihat Gambar 5.2.1.

Harga untuk perbedaan enthalpie $h_{2s} - h_1$ diambil dari diagram h,s untuk gas yang bersangkutan atau dapat dihitung dengan rumus:

$$h_{2s} - h_1 = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1\right]$$

Mengenai hal di atas, pada bab 5.5 yaitu pada bagian mengenai kompresor, diberikan lagi pembantu perhitungan yang disajikan dalam bentuk diagram.
Pemampatan akan berjalan secara isentropis, jika selama proses tidak terjadi penambahan panas (karena gesekan) juga tidak ada panas yang meninggalkan sistim (karena pendinginan).
Oleh karena itu selama pemanasan temperatur bertambah tinggi.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.2.1. Kerja pemampatan spesifik dari suatu kompresor.

Kesimpulan

Di sini persamaan-persamaan yang diberikan baik untuk kerja spesifik Y, tinggi tekan H maupun penambahan tekanan ΔP yang digunakan pada bermacam-macam konstruksi seperti ventilator, blower dan kompresor, semuanya mempunyai isi yang sama, yaitu semua menyatakan tentang penambahan energi, hanya saja pada masing-masing pemakaiannya mempunyai satuan yang berbeda-beda.

Susunan yang diberikan di sini, bila untuk membahas masing-masing konstruksi tersebut di atas hanya dapat memenuhi keadaan-keadaan yang khusus saja.

5.3 VENTILASI DAN BLOWER-RADIAL

Pada kondisi tekanan yang rendah, seperti yang dapat dihasilkan oleh ventilator maupun blower, perubahan volume udara dapat diabaikan. Dalam hal ini untuk perhitungan-perhitungan dipergunakan persamaan Euler. Jadi sama seperti pada pompa sentrifugal.

Di sini juga persamaan Euler berarti :

$$H = (u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u})/g$$
$$Y = (u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u})$$

Catatan :

$\Delta p = \varrho . y$, dari sini didapat
$\Delta p_{udara} = \varrho_{udara}\ Y$ atau
$\Delta p_{gas} = \varrho_{gas} . Y$

Untuk suatu roda jalan yang sama dengan kecepatan keliling yang sama, suatu saat bekerja dengan udara dan kemudian dengan gas yang mempunyai kerapatan ϱ (selama daya penggerak yang dibutuhkan masih mengijinkan), suatu tekanan yang dapat dicapai sesuai dengan keadaan kerapatannya, Gambar 5.3.1.

Karena adanya kehilangan-kehilangan, maka daya yang diberikan (daya penggerak) lebih besar dari daya yang dibutuhkan. Dengan demikian poros harus digerakkan dengan daya .

$$P_W = \dot{V} \cdot \varrho \cdot Y/\eta = \dot{V} \cdot \Delta p/\eta$$
$$= \dot{V} \cdot \Delta p/1000 \cdot \eta \text{ dalam kW}$$

Contoh 2

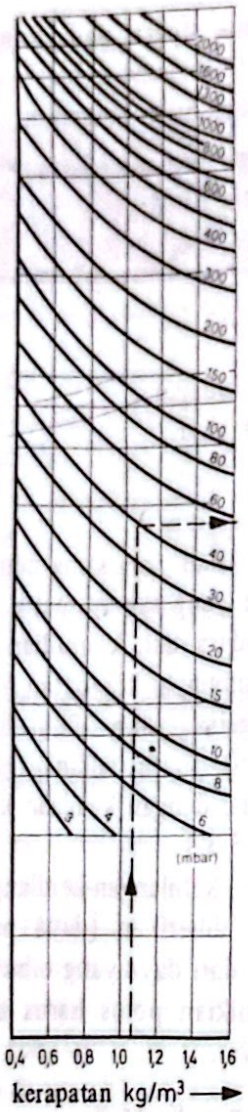
Blower gas panas yang harus bekerja dengan udara dingin, sebagai contoh adalah pengukuran tempat pengujian. .

Pada saat bekerja bisa juga terjadi penyimpangan seperti di atas, misalnya pada saat start dari suatu dapur. Di sini tekanan yang dihasilkan maupun daya penggerak akan berubah dengan sendirinya.

Suatu penghembus udara panas yang dipasang untuk temperatur kerja 450°C, harus bekerja dengan udara yang bersuhu 17°C.

Bagaimanakah perubahan tekanan dan daya?

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.3.1. Kerja pemampatan Y dalam KJ/Kg, yang tergantung dari kerapatan (Kg/m³) gas yang dimampatkan, KKK.

Penyelesaian

Bila kondisi dari instalasi tidak berubah, dan kapasitas V tetap konstan dan oleh karena itu segitiga kecepatan (c_{2m}, u_2, c_{2u}) Blower tersebut sama.

Tekanan berubah menurut rumus $\Delta p = \varrho \cdot Y$. Dengan $\varrho = p/R_i \cdot T$, masuk tekanan p dan konstante gas R, yang sama, maka perapatan tersebut mempunyai perbandingan.

$$\frac{\varrho_{dingin}}{\varrho_{panas}} = \frac{P_{dingin}}{R_i \cdot T_{panas}} \cdot \frac{R_i \cdot T_{panas}}{p_{panas}} = \frac{T_{panas}}{T_{dingin}}$$

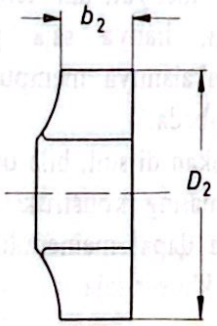
$$= \frac{273 + 450}{273 + 17} = 2{,}50$$

Jadi bila blower tersebut bekerja dengan udara dingin, maka daya penggerak akan naik 2,5 kali. Kemudian harus dibuktikan apakah penggerak harus dikonstruksi sangat besar atau apakah diambil suatu penurunan daya dengan tindakan pengaturan.

5.3.1 Bilangan pengenal untuk merancang mesin (kompresor, ventilator, blower) radial

Untuk perhitungan perencanaan dan untuk membandingkan semua ventilator dan blower, dipergunakan suatu bilangan pengenal tertentu yang diperoleh berdasarkan pengalaman dan pengujian sekarang dengan banyaknya tuntutan pada berbagai macam persyaratan konstruksi, orang tidak lagi harus mengkonstruksi setiap mesin baru lewat persamaan Euler.

Ukuran-ukuran utama dari suatu ventilator atau blower dapat dengan mudah ditentukan dengan memakai bilangan pengenal tanpa dimensi/satuan dengan nilai bilangan yang sudah tertentu, yang disajikan dalam bentuk diagram, yang tidak tergantung kepada tekanan, volume aliran dan putaran masing-masing mesin.



Gambar 5.3.2. Notasi pada roda jalan dari satuan blower radial.

Bilangan tekanan ψ

Untuk roda jalan blower seperti pada Gambar 5.3.2, d_2 adalah suatu ukuran khas,

Dipindai dengan CamScanner

dengan u_2 sebagai kecepatan keliling yang bersangkutan pada sisi bagian keluar.
Agar tekanan yang dibangkitkan oleh roda jalan dapat dikarakteristikkan, maka dapat dipakai tekanan statis yang diukur dari $(\varrho/2) \cdot u_2^2$ (jadi tanpa komponen energi kecepatan).

$$\text{Angka tekanan } \psi = \frac{\Delta p}{(\varrho/2) \cdot u_2^2} \text{ atau } = \frac{2 \cdot Y}{u_2^2}$$

$$\Delta p = \varrho \cdot Y = \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{det}^2} = \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{det}^2}$$

$$\psi = \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{det}^2} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \cdot \frac{\text{det}^2}{\text{m}^2} = 1$$

Δp = tekanan total yang dibangkitkan oleh mesin (ventilator, blower, kompresor) sentrifugal.

Bilangan kapasitas ψ

Selanjutnya ukuran yang mempunyai besaran tertentu adalah kapasitas (volume aliran) $\dot{V}$. Bila suatu fluida mengalir melewati penampang keliling roda jalan seluas $\pi/4 d_2^2$ dengan kecepatan u_2 (di sini penyempitan dan diameter hub tidak diperhitungkan), maka aliran yang dihasilkan sesuai dengan persamaan kontinuitas adalah :

$$\dot{V} = (d_2^2 \cdot \pi/4) \cdot u_2$$

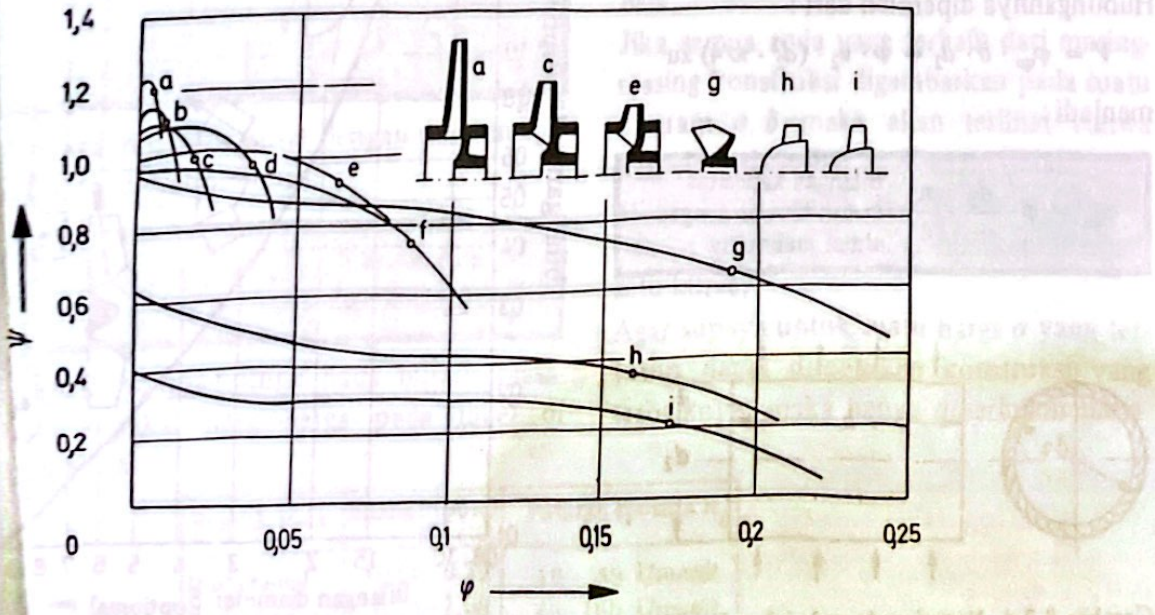
dari sini diperoleh bilangan kapasitas, yaitu :

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{u_2 \cdot (d_2^2 \cdot \pi/4)} \quad \text{angka kapasitas}$$

Bilangan di atas adalah suatu kelipatan dari kapasitas yang sesungguhnya yang dihasilkan mesin, dan ini dipergunakan sebagai dasar pembanding.
Bila $\dot{V}$ dinyatakan dalam lebar rotor b_2 dan c_{2m} yaitu komponen meridian dari c_2 (lihat segitiga kecepatan keluar), maka akan diperoleh :

$$\varphi = \frac{c_{2\,m} \cdot d_2 \cdot \pi \cdot b_2}{u_2 \cdot (d_2^2 \cdot \pi/4)} = 4 \cdot \frac{c_{2\,m}}{u_2} \cdot \frac{b_2}{d_2} = \frac{4 \cdot \dot{V}}{(d_2^2 \cdot \pi/4) \cdot d_2 \cdot \pi \cdot n}$$

Kemudian kalau dijabarkan, akan diperoleh pula :



Gambar 5.3.3. Diagram karakteristik dari bermacam-macam jenis roda jalan (informasi) (5.3).

Dipindai dengan CamScanner

Bilangan kapasitas

$$\varphi = \frac{4 \cdot \dot{V}}{d_2^3 \cdot \pi \cdot n} \quad \text{(bilangan debit)}$$

Agar diperoleh bilangan pengenal tanpa dimensi, maka putaran n harus dinyatakan dalam 1/det. (jadi tidak 1/menit).

Gambar 5.3.3 adalah suatu penggambaran hubungan $\psi = f(\varphi)$. Terdapat suatu penyempurnaan penggambaran dari bentuk-bentuk roda jalan yang tergantung dari putaran spesifik n_q.

Catatan: (Blower dengan aliran melintang).

Untuk blower dengan aliran melintang, penunjukannya referensinya sesuai dengan luasan lingkaran dari diameter luar tidak dari kondisi aliran.

Di sini volume yang dihasilkan hampir bisa diperbesar secara konstan dengan cara memperlebar roda jalan, Gambar 5.3.4. Berdasar kepada rumus Eck (B. Eck, Ventilatoren, 5 anf, Springer-Verlag, 1972). Bilangan kapasitas hendaknya didasarkan pada proyeksi sudu $d_2.b$.

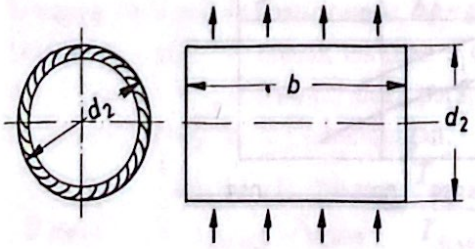
Hubungannya diperoleh dari :

$$\dot{V} = \varphi_{qu} \cdot b \cdot d_2 = \varphi \cdot u_2 \cdot (d_2^2 \cdot \pi/4) \text{ zu}$$

menjadi :

$$\varphi_{qu} = \varphi \cdot \frac{d_2}{b} \cdot \frac{\pi}{4}$$

Bilangan kapasitas untuk blower dengan aliran melintang



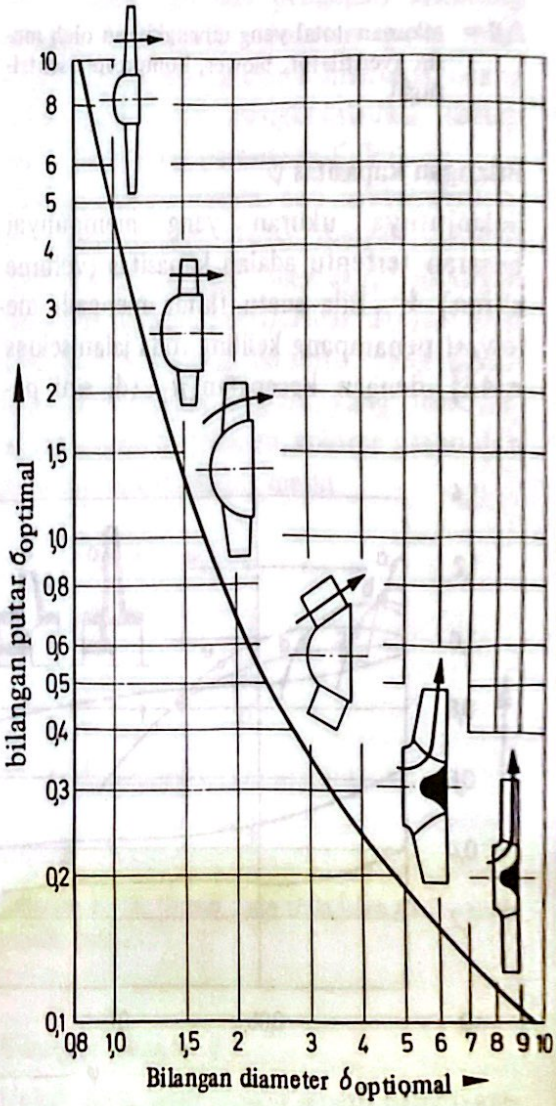
Gambar 5.3.4. Notasi pada roda jalan dari blower dengan aliran melintang.

Tambahan

Bila bilangan kapasitas φ dinyatakan dalam luas lubang masuk sebagai ganti u_2, akan diperoleh suatu kumpulan kurva yang menggambarkan hubungan $\psi = f(\varphi)$ yang lain, yang susunannya lebih jelas. Lihat buku "Ventilatoren" karangan Eck, halaman 11, gambar 6 sebelah kanan.

Bilangan putaran σ, bilangan diameter δ, diagram cordier

Agar di dalam merencanakan roda jalan ventilator dan blower satu tingkat dapat digunakan diagram yang baik, maka diperlukan 2 buah bilangan pengenal lagi.



Gambar 5.3.5. Diagram Cordier

Bilangan pengenal φ dan ψ sendiri belum cukup untuk dapat menggambarkan karakteristik di dalam praktek.
Untuk suatu kapasitas $\dot{V}$ dan penambahan tekanan ΔP yang diberikan, akan didapat berbagai macam bentuk roda jalan yang satu sama lainnya sangat berbeda, dan ukurannya pun juga sangat berbeda.
Harga dari suatu blower tergantung dari besarnya blower tersebut, kemudian tergantung pula dari besarnya instalasi tempat dipasangnya blower tersebut. Lain daripada itu, seringkali untuk suatu pemakaian tertentu dibutuhkan putaran yang sudah tertentu juga. Pada kompresor, putaran spesifik n_q digantikan dengan bilangan putar σ(5.1). Kemudian ada lagi bilangan pengenal yaitu yang disebut bilangan diameter δ (5.2). Kedua bilangan pengenal ini kemudian membentuk diagram cordier, Gambar 5.3.5.

Bilangan putar σ

Dengan menggabungkan persamaan untuk ψ dan φ diperoleh :

$$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} \quad \text{atau}$$

$$\sigma = n \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}}}{(2 \cdot Y)^{3/4}} \cdot 2 \cdot \sqrt{\pi}$$

Antara bilangan putar dengan putaran spesifik terdapat hubungan :

$$\sigma = n_q/157{,}8$$

Bilangan putar σ
n_q dalam 1/menit

Untuk pompa-pompa pada blower biasanya dipakai harga-harga pada tabel di bawah ini :

Bentuk roda	Bilangan putar σ	Putaran spesifik n_q
Roda radial	0,06–0,32	10– 50 1/menit
Roda diagonal	0,25–1,00	40–160 1/menit
Roda aksial	0,80–2,50	125–400 1/menit

Bila putaran n dari persamaan φ dan ψ dikeluarkan dan kemudian persamaan tersebut dinyatakan dalam bilangan diameter, maka akan diperoleh lagi suatu bilangan pengenal yaitu :

$$\delta = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} = D_2 \cdot \sqrt[4]{\frac{2 \cdot Y}{\dot{V}^2} \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2}}$$

bilangan diameter

D_2 = diameter luar roda jalan dalam m
Y = kerja pemampatan spesifik dalam m^2/det^2
$\dot{V}$ = kapasitas alam m^3/det.

Sebagai contoh, bila $\sqrt{\psi}$ lebih kecil φ seperti halnya pada sebuah roda jalan aksial putaran cepat yang normal, di mana φ = 0,2 dan ψ = 0,04, maka angka diameter bisa bernilai di bawah 1.

Diagram cordier

Cordier telah membuktikan, bahwa bila karakteristik mesin-mesin fluida dinyatakan ke dalam suatu σ, δ, diagram, maka akan diperoleh kriteria pemilihan yang sangat baik.
Jika semua roda yang terbaik dari masing-masing konstruksi digambarkan pada suatu diagram σ, δ maka akan terlihat bahwa semua roda-roda tersebut terletak pada kurve yang sempit. Kurva-kurva tersebut pada Gambar 5.3.5 digambarkan menjadi satu kurve.
Agar supaya untuk suatu harga σ yang tertutup dapat ditentukan konstruksi yang terbaiknya, maka hanya diperlukan mem-

CS Dipindai dengan CamScanner

baca harga δ yang bersangkutan pada diagram cordier. Kemudian dipilih konstruksi yang sesuai dengan titik ini (yang disebut di atas), dengan demikian akan diperoleh konstruksi dengan efisiensi yang optimal, bila semua pertimbangan-pertimbangan untuk perencanaan benar, maka pada umumnya konstruksi yang dipilih telah memenuhi persamaan (sudut-sudut sudu) Euler.

Cordier diagram digunakan terutama untuk memenuhi dua jenis kegunaan sebagai berikut :

1. Dalam perencanaan bila $\dot{V}$, Y dan putaran kerja n diketahui atau ditentukan, dapat dipilih diameter roda D_2 yang terbaik. Jika D_2 yang ditentukan, maka untuk $\dot{V}$ dan Y yang tertentu dapat ditentukan putaran yang optimal.
2. Untuk mengontrol apakah randemennya sudah maksimum, bila $\dot{V}$, Y, $D2$ dan n diketahui.
   Kemudian setelah harga σ dan δ dihitung dan dimasukkan pada diagram cordier dapat dipastikan apakah mesin (ventilator blower) telah dipilih atau dipasang optimal.

5.3.2 Perhitungan kasar untuk suatu ventilator radial

Contoh 3

Untuk suatu ventilator radial harus ditentukan ukuran-ukuran utama roda jalannya.

Harga-harga yang diberikan :

- Kapasitas $\dot{V}_s = 4{,}16\ m^3/det.$
- atau $\dot{V}_h = 15\,000\ m^3/jam.$
- Udara pada kondisi isap.
- Kondisi isap :
  $p_s = 1{,}03\ bar = 10\,3000\ N/m^2.$
  $t_s = 20°C.$
- Kenaikan tekanan total.
  $\Delta p = 180\ mm\ kolom\ air.$
  $= 1800\ N/m2.$
- Putaran $n = 1450/menit.$

Agar supaya ukuran sudu-sudu dapat ditentukan dengan pertolongan segitiga kecepatan dan persamaan Euler, maka selanjutnya ditentukan pula :

- Randemen volumetrik $\lambda = 0{,}95.$
- $\eta_{hidr} = 0{,}80.$
- $\eta_{mak.} = 0{,}98.$

Penyelesaian

Untuk suatu kenaikan tekanan menjadi 180 mm kolom air (= 0,18 bar dan 10 000 mm kolom air 0 = 1 bar), tinggi tekan dapat dihitung dengan memakai harga kerapatan rata-rata.

Karena tekanan rata-rata adalah :

$$p_m = p_s + \frac{\Delta p}{2}$$

$$= 103\,000\ \frac{N}{m^2} + \frac{1800}{2} \cdot \frac{N}{m^2}$$

$$= 103\,900\ N/m^2$$

dan dengan demikian kerapatan rata-rata menjadi :

$$\varrho_m = \frac{p_m}{R_i \cdot T_s} = \frac{103\,900\ N/m^2}{287\ Nm/kg \cdot K \cdot 293\ K}$$

$$= 1{,}215\ \frac{kg}{m^3}$$

Tinggi tekan $H = \dfrac{\Delta p_{total}}{\varrho \cdot g} + \Delta z + \dfrac{\Delta c^2}{2}$

di mana $\Delta z = 0$ (perbedaan tinggi tempat isap dan tekan)

$\Delta c^2/2 = 0$ untuk kecepatan sebelum saluran isap dan sesudah saluran tekan sama besarnya.

$$H = \frac{\Delta p_{total}}{\varrho \cdot g} = \frac{1800\ N/m^2}{1{,}215\ (kg/m^3) \cdot 9{,}81 (m/det^2)}$$

$$= 151\ m$$

Dipindai dengan CamScanner

Selanjutnya untuk penilaian yang berdasarkan pada putaran spesifik n_q, dapat ditentukan bilangan putar cepat yaitu :

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{V}}{H^{3/4}}$$

$$= 1450 \text{ 1/menit} \cdot \frac{\sqrt{4{,}16 \text{ m}^3/\text{det}}}{151^{0{,}75}}$$

$$n_q = 69{,}7 \text{ 1/menit}$$

Dengan demikian diperoleh bilangan putar cepat :

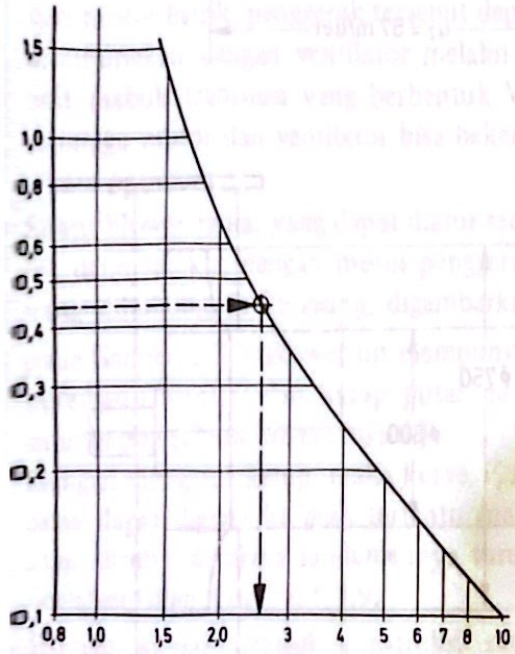
$$\sigma = n_q/157{,}8 = 69/157{,}8$$

$$\sigma = 0{,}44.$$

Dari Gambar 5.3.5 (diagram cordier) dapat dilihat bahwa bentuk roda jalan yang sesuai adalah roda jalan radial.

Ukuran D_2

Agar supaya ventilator dapat memberikan suatu randemen yang tinggi, maka perencanaan harus terletak atau sesuai dengan diagram cordier.



Gambar 5.3.6. Penentuan bilangan putar δ dari diagram cordier, dari hasil ini kemudian D_2 dapat dihitung.

Suatu garis horisontal ditarik melalui $\sigma = 0{,}44$, Gambar 5.3.6, memotong bilangan diameter diagram cordier di $\delta = 2{,}4$.
Dengan menggunakan persamaan di atas (bilangan diameter) akan diperoleh :

$$D_2 = \frac{\delta}{\sqrt[4]{\frac{2 \cdot Y}{V^2}} \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2}} = \frac{2{,}4}{\sqrt[4]{\frac{2 \cdot 1485}{4{,}16^2}} \cdot 0{,}9}$$

$$= \frac{2{,}4}{3{,}62 \cdot 0{,}9} \text{ m}$$

Di mana $Y = g \cdot H = 9{,}81 \cdot 151$

$= 1485 \text{ m}^2/\text{detik}^2$

$= \text{J/kg}$

$D_2 = 0{,}735$ m dan dengan demikian

$u_2 = D_2 \cdot \pi \cdot n/60 = 57$ m/detik

Sisi masuk, segitiga kecepatan masuk

Diameter saluran isap dapat ditentukan dari diameter sisi masuk D_1.
Namun hendaknya dipilih kecepatan masuk tidak terlalu rendah maupun tidak terlalu tinggi, agar supaya ukuran daripada saluran isap masih tetap dalam batas-batas yang diijinkan.
Diambil $C_5 = 20$ m/det, dengan persamaan kontinuitas dapat ditentukan

$$A_s = \dot{V}_s/c_s = 4{,}16 \text{ m}^3/\text{det} : 20 \text{ m/det}$$

$$= 0{,}208 \text{ m}^2$$

$$D_s = 0{,}515 \text{ m}.$$

Diambil diameter lubang masuk $D_5 = D_1 = 500$ mm.
Dengan demikian :

$$u_1 = D_1 \cdot \pi \cdot n/60$$

$$= 0{,}5 \text{ m} \cdot \pi \cdot 1450 \text{ menit}^{-1} : 60 \text{ detik/menit}$$

Selanjutnya $c_1 = c_3 = 20$ m/det, $\alpha_1 = 90°$ untuk pemasukan tegak lurus, jadi $u_1 \cdot c_{1u} = 0$. Dari penggambaran (Gambar 5.3.7),

Dipindai dengan CamScanner

kemudian diperoleh $w_1 = 44$ m/det dan $\beta_1 = 29°$ sebagai nilai rancangan untuk perencanaan ini.
Lebar sisi masuk:

$b_1 = \dot{V}_s / D_1 \cdot \pi \cdot c_{1m}$, di mana $c_{1m} = c_1$.

$b_1 = 4{,}16\ m^3/det : 0{,}5\ m \cdot \pi \cdot 20\ m/det \approx 0{,}13 m$
$= 130$ mm

Sisi tekan (keluar), segitiga kecepatan keluar

Di sini persamaan Euler harus dipenuhi, dengan :

$H = \eta_h \cdot u_2 \cdot c_{2u}/g$ dalam u, dengan
$H = 151$ m, $\eta_h = 0{,}8$,

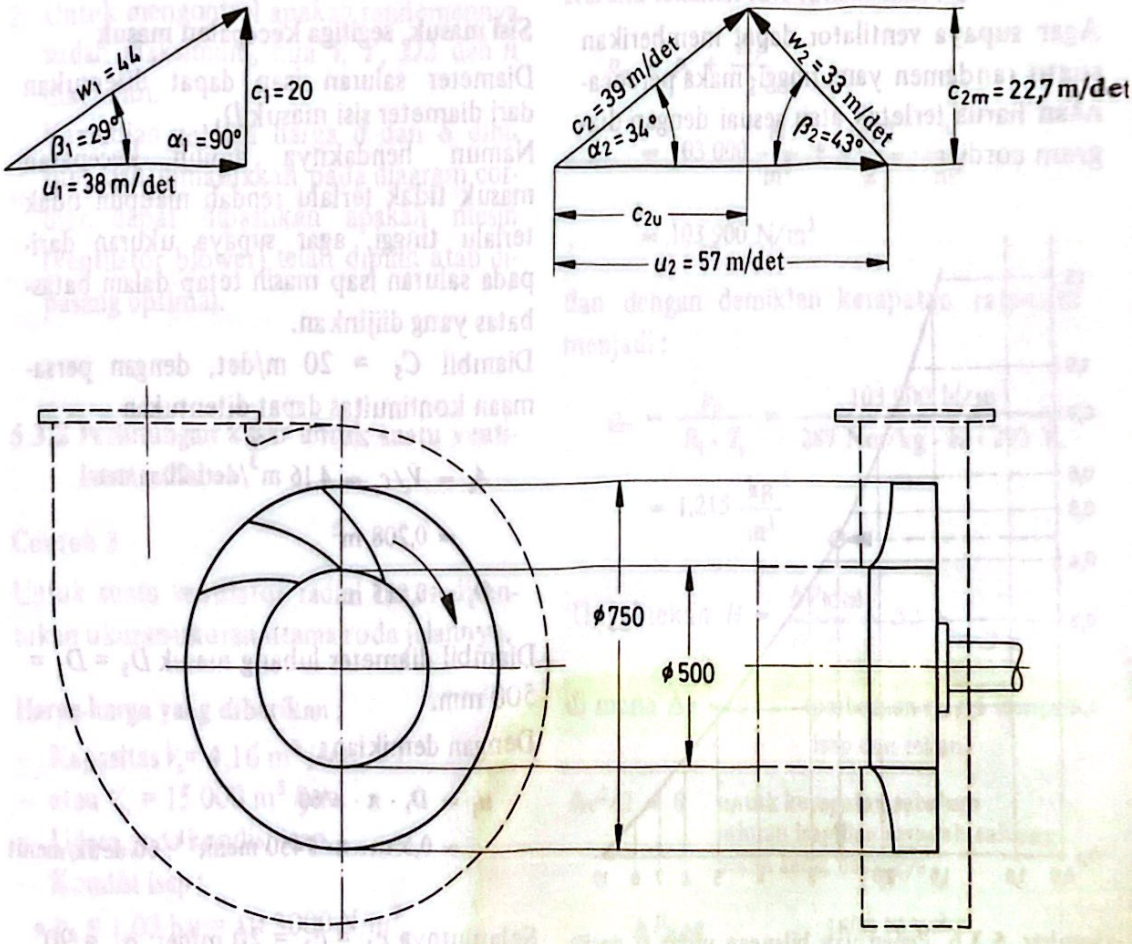
di sini pengaruh gesekan dan pembelokan karena jumlah sudu yang terbatas telah berperan.
Dalam hal ini langkah-langkah perhitungan sesuai dengan pompa sentrifugal.

c_{2u} (diharapkan)

$$= \frac{H \cdot g}{\eta_h \cdot u_2}$$

$$= \frac{151\ m \cdot 9{,}81\ m/detik}{0{,}8 \cdot 57\ m/detik} = 32{,}5\ m/detik^2$$

Agar segitiga kecepatan keluar dapat digambarkan, haruslah sudut keluar β_2 atau lebar sudu dan c_{2m} ditetapkan terlebih dahulu.



Gambar 5.3.7. Segitiga kecepatan masuk dan keluar. Sketsa ukuran-ukuran utama dari ventilator radial seperti pada contoh perhitungan.

Dipindai dengan CamScanner

Dalam hal ini diambil $b_2 = 0{,}9\, b_1$, dan dari sini didapat :

$$c_{2m} = \frac{\dot{V}_s}{b_2 \cdot \pi \cdot D_2}$$

$$= \frac{4{,}16\ \text{m}^3/\text{det}}{0{,}9 \cdot 0{,}13\ \text{m} \cdot \pi \cdot 0{,}5\ \text{m}} = 22{,}7\ \text{m/det.}$$

Dengan harga ini, dari segitiga kecepatan keluar dapat dihitung $\beta_2 = 43°$, Gambar 5.3.7.

Sketsa bagian bawah dari Gambar 5.3.7 memperlihatkan keliling dari ventilator radial. Selanjutnya udara disalurkan lewat rumah yang berbentuk spiral yang pada umumnya mempunyai penampang segi empat.

5.3.3 Blower dan ventilator radial yang dipergunakan secara luas

Gambar 5.3.8 memperlihatkan sebuah ventilator radial yang kecil. Dengan konstruksi seperti ini, di mana roda jalan ditumpu melayang, akan diperoleh biaya konstruksi yang murah. Penggerak didapat langsung dari motor listrik, penggerak tersebut dapat dihubungkan dengan ventilator melalui V belt (sabuk transmisi yang berbentuk V), sehingga motor dan ventilator bisa bekerja secara optimum.

Suatu blower radial yang dapat diatur sedikit demi sedikit, dengan motor penggerak yang dihubungkan langsung, digambarkan pada Gambar 5.3.9. Blower ini mempunyai peredam (throttle) dan katup putar pada saluran isap (elbow lubang masuk).

Dengan mengatur katup, maka kurve $\dot{V}, H$ akan dapat digeser ke arah tertentu (naik atau turun), di mana randemennya turun perlahan-lahan, Gambar 5.3.9.

Rumah dibuat dengan konstruksi sambungan las dan dibagi menjadi beberapa bagian, sehingga rotor dapat dilepas dengan tanpa harus melepas pipa-pipa saluran.

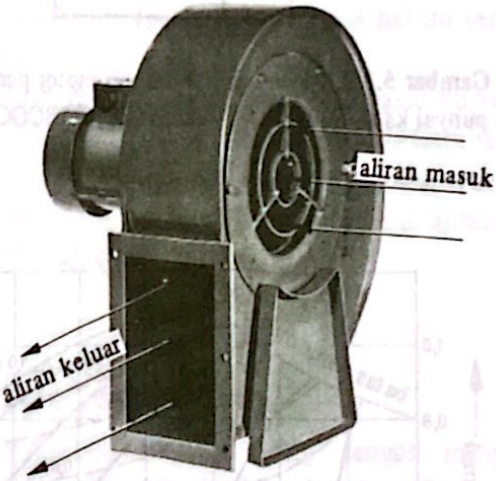
Karakteristik dari ventilator sangat mirip dengan karakteristik pompa sentrifugal radial.

Perbedaan yang nyata adalah bahwa pada sisi isap dari ventilator aliran bisa dicekik (throttling).

Pada bab 5.5.5 dan 5.5.6 akan dijelaskan lagi mengenai konstruksi-konstruksi yang lain yang berhubungan dengan masalah-masalah pengaturan dan juga mengenai masalah-masalah tentang "batas pemompaan".

Dengan rotor yang mempunyai 2 buah lubang aliran, untuk suatu kenaikan, kapasitas akan dapat dicapai dengan mudah.

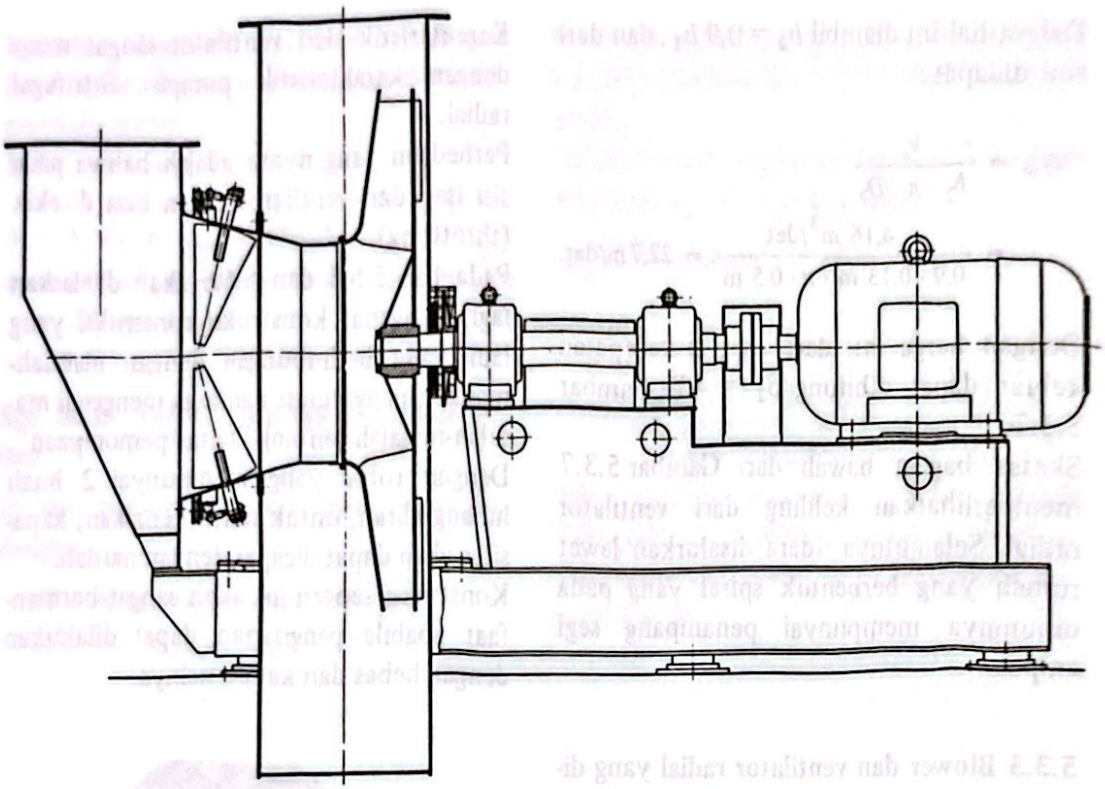
Konstruksi seperti ini akan sangat bermanfaat apabila pengisapan dapat dilakukan dengan bebas dari kedua sisinya.



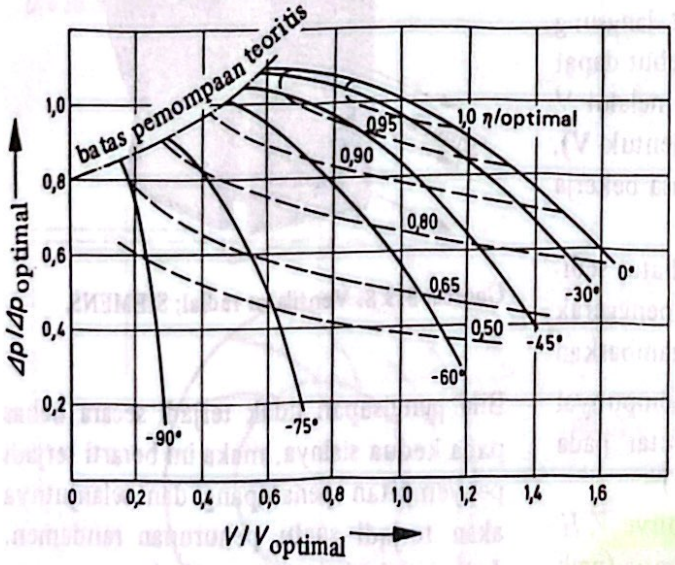
Gambar 5.3.8. Ventilator radial; SIEMENS.

Bila pengisapan tidak terjadi secara bebas pada kedua sisinya, maka ini berarti terjadi penyempitan penampang dan selanjutnya akan terjadi suatu penurunan randemen. Jadi inilah kekurangan dari rotor yang mempunyai lubang isap pada kedua sisinya. Keuntungannya adalah : tidak adanya pergesekan secara aksial, diameter rotor lebih kecil, dengan demikian momen puntirnya lebih kecil, untuk start diperlukan motor yang lebih kecil.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.3.9. Blower radial dengan motor penggerak yang dihubungkan langsung dan mempunyai katup putar pada saluran isap; BABCOCK



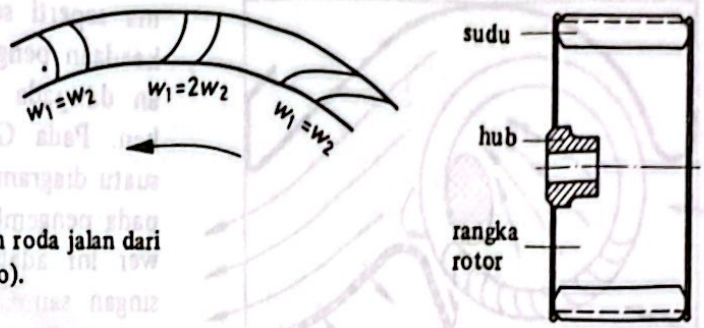
Gambar 5.3.10. Karakteristik dari sebuah ventilator radial yang memakai katup putar: KKK.

Rotor trommel (rotor Sirocco)

Dengan rotor trommel (rotor Sirocco) pada Gambar 5.3.11, memungkinkan suatu ventilator mempunyai nilai δ yang kecil.

Ventilator yang telah dibuat sejak lama ini, mempunyai perbandingan diameter yang besar, sudu-sudunya lebar dan melengkung ke arah depan .

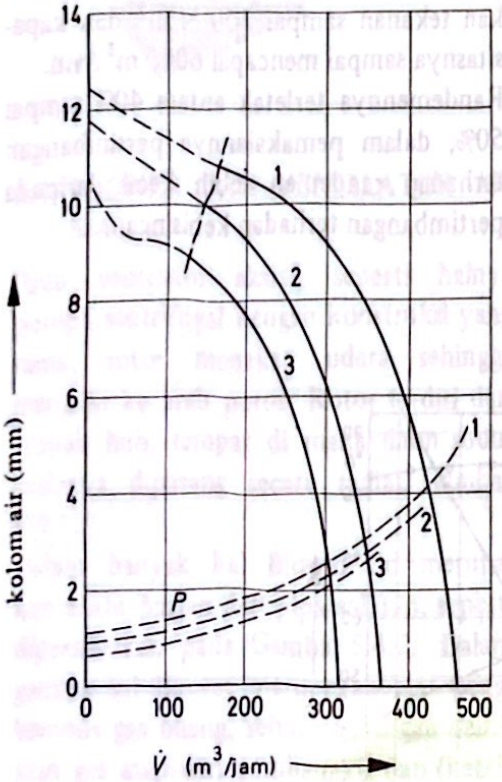
Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.3.11. Bentuk sudu dan roda jalan dari suatu rotor trommel (rotor-Sirocco).

Keuntungan yang nyata dari ventilator ini adalah .

Untuk tekanan yang sama ventilator ini mempunyai ukuran dan suara yang lebih kecil dari ventilator-ventilator jenis lainnya.



Gambar 5.3.12. Karakteristik suatu rotor Sirocco

1 : d_2 = *146 mm*, b_2 = *73 mm*
2 : d_2 = *146 mm*, b_2 = *63 mm*
3 : d_2 = *146 mm*, b_2 = *52 mm*
ψ = *1,22* dan φ = *0,435* pada $\eta_{maks.}$

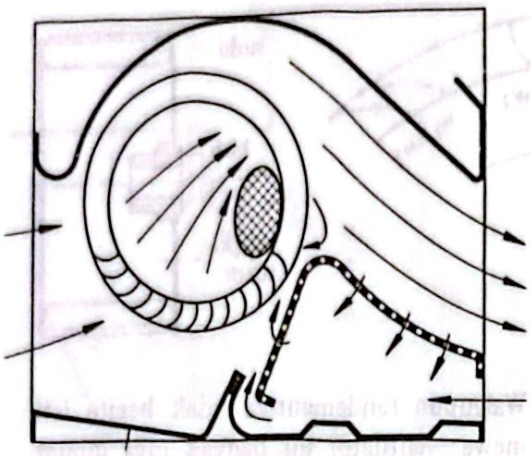
Pada bagian bawah : Daya yang dibutuhkan untuk 1,2 dan 3 (5.3).

Walaupun randemennya tidak begitu istimewa, ventilator ini banyak juga dibuat, karena dalam banyak hal suara yang tidak keras lebih penting daripada randemen. Bentuk dan perhitungan dari ventilator ini mempunyai perbedaan yang nyata dengan ventilator lainnya.
Di sini tentang masalah ini tidak akan dibicarakan lebih terperinci. Pembicaraan yang lebih terperinci mengenai hal ini terdapat pada (5.3).
Diagram 5.3.12 juga berlaku sebagai kurve karakteristik dari rotor seperti pada Gambar 5.3.11. Ventilator ini mempunyai randemen yang rendah yaitu terletak di antara 20% s/d 40%.

Blower aliran melintang

Konstruksi Blower yang sangat mirip dengan "Turbin air aliran langsung Ossberger" seperti yang sudah dibicarakan pada bab 1.6.1 ini adalah suatu blower aliran melintang, Gambar 5.3.13. Blower ini mempunyai rotor yang dilewati aliran 2 kali.
Patent pertama untuk konstruksi Blower ini telah didaftarkan pada tahun 1892. Di Amerika pun konstruksi semacam ini telah sangat lama dipergunakan. Perkembangannya kemudian berhenti karena telah ditemukannya Blower jenis lain yang mempunyai randemen yang lebih tinggi.
Tetapi sejak 20 tahun yang lalu telah diadakan suatu pengembangan yang lebih maju terhadap Blower tersebut, dalam hal

Dipindai dengan CamScanner



ini terutama B.Eck sangat banyak memegang peranan.

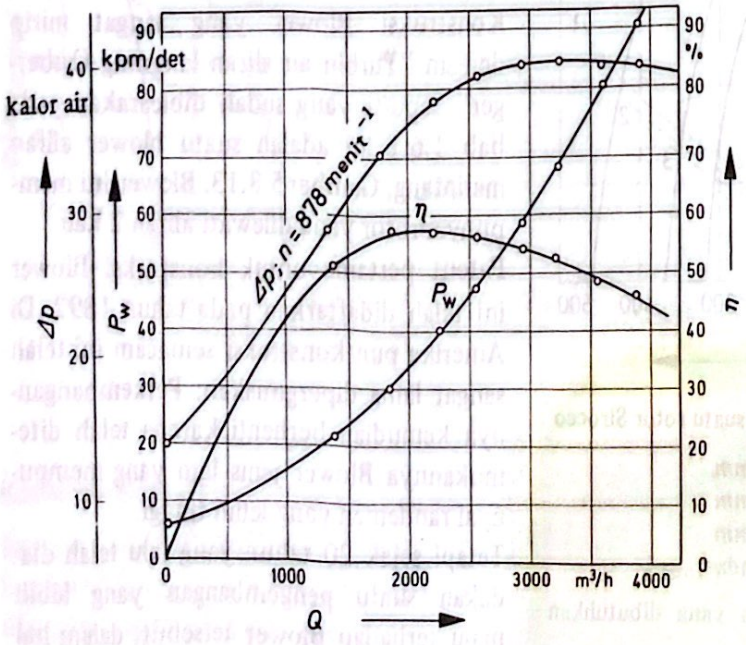
Yang nyata dapat memberi effek yang baik pada waktu operasi adalah adanya peralatan pengarah aliran yang terdapat di dalam rotor, seperti pada gambar di sebelah kiri, di samping itu juga dengan adanya aliran udara tekan ke sisi isap yang berlaku sebagai pembuat medan olakan, dan ini juga diperlihatkan pada gambar.

Pengembangan dari konstruksi ini telah ditulis pada (5.3). Di sini problema-proble ma seperti segitiga kecepatan, pemilihan keadaan pengisapan, derajat reaksi, gerakan daripada olakan, tidak akan dibicarakan. Pada Gambar 5.3.14 diberikan lagi suatu diagram hasil pengujian. Tujuan daripada pengembangan lebih lanjut dari Blower ini adalah untuk mengurangi kebisingan sampai ke tingkat yang diijinkan oleh lingkungan di tempat Blower seperti ini dipasang. Blower seperti ini banyak digunakan yaitu antara lain sebagai pintu-pintu udara, peralatan rumah tangga, pengudara (peniup udara) panas dan pengudara-pengudara kecil lainnya.

Dewasa ini hampir 5 juta Blower arus melintang dipakai per tahunnya (5.3).

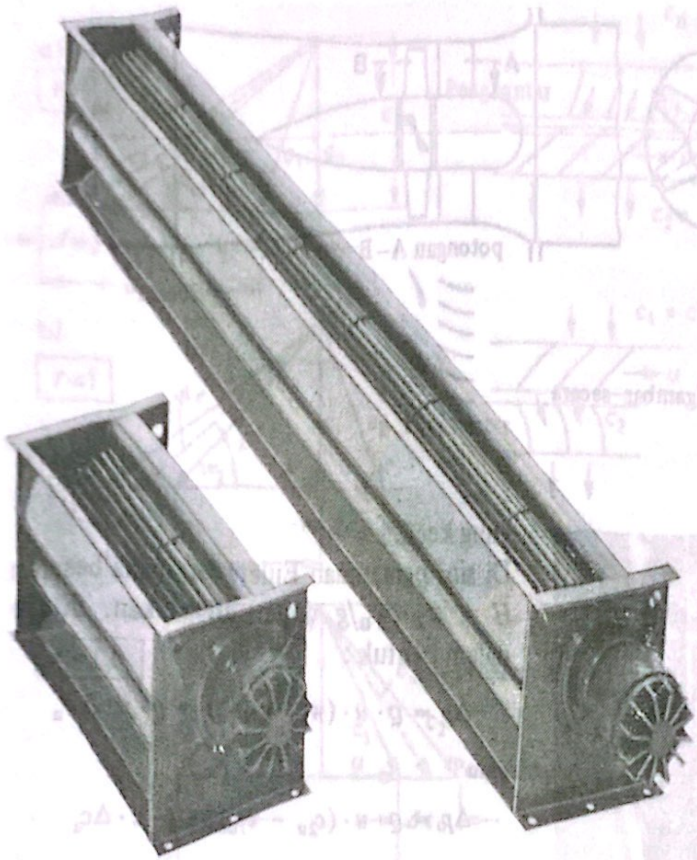
Pada Gambar 5.3.15 diperlihatkan suatu bentuk Blower dengan lebar yang berbeda-beda. Blower seperti ini dapat menghasilkan tekanan sampai 200 N/m^2 dan kapasitasnya sampai mencapai 6000 m^3/jam.

Randemennya terletak antara 40% sampai 50%, dalam pemakaiannya pertimbangan terhadap randemen lebih kecil daripada pertimbangan terhadap kebisingan.



Gambar 5.3.14. Hasil pengapian Blower aliran melintang φ yang dicapai antara 1 s/d 2 (5.3).

CS Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.3.15. Blower aliran melintang, dengan kapasitas yang berbeda, tichl-Abech.

5.4 BLOWER DAN VENTILATOR AKSIAL.

Pada ventilator aksial, seperti halnya pompa sentrifugal dengan konstruksi yang sama, rotor menekan udara sehingga mengalir ke arah poros. Rotor terdiri dari sebuah hub, tempat di mana daun sudu-sudunya dipasang secara radial, Gambar 5.4.1.

Dalam banyak hal Blower ini merupakan suatu bagian dari pipa saluran, seperti diperlihatkan pada Gambar 5.4.2. Dalam gambar ini Blower merupakan alat penghembus gas buang, sehingga dengan demikian gas asap dari pembangkit uap (ketel) bisa keluar dengan volume yang besar. Secara umum konstruksi Blower aksial seperti terdiri dari suatu bagian pipa (rumah) yang dikecilkan sesuai dengan bentuk nosel dan berfungsi sebagai difuser.

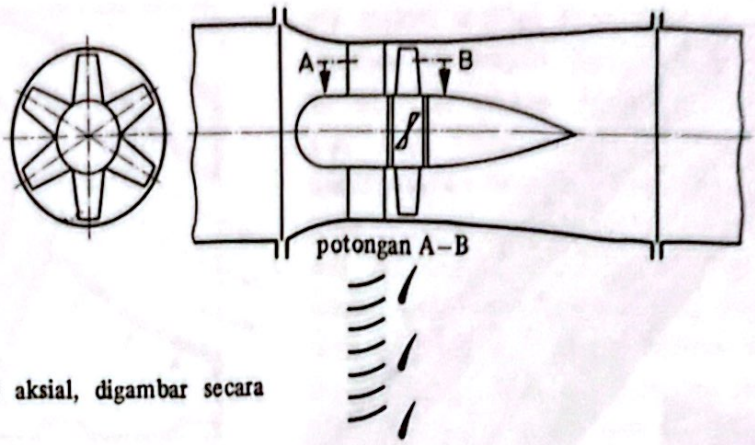
Agar supaya Blower bisa mempunyai randemen yang tinggi, maka diameter roda jalan dari Blower dibuat lebih kecil daripada diameter pipa (rumah).

Roda jalan Blower ini biasanya terdiri dari sebuah hub yang besar dengan 4 sampai 8 buah sayap sudu-sudu. Terdapat kira-kira 2 sampai 50 jenis sudu-sudu yang berbentuk kipas. Kemudian dibutuhkan pula suatu jenis sudu yang disebut sudu pengarah, yaitu sudu yang dipasang di depan atau di belakang roda jalan.

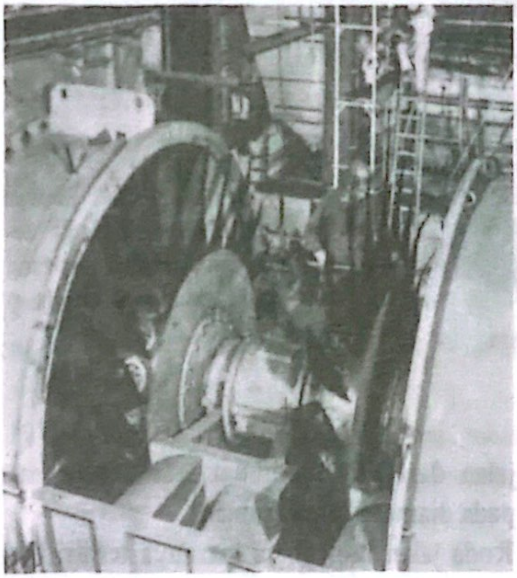
Potongan lewat sudu-sudu dan bentangannya pada Gambar 5.4.1, memperlihatkan bahwa tiap-tiap kisi dari sudu jalan dan sudu pengarah secara teoritis menggambarkan panjang yang tak terhingga (pada keliling lingkaran).

Di dekat hub jarak potongan tiap sudu lebih sempit dari potongan pada tengah-tengah sudu, sedangkan potongan pada ujung sudu mempunyai jarak yang lebih

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.4.1. Blower aksial, digambar secara skematis.



Gambar 5.4.2. Blower gas buang untuk mengalirkan gas asap pada pembangkit uap yang berdaya besar; KKK.

lebar dari potongan pada bagian tengah-tengah sudu.

Dengan demikian kecepatan keliling juga berubah-ubah, semakin jauh dari hub, kecepatan akan semakin besar.

Problema-problema yang menyangkut aliran kisi-kisi (aliran yang meliwati kisi-kisi sudu) tidak akan dibahas di sini. Aliran ini memang terus diselidiki, tetapi sampai saat ini masih terdapat banyak masalah suatu rangkuman yang baik dapat ditemui lagi pada (5.3).

Gaya yang dibangkitkan oleh momen puntir, hanya menimbulkan penyimpangan yang kecil.

Di sini persamaan Euler, dari mana besaran $H = u_2 \cdot c_{2u}/g$ dapat ditentukan, ditulis dalam bentuk :

$$\Delta p = \varrho \cdot u \cdot (w_{2u} - w_{1u}) = \varrho \cdot u \cdot \Delta w_u$$

atau

$$\Delta p = \varrho \cdot u \cdot (c_{2u} - c_{1u}) = \varrho \cdot u \cdot \Delta c_u$$

Persamaan di atas seperti telah dibicarakan pada bab mengenai Turbin Kaplan, harus diberikan dalam hubungan dengan gaya keliling yang menyebabkan putaran, yang mana ini dapat ditentukan dari komponen aksial dan tangensial dari persamaan :

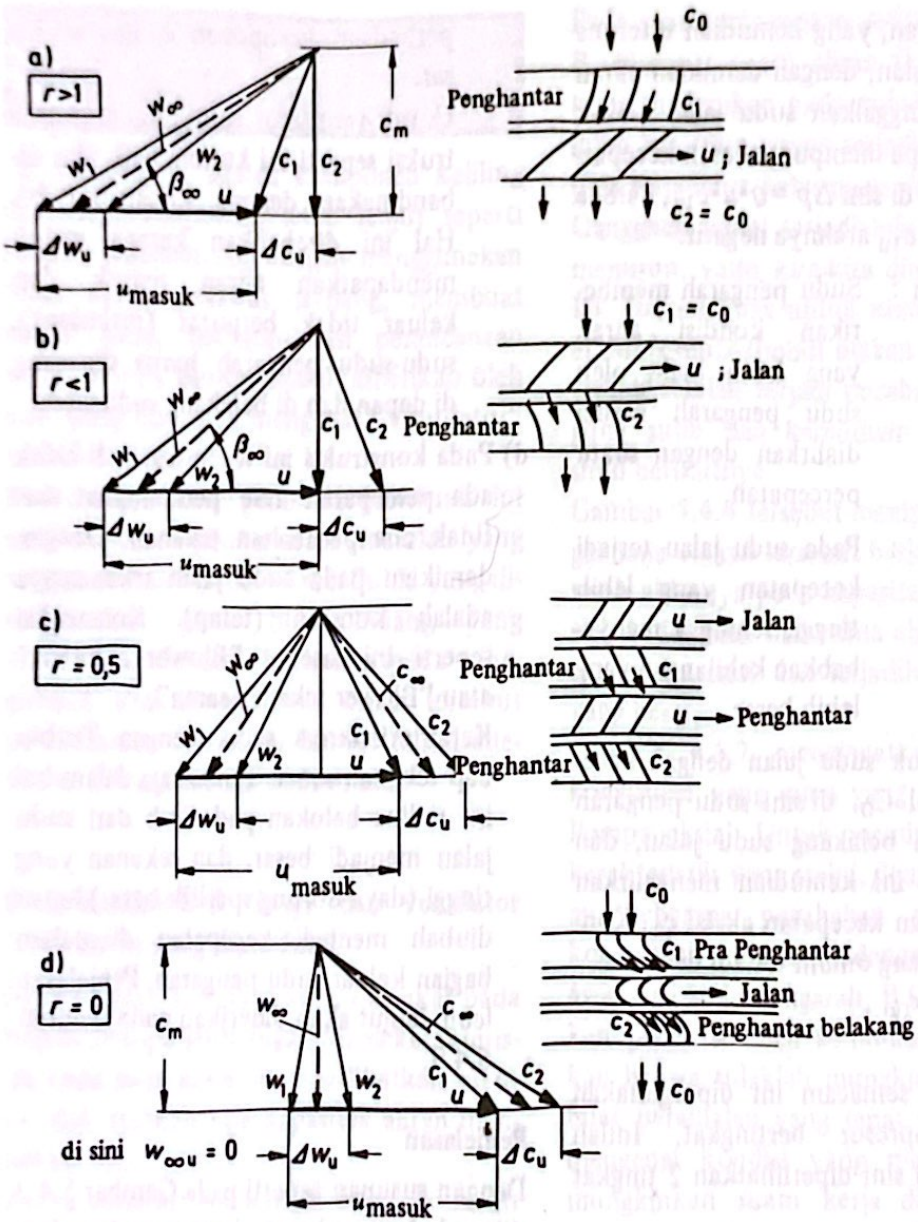
$$F_A = \sqrt{T^2 + S^2} = \varrho \cdot t \cdot b \cdot (w_{1u} - w_{2u}) \cdot w_\infty$$

5.4.1 Kerjasama antara sudu pengarah dan sudu jalan

Pada ventilator, mesin terletak di antara 2 buah pipa saluran, seperti yang diperlihatkan pada Gambar 5.4.1. Agar kerugian gesekan yang terjadi sekecil mungkin, maka aliran dalam pipa hendaknya tidak sampai berputar. Sudu-sudu hendaknya dipasang sedemikian rupa sehingga aliran pada sisi masuk maupun sisi tekan (keluar) bisa mengalir secara aksial dan tidak berputar.

Agar hal seperti di atas dapat dicapai, ada berbagai macam susunan sudu yang dapat dipasang. Dari semua jenis itu, beberapa

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.4.3. Empat macam pasangan sudu-sudu jalan dan sudu-sudu pengarah yang dipakai pada ventilator aksial.

yang penting digambarkan pada Gambar 5.4.3.

Susunan sudu-sudu dan segitiga kecepatan pada Gambar 5.4.3a sampai d dapat memberikan gambaran umum secara ringkas. Dalam hal ini kecepatan absolut C_0 pada pipa saluran terdapat di depan dan di belakang ventilator. Dan aliran ini harus sesuai dengan dasar perencanaan (persamaan kontinuitas) dan mengalir tanpa turbulensi.

Pada semua kombinasi ini dan hasil kombinasi yang dapat dipikirkan selanjutnya, untuk suatu kenaikan tekanan yang diberikan berlaku :

$$\Delta p = \varrho \cdot u \cdot \Delta c_u = \varrho \cdot u \cdot (c_{2u} - c_{1u})$$
$$= \varrho \cdot u \cdot (w_{2u} - w_{1u}) = \varrho \cdot u \cdot \Delta w_u$$

a) Sudu pengarah memberikan suatu aliran fluida kepada sudu jalan dengan suatu

putaran lawan, yang kemudian diterima oleh sudu jalan, dengan demikian aliran fluida meninggalkan sudu jalan masuk ke sistim pipa mempunyai arah kecepatan aksial c_2 di sini $\Delta p = \varrho \cdot u \cdot c_{1u}$, karena $c_{2u} = 0$ dan c_{1u} arahnya negatif.

Keuntungan : Sudu pengarah memberikan kondisi aliran yang lebih baik, oleh sudu pengarah media dialirkan dengan suatu percepatan.

Kerugian : Pada sudu jalan terjadi kecepatan yang lebih tinggi, sehingga menyebabkan kehilangan yang lebih besar.

b) Aliran masuk sudu jalan dengan kecepatan aksial C_0, di sini sudu pengarah dipasang di belakang sudu jalan, dan sudu jalan ini kemudian mengalirkan fluida dengan kecepatan aksial c_2. Kondisi inilah yang umum terjadi di sini:
$\Delta p = \varrho \cdot u \cdot c_{1u}$,

c) Konstruksi semacam ini dipergunakan pada kompresor bertingkat. Inilah sebabnya di sini diperlihatkan 2 tingkat saja.

Di sini kecepatan relatif (w) dan kecepatan absolut (c) sama besarnya dan dipasang simetris. Sudu hantar dan sudu jalan dilalui aliran fluida secara miring. Untuk suatu kompresor bertingkat,hal ini mempunyai keuntungan yaitu :

- Tinggi tekan (head) tiap tingkat menjadi lebih besar.
- Kecepatan pada sudu pengarah maupun sudu jalan dapat mencapai sedikit lebih rendah dari kecepatan suara.
- Gaya kehilangan (kerugian/volume) tiap tingkat lebih kecil daripada jika perbedaan komponen c dan w besar.

Untuk ventilator satu tingkat, konstruksi seperti ini kurang baik jika dibandingkan dengan konstruksi b). Hal ini disebabkan karena untuk mendapatkan aliran masuk dan keluar tidak berputar (turbulent), sudu-sudu pengarah harus dipasang di depan dan di belakang sudu jalan.

d) Pada konstruksi ini $w_1 = w_2$, jadi tidak ada percepatan atau perlambatan dan tidak ada perubahan tekanan. Dengan demikian pada sudu jalan tekanannya adalah konstan (tetap). Konstruksi seperti ini disebut "Blower segment" atau "Blower tekanan sama".
Karakteristiknya sama dengan Turbin uap tekanan sama. Tentu saja dalam hal ini radius belokan pada hub dari sudu jalan menjadi besar, dan tekanan yang tinggi (daya dorong spesifik besar) harus diubah menjadi kecepatan di dalam bagian keluar sudu pengarah. Penjelasan lebih lanjut akan diberikan pada Gambar 5.4.9.

Penjelasan

Dengan susunan seperti pada Gambar 5.4.3 dikenal juga sebagai derajat reaksi daripada sudu-sudu. Dengan tanpa maksud membicarakan istilah tersebut lebih dalam, di sini akan diberikan pengertian dari "derajat reaksi" tersebut.

$$r = \frac{h_{\text{sudu jalan}}}{h_{\text{tingkat}}} \quad \text{di sini} = \frac{\Delta p_{\text{stat}}}{\Delta p} = \text{Derajat reaksi}$$

$\Delta p_{\text{stat}} = \varrho \cdot (w_1^2 - w_2^2)/2$, dan w adalah kecepatan relatif yang terjadi pada sudu jalan. Bila w diganti dengan u, Δc_u, c_m, maka untuk semua susunan akan diperoleh persamaan :

Dipindai dengan CamScanner

PERPUSTAKAAN D III F. TEKNIK

$$r = \frac{w_{\infty u}}{u}$$

di mana $w_{\infty u}$ adalah komponen keliling dari w_{∞}. Penjelasan lebih lanjut seperti halnya perencanaan dengan menggunakan teori sayap pesawat terbang, membuat profil sudu, mengoptimasi perencanaan untuk semua Blower aksial, diberikan oleh Eck pada bukunya mengenai "Ventilator" cetakan yang ke-5.

Keseluruhan dari problema-problema ini adalah menyangkut masalah-masalah yang sangat menarik pada teknik fluida yang dipergunakan pada bidang-bidang yang sangat luas dengan penekanan pada penggunaan praktisnya. Pada buku tersebut perencanaan dari suatu blower aksial dijelaskan dengan sebuah contoh soal.

5.4.2 Karakteristik kerja dan ventilator aksial yang diproduksi

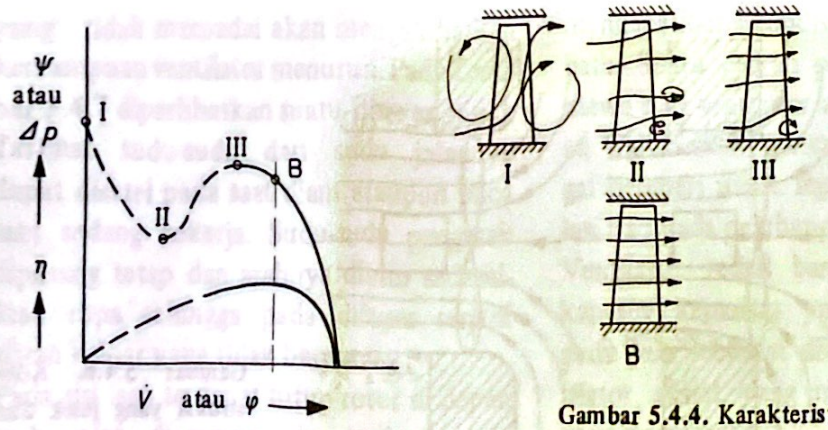
Seperti telah diuraikan secara singkat pada bagian pompa sentrifugal, kurva karakteristik roda jalan aksial memperlihatkan suatu ketidak stabilan bila kapasitas aliran mendekati nol.

Kurva tersebut mula-mula bergerak turun dan kemudian kembali naik, Gambar 5.4.4.

Pada saat perencanaan sesuai dengan titik B, terdapat suatu aliran (kapasitas) yang konstan, bahkan pada volume aliran yang lebih besarpun jarang terjadi gangguan dan juga terjadinya kebisingan tidak menyolok. Gangguan mulai terjadi bila volume aliran menurun, yaitu kira-kira dimulai dari titik III. Hal ini khas untuk suatu Blower aksial. Mula-mula timbul olakan yang kecil, ini terjadi setelah terjadi pecahan pada punggung sudu dan kemudian diterima oleh sudu berikutnya.

Gambar 5.4.4 tersebut memperlihatkan bagaimana olakan tersebut berkembang. Begitulah akhirnya pada kapasitas sama dengan nol, sudu jalan menerima aliran melintang secara diagonal dan terjadilah dua olakan yang besar.

Gambar 4.5.7 mengingatkan kita akan konstruksi yang sama yang dipunyai oleh Pompa aksial. Untuk mendapatkan kurva karakteristik yang stabil, dengan pertolongan beberapa perubahan yang sifatnya konstruktif terutama dengan pengaturan awal dari sudu pengarah, B.Cock mengadakan penelitian dan kemudian menyimpulkan bahwa tidaklah mungkin untuk membuat peramalan yang tepat secara absolut mengenai kondisi yang mana yang memungkinkan suatu kerja dengan volume yang kecil akan terbebas dari gangguan-



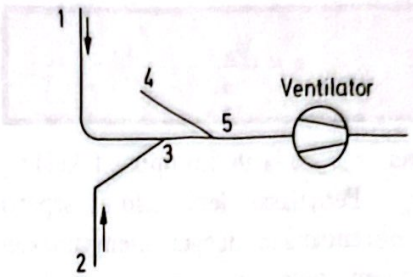
Gambar 5.4.4. Karakteristik dari suatu ventilator aksial, dan perkembangan dari aliran akibat adanya pengaturan volume aliran fluida (throttle).

Dipindai dengan CamScanner

gangguan. Walaupun demikian, penelitian tersebut dapat memberikan penjelasan-penjelasan mengenai kemungkinan-kemungkinan perbaikan. Ketidak stabilan dari kompresor K–L memberikan kesulitan-kesulitan karena kebisingannya bertambah tinggi, daya yang dibutuhkan bertambah besar karena randemennya buruk dan untuk melawan hal-hal tersebut motor harus dibuat dengan ukuran yang besar (over dimention).

Karakteristik Instalasi

Pada pemasangan ventilator dan Blower di dalam suatu sistim pemipaan yang tertentu, terdapat kombinasi-kombinasi yang sangat banyak. Contoh kombinasi yang sederhana diperlihatkan pada Gambar 5.4.5, tapi juga mengingatkan kepada masalah-masalah yang sulit seperti pada penyediaan udara pada rumah-rumah bertingkat, instalasi udara bersih pada kapal laut atau penguda-ra pada tambang-tambang di bawah tanah. Pada waktu yang sama beberapa Blower dapat bersamaan operasinya atau satu demi satu dihidupkan, yang untuk sistim yang dilayani dapat menimbulkan komplikasi yang besar pada tekanan dan kapasitasnya. Dengan demikian untuk memilih suatu ventilator yang tepat adalah pekerjaan yang sulit.

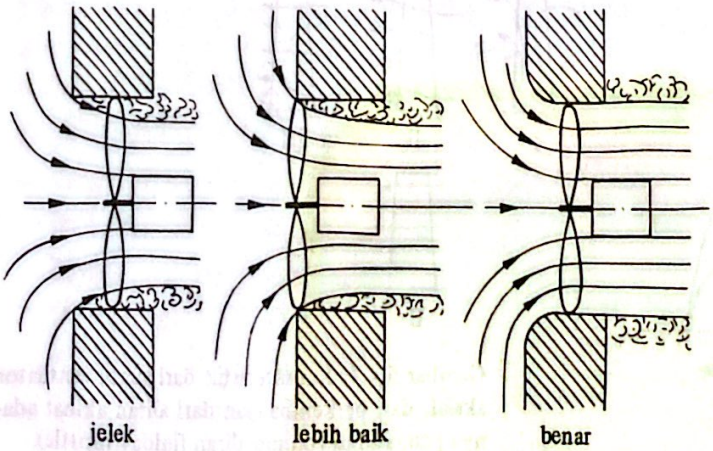


Gambar 5.4.5. Skema pemipaan suatu instalasi pengisapan; Schroter.

Dengan demikian dapat dipahami, bila kemudian ventilator bekerja tidak pada titik perencanaannya, dan pula tidak sesuai dengan kemungkinan-kemungkinan peng-aturan, maka dipilih kompresor yang mem-punyai karakteristik yang stabil.
Dalam hal ini titik kerja, seperti juga pada pompa sentrifugal yang dengan panjang lebar telah dibicarakan adalah perpotong-an antara karakteristik instalasi dan karak-teristik kompresor KL.
Penjelasan yang lebih terperinci dapat di-jumpai pada buku "Ventilatoren" karangan B.Eck.

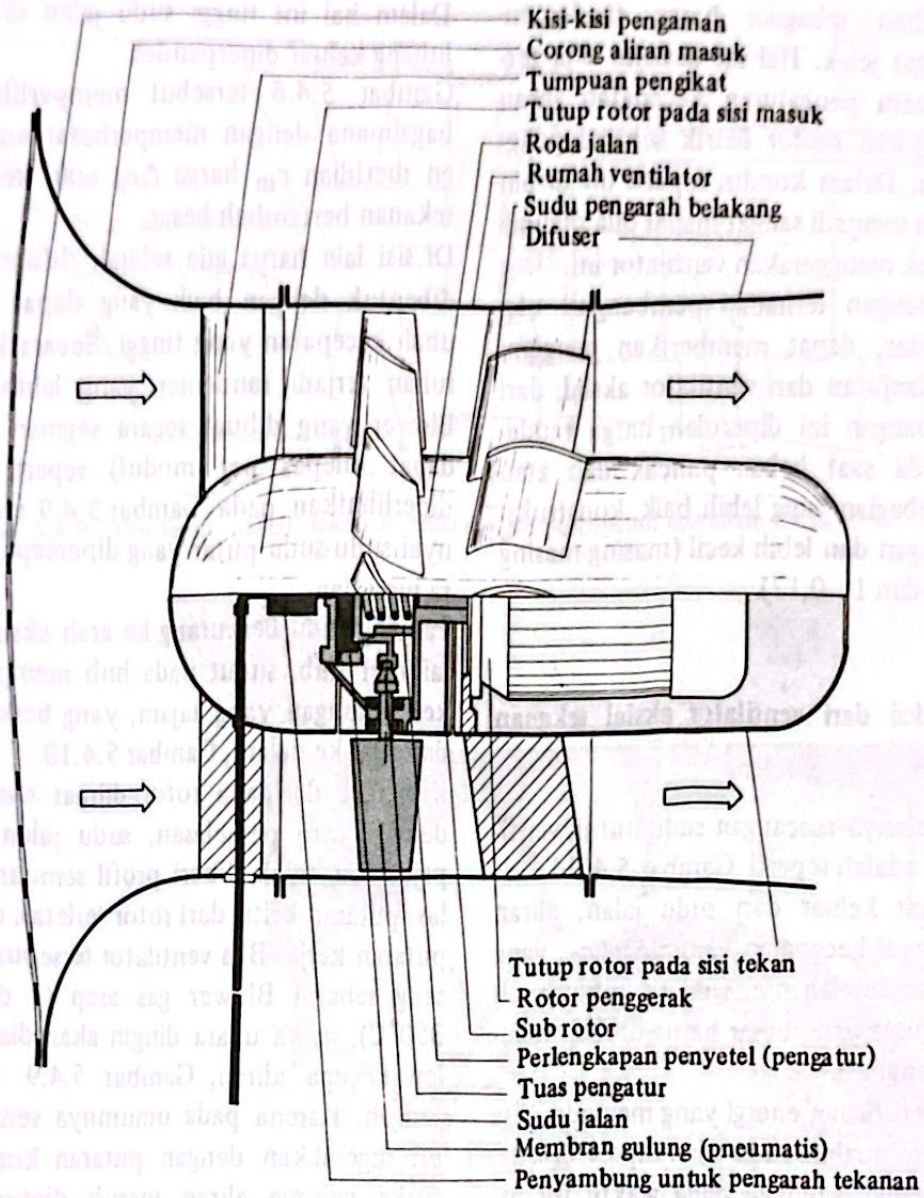
Ventilator aksial yang umum dipergunakan

Gambar 5.4.6 memperlihatkan suatu peng-udara aksial yang sangat sederhana.
Untuk dapat sedikit dijelaskan, bahwa suatu kondisi pengisapan dari penempatan



Gambar 5.4.6. Kon-struksi yang jelek dan yang bagus dari ventilator aksial; KAUL.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.4.7. Blower aksial; VOITH.

yang tidak memadai akan mengakibatkan kemampuan ventilator menurun. Pada Gambar 5.4.7 diperlihatkan suatu Blower aksial. Terlihat sudu-sudu dari sudu jalannya dapat disetel pada saat diam ataupun pada saat sedang bekerja. Sudu-sudu pengarah dipasang tetap dan arahnya diatur sedemikian rupa sehingga pada difuser terjadi aliran keluar yang tidak berputar.

Pada sisi isap terdapat tutup rotor di depan sudu jalan, di samping itu terdapat pula corong aliran masuk, yang berguna untuk mendapatkan kondisi pengisapan yang baik. Suatu daerah penggunaan yang istimewa dari ventilator aksial yang pada bagian akhir akan dibicarakan, adalah sebagai pemberi udara segar dan sebagai ventilasi isap pada pembangkit uap.

Ventilator radial banyak dipakai untuk kapasitas-kapasitas yang lebih kecil dan pada saat sebelum dikembangkannya ventilator aksial yang mempunyai effisiensi yang tinggi.

Kejelekan dari ventilator ini terletak pada

Dipindai dengan CamScanner

saat beban sebagian harga randemennya sangat jelek. Hal ini berlaku bila terdapat suatu pengaturan kecepatan aliran (throttle) dan motor listrik sebagai penggeraknya. Dalam kondisi seperti ini turbin uap akan menjadi sangat mahal bila digunakan untuk menggerakan ventilator ini.

Pengembangan terhadap pembangkit uap yang besar, dapat memberikan pengembangan lanjutan dari ventilator aksial, dari pengembangan ini diperoleh harga randemen pada saat beban puncak dan atau beban sebagian yang lebih baik, konstruksi lebih ringan dan lebih kecil (masing-masing 1 : 0,35 dan 1 : 0,17).

Konstruksi dari ventilator aksial tekanan sama

Pada mulanya rancangan sudu untuk ventilator ini adalah seperti Gambar 5.4.3d.

Pada saat keluar dari sudu jalan, aliran mempunyai kecepatan yang tinggi c_2, yang kemudian setelah melewati sudu pengarah atau difuser yang besar harus diubah menjadi tekanan.

Suatu perubahan energi yang memadai bisa diperoleh, apabila sudu jalan dipasang sedemikian rupa sehingga pada waktu itu pemasukan dan pengeluaran terjadi percepatan meridian c_m, Gambar 5.4.8.

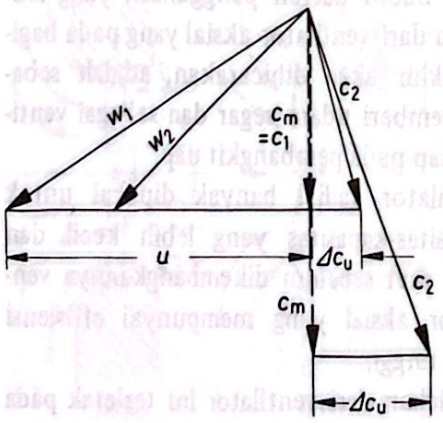
Dalam hal ini tinggi sudu jalan di dekat lubang keluar diperpendek.

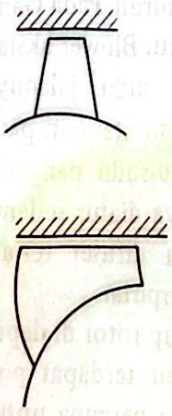
Gambar 5.4.8 tersebut memperlihatkan, bagaimana dengan memperbesar komponen meridian c_m harga Δc_u atau kenaikan tekanan bertambah besar.

Di sisi lain harus ada sebuah difuser yang dibentuk dengan baik yang dapat mengubah kecepatan yang tinggi. Secara keseluruhan terjadi randemen yang lebih baik. Blower yang dibuat secara segmen (yang dapat dilepas per modul) seperti yang diperlihatkan pada Gambar 5.4.9 mempunyai sudu-sudu putar yang dipercepat secara meridian.

Panjang sudu berkurang ke arah aksial mulai dari hub, sudut pada hub mempunyai kelengkungan yang tajam, yang berkurang dari luar ke dalam, Gambar 5.4.10.

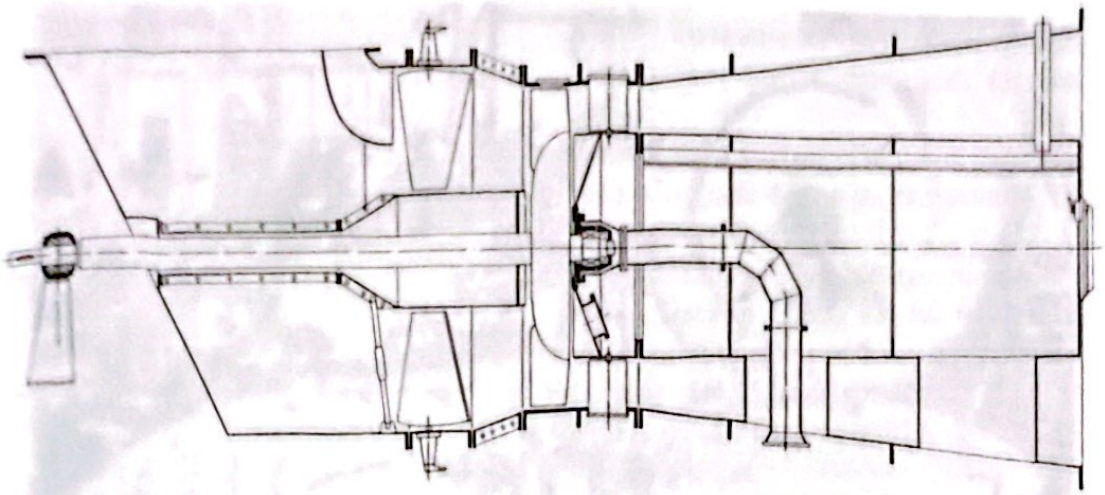
Kerangka daripada rotor dibuat dari plat dengan cara penjelasan, sudu jalan yang pejal dan tidak diberi profil semuanya di las, putaran kritis dari rotor terletak di atas putaran kerja. Bila ventilator tersebut dipasang sebagai Blower gas asap (t di atas 350°C), maka udara dingin akan dialirkan lewat pipa aliran, Gambar 5.4.9 bagian tengah. Karena pada umumnya ventilator ini digerakkan dengan putaran konstant, maka volume aliran masuk diatur oleh pengatur putar yang dipasang di depan sudu jalan,Gambar 5.4.11.



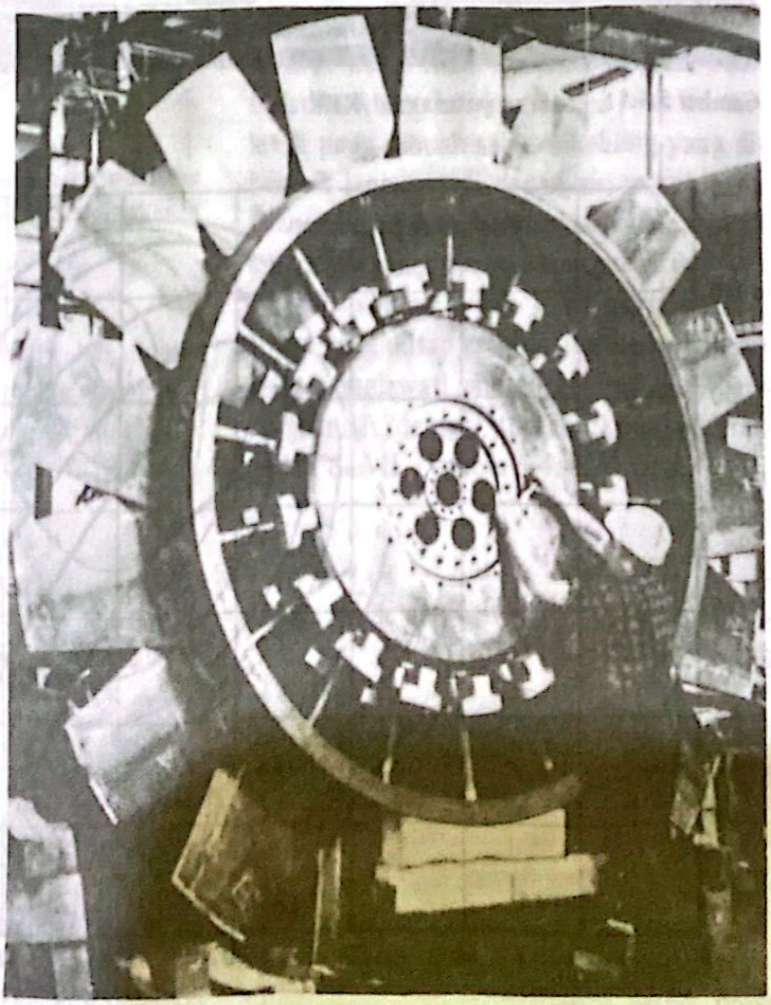


Gambar 5.4.8. Sudu roda jalan normal dan sudu roda jalan dari ventilator aksial yang dipercepat secara meridian; diagram kecepatan, informatif.

Dipindai dengan CamScanner

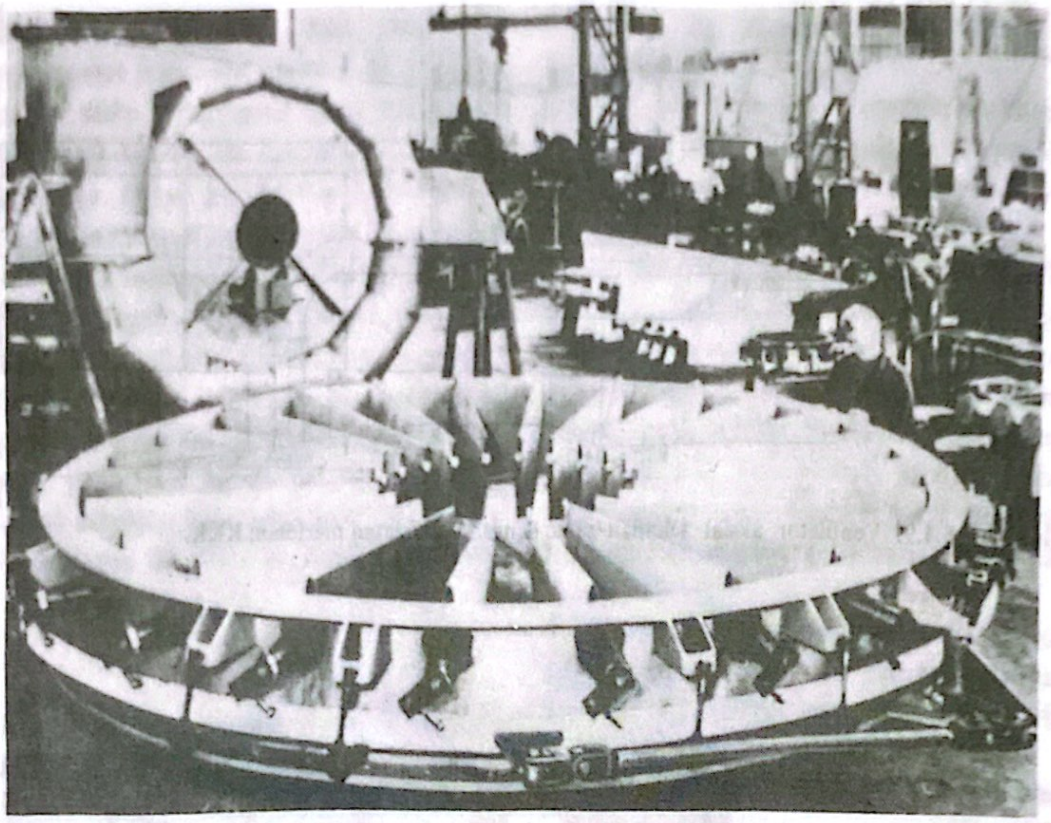


Gambar 5.4.9. Ventilator aksial tekanan sama dengan percepatan meridian; KKK.

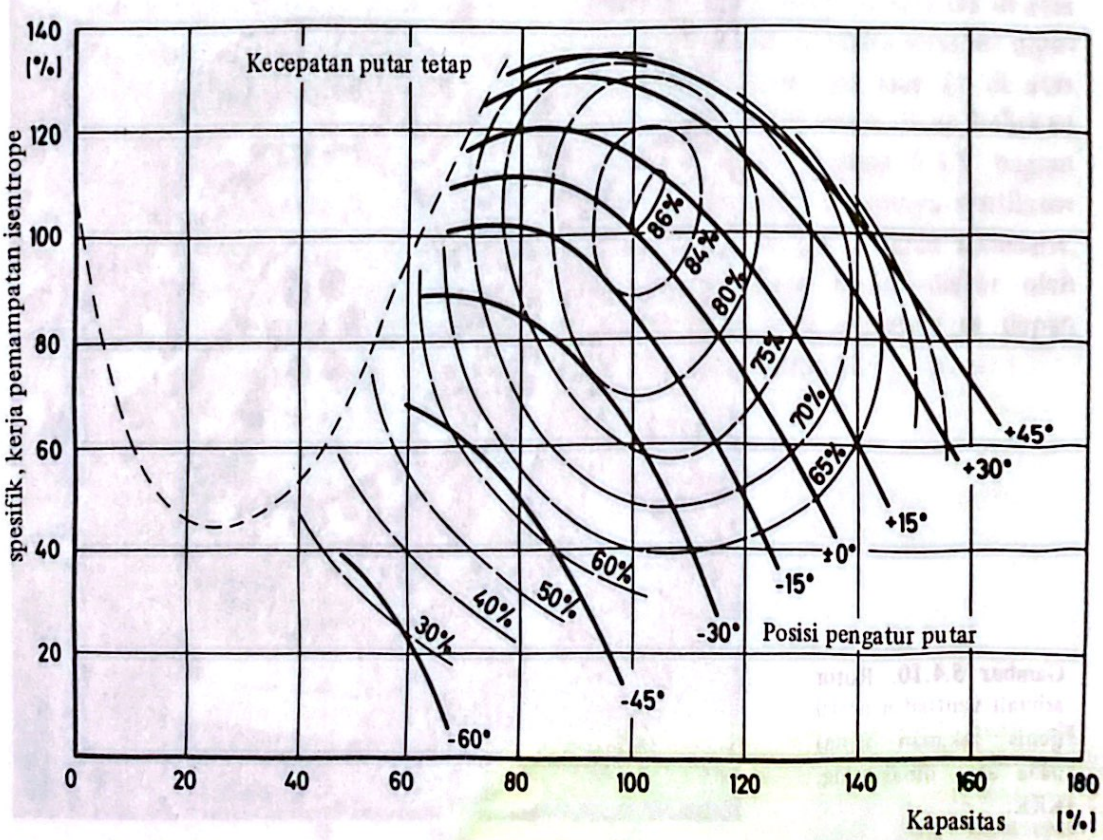


Gambar 5.4.10. Rotor sebuah ventilator aksial (jenis tekanan sama) pada saat dibalansing, KKK.

CS Dipindai dengan CamScanner

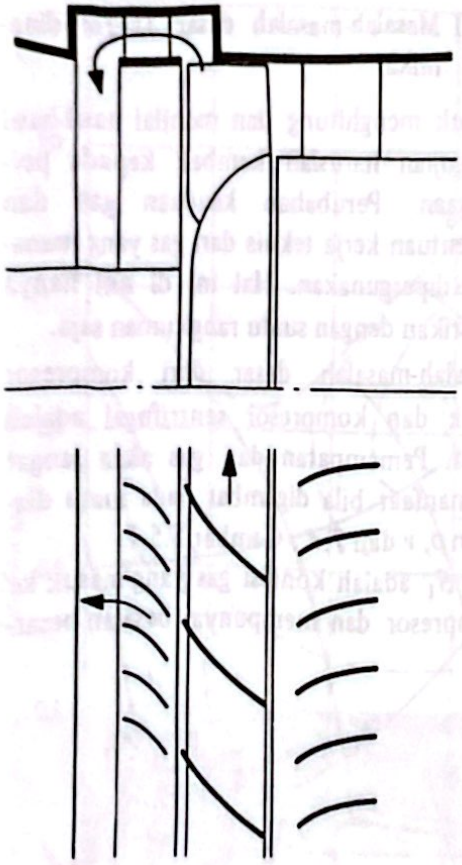


Gambar 5.4.11. Pengatur putar aksial, KKK.



Gambar 5.4.12. Karakteristik ventilator aksial (jenis tekanan sama) yang menggunakan pengatur putar.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.4.13. Skema dari susunan suatu saluran keliling di depan rotor ventilator aksial tekanan sama.

Dari gambar dapat diketahui, bagaimana caranya melakukan penyetelan pengatur putar dengan sudu sudut, yang keluar dari sebuah cincin.

Kurva karakteristik yang bersangkutan dengannya, diperlihatkan oleh Gambar 5.4.12.

Difuser yang panjang dimulai di belakang roda jalan pada difuser ini kecepatan c_2 dirubah menjadi tekanan.

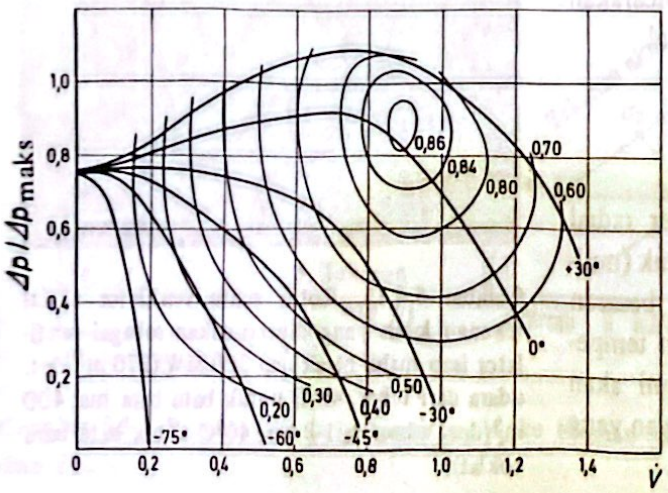
Ventilator bisa dibuat dengan poros horisontal ataupun tegak, hal ini tergantung dari kondisi tempat pemasangannya.

Gambar 5.4.13 memperlihatkan Blower aksial tekanan tetap yang telah dikembangkan lebih lanjut.

Kurva Δp dan $\dot{V}$ bergerak secara stabil sampai mencapai kapasitas sama dengan nol, Gambar 5.4.14.

Untuk suatu instalasi hal seperti ini mempunyai arti yang penting, seperti halnya pada instalasi KL yang mempunyai fluktuasi yang cukup besar atau di mana karakteristik kerja tidak berjalan dengan baik. Keistimewaan dari konstruksi jenis ini terletak pada sebuah saluran keliling yang dibentuk langsung di depan sisi masuk roda jalan melalui rumah roda jalan dan sebuah cincin yang disusun secara konsentris.

Dengan volume yang kecil sebagian dari aliran yang diisap kembali lagi ke roda jalan dengan melewati saluran keliling tadi (bandingkanlah dengan terbentuknya pusaran pada I dan II, Gambar 5.4.4).



Gambar 5.4.14. Karakteristik ventilator aksial tekanan sama menurut Gambar 5.4.13.

Dipindai dengan CamScanner

Pengatur putar aksial tetap diam dan terletak di depan cincin balik.

Untuk volume aliran (kapasitas) yang lebih besar dipakai ventilator aksial jenis tekanan lebih yang mempunyai sudu jalan yang dapat disetel pada saat beroperasi, Gambar 5.4.15.

Karakteristik dari ventilator ini seperti pada Gambar 5.4.16 memperlihatkan suatu daerah pengaturan yang lebih luas dan mempunyai randemen yang tinggi.

Pada gambar ini, garis 1 digambarkan sebagai instalasi KL yaitu suatu peralatan pengisap (pengisapan gas asap) dan garis 2 sebagai instalasi KL yang dipergunakan sebagai suatu ventilator udara segar. Bilangan dengan tanda ° (derajat) menunjukkan penyetelan sudu jalan. Pada gambar penampang, konstruksi ventilator ini hampir sama dengan Blower yang dapat dilepas-lepas seperti Gambar 5.4.9, di mana di belakang rotor dari kedua konstruksi tersebut terdapat difuser. Ventilator ini juga dipergunakan sebagai ventilasi gas asap dan di bagian 2 tingkat dengan 2 roda jalan.

Suatu gambaran mengenai ventilator ini diperlihatkan oleh Gambar 5.4.2.

Penjelasan

Problema-problema mengenai "batas kerja" yang pada ventilator sama dengan "batas pemompaan", akan sedikit dibicarakan pada bab mengenai kompresor aksial.

5.5 KOMPRESOR RADIAL

Yang dimaksud dengan kompresor radial adalah mesin yang bertingkat banyak (multi stage), di sini perubahan dari besaran fisik terutama volume spesifik dan temperatur harus diperhitungkan. Di sini akan dapat dijumpai beberapa pengulangan yang penting dari bab (2.1).

5.5.1 Masalah-masalah dasar Thermodinamika

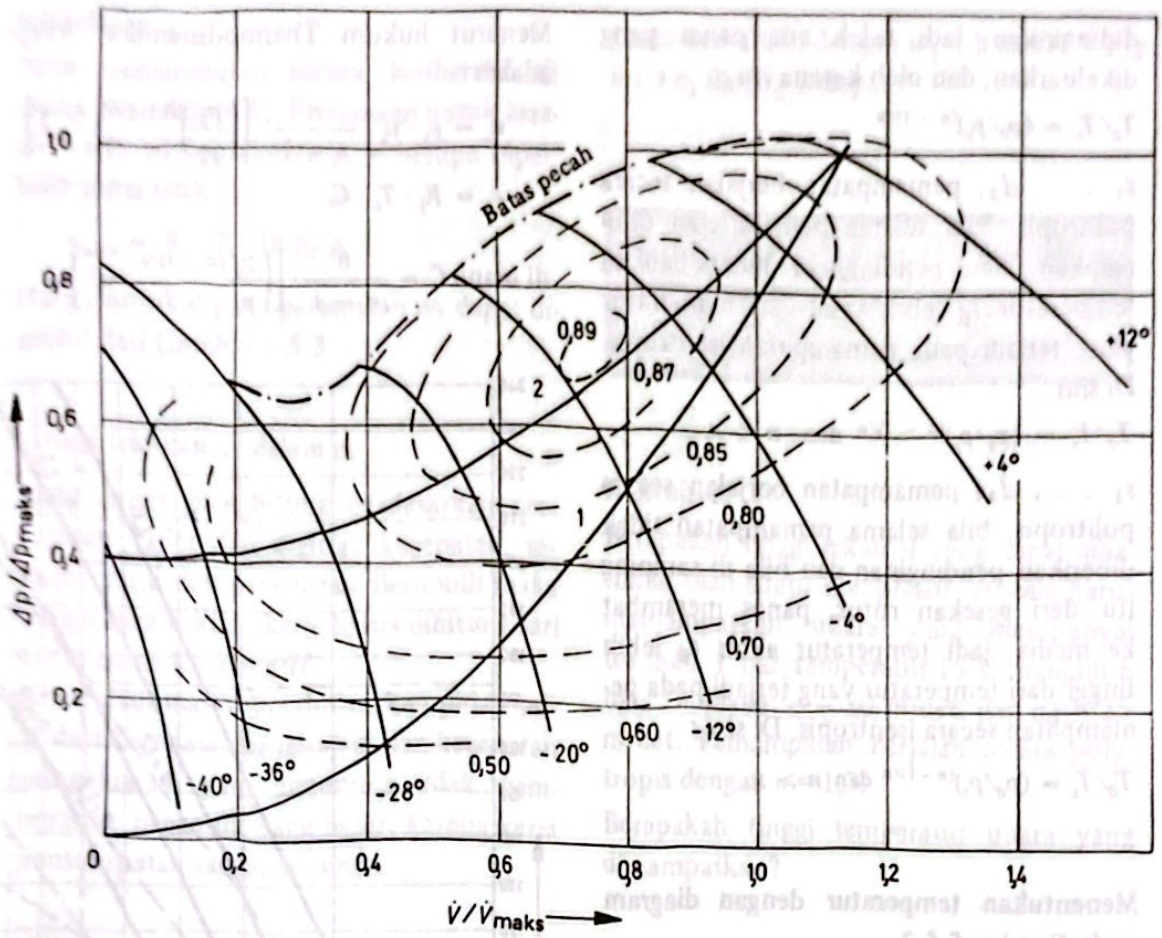
Untuk menghitung dan menilai hasil-hasil pengujian haruslah kembali kepada pertanyaan: Perubahan keadaan gas dan penentuan kerja teknis dari gas yang manakah dipergunakan. Hal ini di sini hanya diberikan dengan suatu rangkuman saja.

Masalah-masalah dasar dari kompresor torak dan kompresor sentrifugal adalah sama. Pemampatan dari gas akan sangat bermanfaat bila digambar pada suatu diagram p, v dan T,s , Gambar 5.5.1.

Bila S_1 adalah kondisi gas yang masuk ke kompresor dan mempunyai besaran-besar-

Gambar 5.4.15. Rotor suatu ventilator aksial tekanan lebih yang dipergunakan sebagai ventilator isap turbo black uap 300 MW (270 m^3/det. udara dari 1 bar, 40°C untuk batu bara tua; 400 m^3/det. udara dari 1 bar, 40°C untuk batu bara coklat).

Dipindai dengan CamScanner

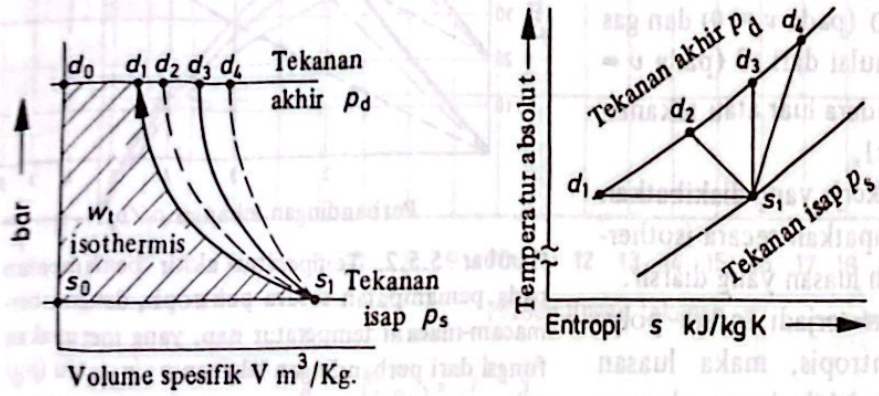


Gambar 5.4.16. Karakteristik ventilator aksial, efek tekanan lebih dengan penyetelan sudu jalan.

an p_s, t_s dan v_s, maka dari S_1 . . . d_1 pemampatan akan berjalan secara isothermis, apabila selama pemampatan gas didinginkan, jadi $t_d = t_s$ konstan, dengan demikian $p_s \cdot v_s = p_d \cdot v_d$.

Kurvanya akan merupakan hyperbaal sama sisi pada diagram p,v, dan kurva horisontal pada diagram T,S.

S_1 . . . d_3, pemampatan berjalan secara isentropis, bila selama pemampatan tidak



Gambar 5.5.1. Pemampatan dari tekanan isap p_s ke tekanan akhir p_d dalam suatu diagram p,v- dan T,s.

Dipindai dengan CamScanner

didinginkan, jadi tidak ada panas yang dikeluarkan, dan oleh karena itu :

$T_d/T_s = (p_d/p_s)^{(x-1)/x}$

$s_1 \ldots d_2$, pemampatan berjalan secara politropis, bila selama pemampatan didinginkan, dan pendinginan menyebabkan temperatur t_d lebih kecil dari temperatur yang terjadi pada pemampatan isentropis. Di sini :

$T_d/T_s = (p_d/p_s)^{(n-1)/n}$ dan $n < x$.

$s_1 \ldots d_4$; pemampatan berjalan secara politropis, bila selama pemampatan tidak diberikan pendinginan dan bila di samping itu dari gesekan rotor, panas merambat ke media, jadi temperatur akhir t_d lebih tinggi dari temperatur yang terjadi pada pemampatan secara isentropis. Di sini :

$T_d/T_s = (p_d/p_s)^{(n-1)/n}$ dan $n > x$.

Menentukan temperatur dengan diagram pada Gambar 5.5.2

Temperatur dapat digambarkan ke dalam diagram T, s, sehingga didapat suatu kemungkinan pengukuran.

Diagram T,s atau juga diagram h, s yang telah dicetak dapat diperoleh dengan membeli di toko-toko buku.

Pada diagram p, v, kerja dinyatakan sebagai luasan. Di dalam hal ini mencakup luasan yang dibentuk oleh gas pengeluaran yang dimulai $d1$ sampai $d0$ (pada $v = 0$) dan gas pemasukan yang dimulai dari $s0$ (pada $v = 0$) dan p = tekanan udara luar atau tekanan pengisapan) sampai $s1$.

Pada gambar luasan kerja yang diakibatkan oleh gas yang dimampatkan secara isothermis digambarkan oleh luasan yang diarsir.

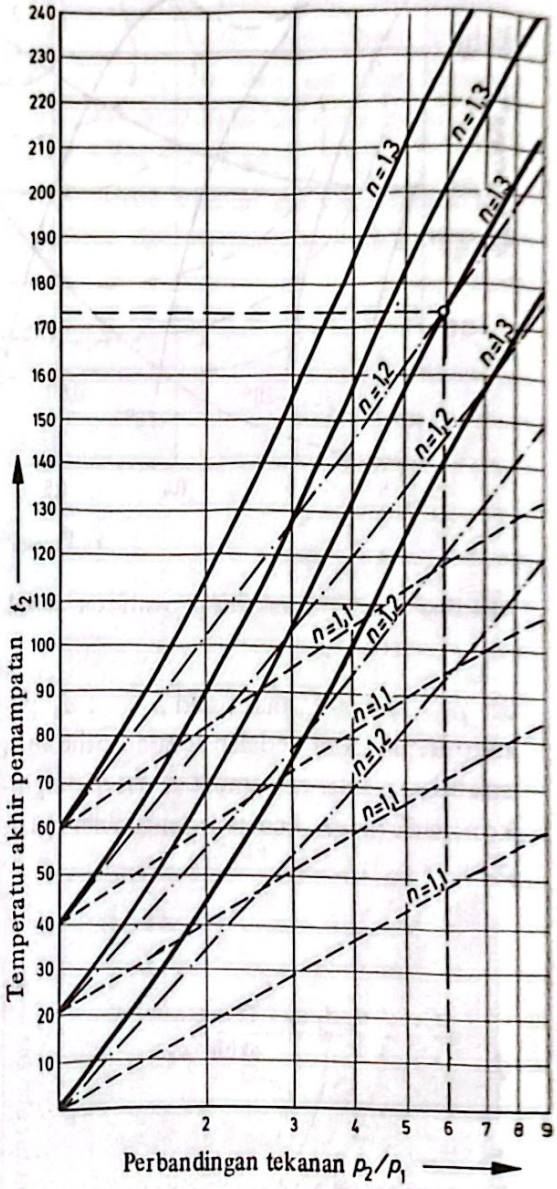
Apabila pemampatan terjadi secara polytropis maupun isentropis, maka luasan kerja tersebut akan lebih besar, dengan demikian kerja yang dibutuhkan akan bertambah.

Menurut hukum Thermodinamika, kerja adalah :

$$w_t = p_s \cdot v_s \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[\left(\frac{p_d}{p_s}\right)^{(n-1)/n} - 1\right]$$

$$w_t = R_i \cdot T_s \; C,$$

di mana $C = \frac{n}{n-1} \cdot \left[\left(\frac{p_d}{p_s}\right)^{(n-1)/n} - 1\right]$



Gambar 5.5.2. Temperatur akhir pemampatan pada pemampatan secara politropis, dengan bermacam-macam temperatur isap, yang merupakan fungsi dari perbandingan tekanan p_2/p_1 atau (p_d/p_s).

CONTOH : $p_2/p_1 = 6{,}0$, $t_1 = 20°C$; $n = 1{,}3$
diperoleh : $t_2 = 173°C$.

Dipindai dengan CamScanner

Penjelasan

Pada pemampatan secara isothermal di mana n adalah = 1,. Persamaan untuk luasan kerja adalah (kurva p, v berupa hiperbola sama sisi).

$$w_{t\,iso} = R_i \cdot T_s \cdot \ln p_d/p_s$$

Harga untuk c pada persamaan w_t dapat diambil dari Gambar 5.5.3

Tinggi tekanan H dalam m

Agar dapat menghitung berdasarkan persamaan Euler dan segitiga kecepatan, sebagai ganti dari persamaan Bernoulli maka tinggi tekan akibat kerja harus dihitung dari kerja spesifik : $Y = g \cdot H$.

Kemudian masih diperhitungkan pula energi dari kecepatan pengisapan dan kecepatan pengeluaran, yang umumnya tidak memberikan pengaruh yang besar, karena kerja pemampatan sangat dominan.

Maka kemudian dengan $w_t = Y$ dan $H = Y/g$ serta c_s dan c_d didapat :

$$H = R_i \cdot T_s \cdot C/g + (c_d^2 - c_s^2)/2\,g$$

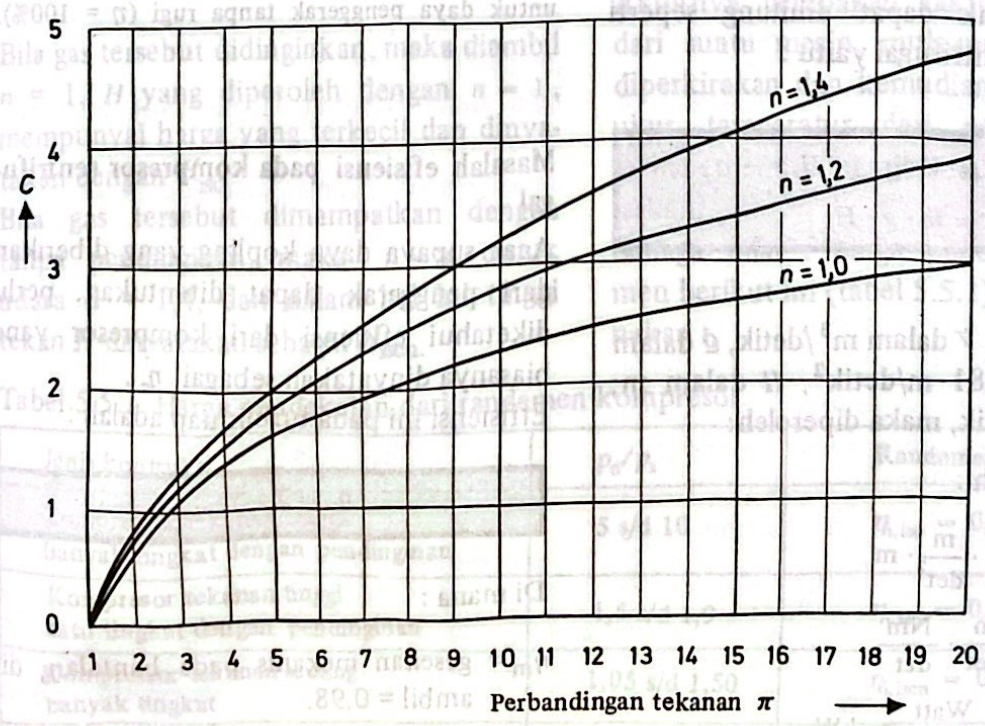
(dalam m/kolom gas)

$$H = p_s \cdot v_s \cdot C/g + (c_d^2 - c_s^2)/2\,g$$

Contoh 4

Berapakah tinggi tekan H yang dapat dihasilkan oleh suatu kompresor, apabila harus memampatkan udara yang mempunyai tekanan 1 bar, temperatur 15°C menjadi 6 bar. Di mana c_s = 20 m/det. dan c_d = 25 m/det. Pemampatan berjalan secara polytropis dengan n = 1,3.

Berapakah tinggi temperatur udara yang dimampatkan?



Gambar 5.5.3. Faktor $\frac{n}{n-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]$ yang merupakan fungsi dari perbandingan tekanan p_2/p_1 (p_d/p_s), untuk faktor polytropie n = 1 sampai dengan n = 1,4

Dipindai dengan CamScanner

Penyelesaian

$H = R_i \cdot T_s \cdot C/g + (c_d^2 - c_s^2)/2\,g$

$R_i = 287\ \text{J/kg K} = \text{Nm/kg K}$

$= \dfrac{\text{kg m}}{\text{det}^2} \cdot \dfrac{\text{m}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

$T_s = 15\,^\circ\text{C} + 273 = 288\ \text{K}$

$C = 2{,}23$ diambil dari Gambar 5.5.3 untuk $p_d/p_s = 6{,}0$.

$(c_d^2 - c_s^2)/2\,g$

$= (625 - 400)\ \text{m}^2/\text{det}^2 : 2 \cdot 9{,}81\ \text{m/det}^2$

$= 11{,}4\ \text{m}$

$H = 287 \dfrac{\text{m}^2}{\text{det}^2} \cdot \dfrac{1}{\text{K}} \cdot 288\ \text{K} \cdot 2{,}23 : 9{,}81 \dfrac{\text{m}}{\text{det}^2}$

$+ 11\ \text{m} = 18\,811\ \text{m}$

Dari Gambar 5.5.2 didapat temperatur akhir: $t_2 = 200\,^\circ\text{C}$.

Daya penggerak teoritis

Daya penggerak dapat dihitung seperti pada pompa sentrifugal yaitu :

$$P = \dot{V} \cdot \varrho \cdot g \cdot H$$
$$P = \dot{m} \cdot g \cdot H$$

Bila $\dot{V} \cdot \varrho = \dot{m}$. $\dot{V}$ dalam m^3/detik, ϱ dalam kg/m^3; $g = 9{,}81\ \text{m/detik}^2$; H dalam m; $\dot{m}$ dalam kg/detik, maka diperoleh:

maka diperoleh :

$P = \dfrac{\text{m}^3}{\text{det}} \cdot \dfrac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \dfrac{\text{m}}{\text{det}^2} \cdot \text{m}$

$= \dfrac{\text{kg m}}{\text{det}^2} \cdot \dfrac{\text{m}}{\text{det}} \cdot \dfrac{\text{Nm}}{\text{det}}$

$= \text{Watt dan } \dfrac{\text{Watt}}{1000} = \text{kW}$

Dalam hal ini $\dot{V}$ dan ϱ diambil pada kondisi pemasukan.

Contoh 5

Berapakah daya yang dibutuhkan oleh kompresor yang mempunyai tinggi tekan $H = 18811$ m seperti yang dihitung pada contoh soal no. 4, apabila udara yang dihisap mempunyai volume aliran $\dot{V} = 7200\ \text{m}^3/\text{jam}$, $p_s = 1$ bar, $t_s = 15^\circ\text{C}$.

Penyelesaian

$\dot{V} = 7200\,\text{m}^3/\text{jam} = 7200\ \text{m}^3/\text{jam} : 3600\ \text{det/jam}$

$= 2{,}0\ \text{m}^3/\text{det}$

$\varrho = \dfrac{p}{R_i \cdot T_s} = \dfrac{1\ \text{bar} \cdot 100\,000\ (\text{N/m}^2)/\text{bar}}{287\ \text{Nm/kg} \cdot \text{K} \cdot 288\ \text{K}}$

$= 1{,}21 \dfrac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$P = 2 \dfrac{\text{m}^3}{\text{det}} \cdot 1{,}21 \dfrac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9{,}81 \dfrac{\text{m}}{\text{det}^2} \cdot 18\,811\ \text{m}$

$= 442\,000\ \text{Watt}$

$P = 442\ \text{kW}$

untuk daya penggerak tanpa rugi ($\eta = 100\%$).

Masalah efisiensi pada kompresor sentrifugal

Agar supaya daya kopling yang diberikan dari penggerak dapat ditentukan, perlu diketahui efisiensi dari kompresor yang biasanya dinyatakan sebagai η_e.

Effisiensi ini pada turbin uap adalah :

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

Di mana :

η_m = gesekan mekanis pada bantalan, diambil = 0,98.

η_i = effisiensi akibat pengubahan (konversi) energi, yang memasukkan semua pengaruh-pengaruh yang berasal dari kompresor sendiri.

Dipindai dengan CamScanner

Kehilangan-kehilangan seperti kehilangan karena celah-celah, kehilangan aliran hidrolis, gesekan, kehilangan karena pertukaran panas dengan bagian-bagian dari rumah (rangka), menyebabkan kebutuhan tenaga yang lebih besar, karena adanya deviasi (penyimpangan) dari perubahan keadaan isentropis.

Agar semua kehilangan-kehilangan tersebut yang ditentukan dengan pasti menuntut pengujian, turut diperhitungkan dipertimbangkan, maka sebagai ganti tinggi tekan teoritis H dipakai tinggi tekan H_i, di mana :

$$H_i = H/\eta_i$$

Dalam tinggi tekan teoritis H, hubungan antara perbandingan pemampatan dan eksponen politropis yang terdapat di dalam faktor c yaitu :

$$C = \frac{n}{n-1} \cdot \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right]$$

lihat (Gambar 5.5.3

Bila gas tersebut didinginkan, maka diambil $n = 1$, H yang diperoleh dengan $n = 1$, mempunyai harga yang terkecil dan dinyatakan dengan H_{iso}

Bila gas tersebut dimampatkan dengan tanpa pendinginan, maka $n = \varkappa$, untuk udara n = 1,4, dan dalam hal ini tinggi tekan H dinyatakan sebagai H_{isen}.

Untuk perhitungan-perhitungan awal dapat dituliskan seperti :

$$P_{e,\,iso} = \frac{\dot{V} \cdot \varrho \cdot g \cdot H_{iso}}{\eta_{i\,iso} \cdot \eta_m}$$

$$P_{e,\,isen} = \frac{\dot{V} \cdot \varrho \cdot g \cdot H_{isen}}{\eta_{i\,isen} \cdot \eta_m}$$

Bersama itu pemampatan polytropis juga dipenuhi. Perbedaannya hanya terletak pada kondisi-kondisi dasarnya :

$p_{e\,iso}$ bila pada pemampatan diberi pendinginan.

$p_{e,isen}$ bila pada pemampatan tidak didinginkan.

Catatan

Akhirnya berapakah faktor politropis n dari suatu mesin, mula-mula hanya bisa diperkirakan dan kemudian dengan mengukur temperatur dari persamaan yang sesuai (thermodinamika) dihitung dan dijelaskan.

Sebagai nilai f harga pendekatan, randemen berikut ini (tabel 5.5.1) dapat dipergunakan :

Tabel 5.5.1. Harga pendekatan dari randemen kompresor

Jenis kontruksi	p_d/p_s	Randemen
Kompressor tekanan tinggi Banyak tingkat dengan pendinginan	5 s/d 10	$\eta_{i,iso}$ = 0,60 s/d 0,75
Kompresor tekanan tinggi satu tingkat dengan pendinginan	1,5 s/d 1,9	$\eta_{i,iso}$ = 0,65 s/d 0,84
Kompressor tekanan sedang banyak tingkat	1,05 s/d 1,50	$\eta_{i,isen}$ = 0,70 s/d 0,85
Kompressor tekanan tinggi satu tingkat	2,0 s/d 3,0	$\eta_{i,isen}$ = 0,60 s/d 0,80
Kompresor tekanan rendah satu atau banyak tingkat	1,5 s/d 2,0	$\eta_{i,isen}$ = 0,60 s/d 0,80

Dipindai dengan CamScanner

5 Kompresor Rotari

Kompresor sentrifugal adalah suatu mesin, yang kerjanya didapat dari poros (mesin kerja) dan mempunyai bentuk (konstruksi) maupun cara kerja yang sangat mirip dengan pompa sentrifugal.

Hukum-hukum yang berlaku pada pompa sentrifugal berlaku pula pada kompresor sentrifugal.

Fluida yang dialirkan yaitu udara dan gas, mempunyai kerapatan ϱ (Kg/m^3) yang cukup kecil, yang di samping itu sangat dipengaruhi oleh tekanan dan temperatur, jadi oleh keadaan gas. Sesuai dengan hukum-hukum thermodinamika, maka :

$$p \cdot \upsilon = R_i \cdot T \quad \text{atau} \quad p \cdot V = m \cdot R_i \cdot T$$

di mana :

p dalam (bar) — 1 bar = 100 000 Pa = 100 000 u/m^2 = 10 000 mm kolom air.

υ dalam (m^3/Kg) — adalah volume spesifik dari gas = R_i. T/P.

R_i dalam (J/Kg.K) — adalah konstruksi gas spesifik untuk udara R_i = 287 J/Kg.K atau 287 Nm/Kg. K.

T dalam (K) — adalah temperatur absolut dari gas, T = 0°C + 273°K, = 273°K atau pada 20°C = 293 K.

V dalam (m^3) — adalah volume yang dibutuhkan oleh gas.

m dalam (Kg) — adalah masa gas yang volumenya V.

ϱ dalam (Kg/m^3) — adalah kerapatan gas, karena $\varrho = \frac{1}{\upsilon}$, maka :

$$\varrho = \frac{p}{R_i \cdot T}$$

Udara pada temperatur 15°C dan tekanan 1 bar mempunyai ϱ = 1,21 Kg/m^3. Sedangkan air pada 4,2°C mempunyai ϱ = 1000 Kg/m^3.

Contoh 1.

a) Berapakah kerapatan ϱ dalam (Kg/m^3) dari udara pada 20°C, 6 bar?

b) Berapakah volume ruangan (m^3) yang dibutuhkan oleh udara seberat 5 Kg pada 20°C, 6 bar?

Penyelesaian

a) $\varrho = \dfrac{p}{R_i \cdot T} = \dfrac{6 \text{ bar} \cdot 100\,000 \text{ (N/m}^2\text{)/bar}}{287 \text{ Nm/kg} \cdot \text{K} \cdot 293 \text{ K}}$

Dipindai dengan CamScanner

$$= 7{,}15 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

b) $V = m \cdot v$ atau $= \frac{m}{\varrho} = \frac{5 \text{ kg}}{7{,}15 \text{ kg/m}^3}$

$$= 0{,}7 \text{ m}^3$$

Karena terjadinya perbedaan kerapatan ini, dan karena adanya perubahan keadaan gas akibat dari pengaruh pemampatan, maka bila dibandingkan dengan pompa sentrifugal, 3 roda jalan kompresor sentrifugal harus berputar dengan kecepatan keliling yang lebih besar.

Bila pada suatu pabrik yang bekerja dengan memakai udara tekan, harus disediakan udara dengan tekanan 6 bar dan bila udara ini ditampung di dalam sebuah tangki pengumpul yang didinginkan pada temperatur 20°C dan tekanan 6 bar, maka ini setara dengan tinggi tekan H yang besarnya:

$$H = \frac{p}{\varrho \cdot g} = \frac{6 \text{ bar} \cdot 100\,000 \text{ (N/m}^2\text{)/bar}}{7{,}15 \text{ (kg/m}^3\text{)} \cdot 9{,}81 \text{ (m/det}^2\text{)}}$$

$$= 8600 \text{ m (kolom udara)}$$

Dalam hal ini (N/m^2) diganti dengan (Kg m/detik^2)/m^2. Ini berlaku pada keadaan di permukaan bumi ($g = 9{,}81$ m/detik^2), di bulan harga H menjadi lebih kecil.

Tapi udara yang keluar dari kompresor akibat pemampatan sampai 6 bar ($p_2/p_1 = 6$), mempunyai temperatur kira-kira 230°C dan berat jenisnya $\varrho = 4{,}18$ Kg/m^3. Oleh karena itu maka tinggi tekan H yang diberikan adalah:

$$H = \frac{6 \text{ bar} \cdot 100\,000 \text{ (N/m}^2\text{)/bar}}{4{,}18 \text{ kg/m}^3 \cdot 9{,}81 \text{ m/det}^2}$$

$$= 14\,620 \text{ m (kolom udara)}$$

Apabila selama pemampatan udara didinginkan, maka temperaturnya akan lebih rendah, dan dengan demikian tinggi tekan H juga lebih rendah, sama halnya seperti pada pompa sentrifugal, maka daya penggerak yang dibutuhkan kompresor adalah:

$$P = V \cdot \varrho \cdot g \cdot H.$$

Untuk dapat mengetahui keadaan pembebanan pada sudu jalan kompresor, maka persamaan Euler untuk Pompa yang juga berlaku untuk kompresor, diambil untuk perhitungan kompresor.

Untuk suatu pemasukan tegak lurus, maka.

$$H = u_2 \cdot c_{2u}/g.$$

Diambil $\beta_2 = 90°$, dengan demikian $c_{2u} = u_2$, Gambar 5.1. Dalam hal ini dengan $H = 12\,000$ m (kompresor dengan pendinginan, maka kecepatan keliling yang diperlukan adalah

$$H = u_2^2/g$$

$$u_2 = \sqrt{g \cdot H}$$

$$= \sqrt{9{,}81 \text{ m/det}^2 \cdot 12\,000 \text{ m}}$$

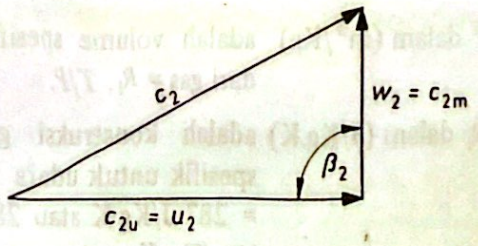
$$= 344 \text{ m/det}$$

Harga ini cukup tinggi, seperti yang umum nya terjadi pada tingkat terakhir Turbin uap yang besar, tetapi tidak akan terjadi pada pompa-pompa sentrifugal.

Kompresor sentrifugal yang digunakan untuk menghasilkan tekanan yang besar, harus mempunyai roda jalan yang dibuat dari bahan yang berkwalitas tinggi.

Di samping itu kompresor tersebut harus pula dibuat bertingkat (banyak tingkat). Bila jumlah tingkat dinyatakan dengan i, maka tinggi tekan masing-masing tingkat adalah $\Delta H = H/i$.

Berbeda dengan pompa yang bertingkat banyak, pada kompresor bertingkat volume



Gambar 5.1. Segitiga kecepatan untuk kecepatan keluar dengan sudut $\beta_2 = 90°$.

Dipindai dengan CamScanner

udara karena pemampatan akan mengecil, oleh karena itu maka debit udara V juga menurun. Hal ini menyebabkan lebar maupun diameter roda jalan kompresor bertingkat akan bertambah kecil dari tingkat yang pertama ke tingkat yang berikutnya.

5.1 PEMAKAIAN DAN PENGGOLONGAN KOMPRESOR SENTRIFUGAL

Kompresor sentrifugal adalah mesin-mesin yang sangat penting, yang dipergunakan pada berbagai macam proses.

Berdasarkan tekanannya, kompresor sentrifugal dibedakan menjadi :

- Ventilator
- Blower
- Kompresor dengan pendingin, dan
- Kompresor tanpa pendingin.

Sedangkan dilihat dari konstruksinya dapat dibedakan menjadi :

- Kompresor radial
- Kompresor aksial.

Daya penggerak yang dibutuhkan bervariasi dari hanya beberapa watt saja sampai mencapai 80. 000 kW.

Ventilator dan Blower

Tinggi tekan yang dapat dihasilkan ventilator pada umumnya adalah 100 mm kolom air sampai 400 m kolom air dan kadang-kadang juga bisa mencapai 1000 mm kolom air. Secara umum dapat dikatakan bahwa ventilator menghasilkan tekanan yang rendah.

Ventilator dikenal pula dengan sebutan penukar udara, exhanster (pembuang udara), dan penghembus, dan ventilator ini sangat banyak dipakai. Alat ini dijumpai pada sistim ventilasi dan pesawat pendingin udara (A.C), pada instalasi yang mengalirkan udara panas dan gas buangan, untuk memberi udara bersih ke dalam bengkel-bengkel dan pabrik-pabrik untuk memisahkan dan menyaring beram dan untuk menstransportasi debu bekas gerinda, pada peralatan pengering ruangan, pada instalasi penyemprot cat (bahan warna), sebagai pintu-pintu udara dan lubang-lubang udara.

Ventilator yang menggunakan diameter roda yang besar dapat dijumpai pada instalasi pembangkit uap, sebagai penghembus udara bersih dan sebagai penghisap dan pembuang gas asap.

Blower menghasilkan tekanan yang lebih tinggi dari ventilator, yaitu sampai mencapai perbandingan tekanan $p_d/p_s = 3$ dan pada kondisi ini gas seharusnya belum perlu didinginkan.

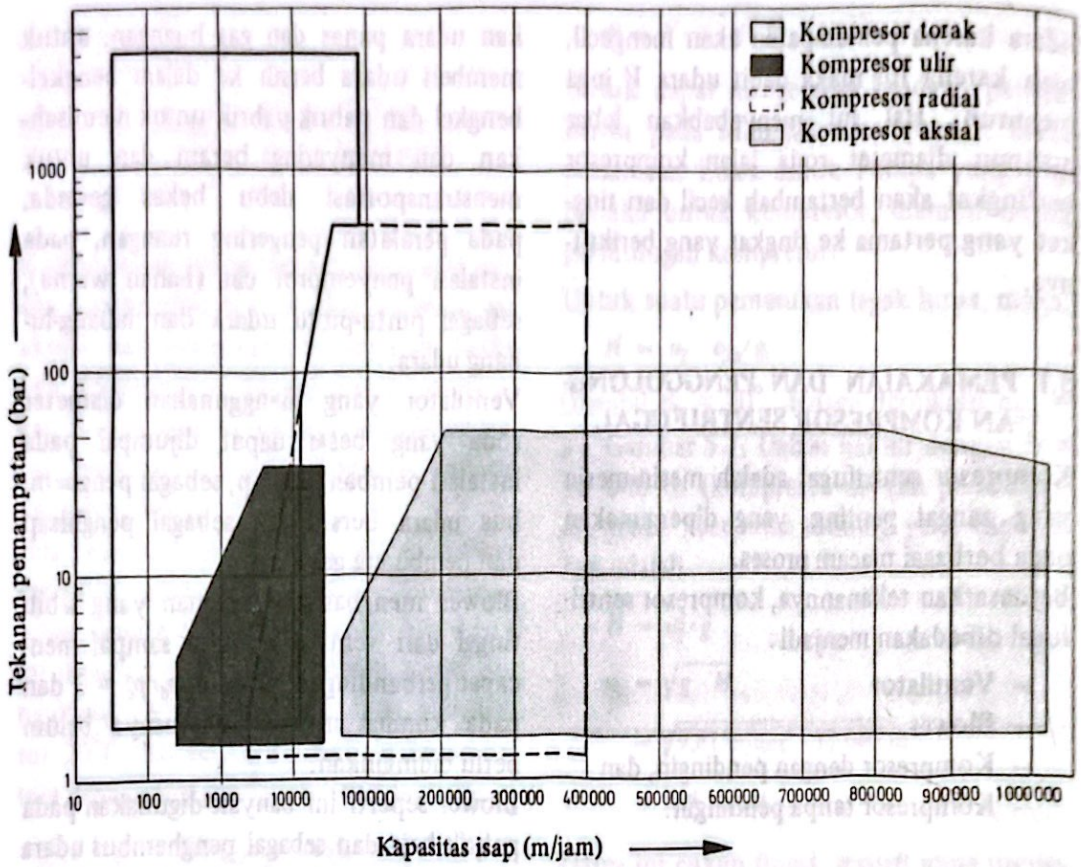
Blower seperti ini banyak digunakan pada pabrik baja dan sebagai penghembus udara pada tanur tinggi dan konstruksi-konstruksi yang sejenis pada teknik proses yang umum.

Kompresor

Untuk instalasi-instalasi yang membutuhkan tekanan yang tinggi, dipergunakanlah kompresor, seperti pada :

- Penyedia udara tekan untuk peralatan pneumatik pada pertambangan, peleburan logam, dan pada industri otomotif.
- Pada industri kimia mempunyai daerah pemakaian yang luas, yaitu untuk memampatkan gas nitrogen, gas asam dan gas-gas nitrat.
- Pada industri petrokimia, untuk memampatkan dan mensirkulasikan semua jenis gas.
- Pada industri-industri soda, asam nitrat dan chlor, sebagai kompresor gas sintesa untuk amoniak dan methanol pada instalasi yang besar.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.1.1. Daerah pemakaian kompresor torak dan kompresor sentrifugal (informasi).

– Sebagai kompresor gas Co_2 pada pembuatan urea (pupuk).
– Sebagai pemadat gas dan mengalirkannya pada sistim distribusi gas yang dialirkan melalui pipa dan pada instalasi pencairan gas alam untuk transport kapal laut, dan sebagai kompresor dari Turbin gas seperti yang telah diterangkan.

Dilihat dari perbandingan tinggi tekan dengan kapasitas (debit aliran) yang dihasilkan, maka kompresor sentrifugal dapat dibedakan atas kompresor radial dan aksial dengan pendinginan rumah atau pendinginan antara.

Sesuai dengan kebutuhan yang berbeda-beda untuk penggunaannya diberikan pembagian sebagai berikut :

Ventilator :
- Tekanan rendah sampai 160 mm kolom air.
– Tekanan sedang 160 s/d 400 mm kolom air.
– Tekanan tinggi 400 s/d 1000 mm kolom air.

Berdasarkan perbandingan tekanan p_d/p_s (tekan, isap).

Ventilator p_d/p_s = lebih besar 1 s/d 1,1
Blower p_d/p_s = lebih besar 1,1 s/d 3,0
Kompresor p_d/p_s = lebih besar 3,0.

Suatu penjelasan singkat yang berisi informasi, yang juga mengambil perbandingan dengan kompresor torak diberikan pada Gambar 5.1.1.

Berlawanan dengan kompresor torak, maka kompresor sentrifugal mempunyai kapa-

Dipindai dengan CamScanner

sitas yang lebih besar. Di sini kecepatan isap yang diijinkan jauh lebih tinggi, tidak dibutuhkan dimensi yang sangat teliti, t'dak diperlukan klep isap (masuk) maupun klep tekan (keluar).

Untuk kapasitas yang kecil diperlukan rotor yang sempit, ini menyebabkan kerugian karena gesekan lebih besar, dan dengan demikian randemen menjadi lebih kecil.

Dengan demikian, untuk kapasitas yang kecil kompresor torak (juga kompresor ulir) akan lebih ekonomis.

Kompresor sentrifugal memerlukan ruangan yang kecil (tidak begitu luas), bekerja dengan putaran yang tinggi, membutuhkan pondasi yang sederhana, bisa dihubungkan langsung dengan mesin penggerak, menghasilkan gas yang bebas dari minyak.

5.2 KERJA SPESIFIK (Y); TINGGI TEKAN SPESIFIK (H) DAN KENAIKAN TEKANAN (Δp)

Ventilator, blower dan kompresor memerlukan media alir yang berbentuk gas. Bila tinggi tekan yang dihasilkan rendah, seperti pada ventilator, sifat dapat dimampatkan (kemampuan dapat mampat) dari gas masih belum memegang peranan, jadi dapat diabaikan.

Dalam hal ini, untuk perhitungan dapat dipergunakan persamaan-persamaan yang disederhanakan.

Bila tekanan berada pada daerah yang dihasilkan Blower, barulah perubahan berat jenis berpengaruh.

Akhirnya yang harus diperhatikan pada perhitungan kompresor adalah: apakah perubahan keadaan harus atau akan berjalan secara isothermis, isentropis atau politropis.

Pada tulisan ini pertama-tama akan dibahas secara singkat masalah-masalah yang khusus menyangkut hal-hal tersebut di atas. Energi mekanis yang diberikan lewat poros mesin akan menaikkan energi yang dimiliki media yang dialirkan.

Oleh karena itu, pada mesin-mesin aliran fluida, energi pada saluran masuk dibedakan dengan energi pada saluran keluar.

Perbedaan energi ini diberikan oleh persamaan Bernoulli seperti berikut :

$$E_a - E_e = \left(\frac{p_a}{\varrho} + z_a \cdot g + \frac{c_a^2}{2}\right) - \left(\frac{p_e}{\varrho} + z_e \cdot g + \frac{c_e^2}{2}\right)$$

Ini adalah energi yang dimiliki oleh aliran fluida, di mana :

p dalam N/m^2
ϱ dalam Kg/m^3
t dalam m
g dalam $m/detik^2$
c dalam m/detik.

Bila diambil :

$$N/m^2 = \frac{kg\ m}{det^2 \cdot m^2}$$

maka akan diperoleh :

$$\frac{m\ kg \cdot m^3}{det^2 \cdot m^2 \cdot kg} + m \cdot \frac{m}{det} + \frac{m^2}{det^2} = \frac{m^2}{det^2}$$

Hal ini dapat disebut sebagai kerja spesifik dengan satuan:

$$\frac{Nm}{kg} \text{ atau dalam } \frac{J}{kg},$$

karena $\frac{Nm}{kg} = \frac{kg\ m}{det^2} \cdot m \cdot \frac{1}{kg} = \frac{m^2}{det^2}$

Kemudian tekanan dinyatakan dalam $N/m^2 = Pa$, di mana 1 bar = 100 000 Pa = 100 000 N/m^2 (juga 10 000 mm kolom air). Setelah melewati mesin fluida, energi aliran fluida bertambah besar, di mana :

$Y = E_a - E_e$ kerja spesifik dalam Nm/kg atau dalam J/kg

Dipindai dengan CamScanner

Bila penambahan energi ini dinyatakan dalam m tinggi tekan H, maka

$$E_a - E_e = \left(\frac{p_a}{\varrho \cdot g} + z_a + \frac{c_a^2}{2g}\right) - \left(\frac{p_e}{\varrho \cdot g} + z_e + \frac{c_e^2}{2g}\right) = H(\text{m})$$

Dengan mengambil $g = \text{m/det}^2$, hal di atas dapat secara mudah dibuktikan.
Tergantung dari media yang dialirkan, maka H (m) dapat dinyatakan dalam "m kolom air", atau "m kolom udara", atau secara umum adalah "m tinggi tekan".
Terdapat hubungan yang sederhana antara Y dan H yaitu :

$$Y = g \cdot H$$

Kemudian terdapat juga bentuk persamaan energi yang lain, yaitu bila dianggap selama media mengalir melalui mesin fluida, berat jenisnya tidak berubah karena pemampatannya tidak begitu tinggi, seperti halnya pada ventilator. Dengan mengalirkan persamaan di atas dengan ϱ akan diperoleh suatu persamaan yang penambahan energinya dinyatakan dalam satuan volume .

$$E_a - E_e = \left(p_a + z_a \cdot g \cdot \varrho + \frac{c_a^2 \cdot \varrho}{2}\right) - \left(p_e + z_e \cdot g \cdot \varrho + \frac{c_e^2 \cdot \varrho}{2}\right) = \Delta p \quad \text{N/m}^2$$

satuan di atas didapat dari :

$$\frac{\text{m kg}}{\text{det}^2 \cdot \text{m}^2} + \text{m} \cdot \frac{\text{m}}{\text{det}^2} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} + \frac{\text{m}^2}{\text{det}^2} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = \frac{\text{m kg}}{\text{det}^2 \cdot \text{m}^2} = \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Ini adalah kenaikan tekanan = penambahan tekanan pada media yang mengalir.

Di sini harus diperhatikan bahwa :

1 N/m^2 = 1 Pa dan 1 mm kalor air = 10 Pa = 10 N/m^2.

Mengingat tingkat ketelitiannya, manometer pegas (yang berupa tabung) tidak dapat digunakan untuk mengukur tekanan pada ventilator.
Oleh karena itu dalam hal ini tekanan diukur dengan menggunakan pipa u, dalam satuan mm kolom air.
Bila sifat dapat ditekan (kompressibilitas) harus diperhitungkan, maka kerja pemampatan spesifik Y dapat dihitung, menurut hukum-hukum thermodinamika.
Kerja pemampatan spesifik Y diartikan sebagai perbedaan enthalpie total antara saluran isap dengan saluran tekan dari mesin fluida tersebut.
Pemampatan secara isentropis dari 1 kg media kerja menggunakan :

$$Y = (h_{2s} - h_1) + \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}\right) \text{ dalam kJ/kg.}$$

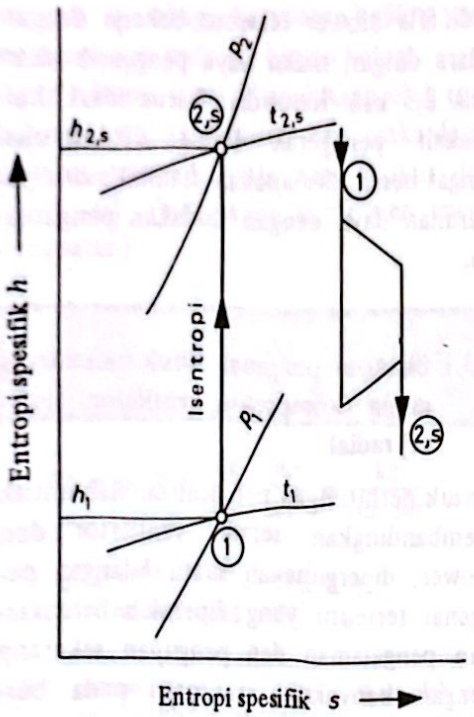
Lihat Gambar 5.2.1.

Harga untuk perbedaan enthalpie $h_{2s} - h_1$ diambil dari diagram h,s untuk gas yang bersangkutan atau dapat dihitung dengan rumus :

$$h_{2s} - h_1 = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1\right]$$

Mengenai hal di atas, pada bab 5.5 yaitu pada bagian mengenai kompresor, diberikan lagi pembantu perhitungan yang disajikan dalam bentuk diagram.
Pemampatan akan berjalan secara isentropis, jika selama proses tidak terjadi penambahan panas (karena gesekan) juga tidak ada panas yang meninggalkan sistim (karena pendinginan).
Oleh karena itu selama pemanasan temperatur bertambah tinggi.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.2.1. Kerja pemampatan spesifik dari suatu kompresor.

Kesimpulan

Di sini persamaan-persamaan yang diberikan baik untuk kerja spesifik Y, tinggi tekan H maupun penambahan tekanan ΔP yang digunakan pada bermacam-macam konstruksi seperti ventilator, blower dan kompresor, semuanya mempunyai isi yang sama, yaitu semua menyatakan tentang penambahan energi, hanya saja pada masing-masing pemakaiannya mempunyai satuan yang berbeda-beda.

Susunan yang diberikan di sini, bila untuk membahas masing-masing konstruksi tersebut di atas hanya dapat memenuhi keadaan-keadaan yang khusus saja.

5.3 VENTILASI DAN BLOWER-RADIAL

Pada kondisi tekanan yang rendah, seperti yang dapat dihasilkan oleh ventilator maupun blower, perubahan volume udara dapat diabaikan. Dalam hal ini untuk perhitungan-perhitungan dipergunakan persamaan Euler. Jadi sama seperti pada pompa sentrifugal.

Di sini juga persamaan Euler berarti :

$$H = (u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u})/g$$
$$Y = (u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u})$$

Catatan :

$\Delta p = \varrho . y$, dari sini didapat
$\Delta p_{udara} = \varrho_{udara}\ Y$ atau
$\Delta p_{gas} = \varrho_{gas} . Y$

Untuk suatu roda jalan yang sama dengan kecepatan keliling yang sama, suatu saat bekerja dengan udara dan kemudian dengan gas yang mempunyai kerapatan ϱ (selama daya penggerak yang dibutuhkan masih mengijinkan), suatu tekanan yang dapat dicapai sesuai dengan keadaan kerapatannya, Gambar 5.3.1.

Karena adanya kehilangan-kehilangan, maka daya yang diberikan (daya penggerak) lebih besar dari daya yang dibutuhkan. Dengan demikian poros harus digerakkan dengan daya .

$$P_W = \dot{V} \cdot \varrho \cdot Y/\eta = \dot{V} \cdot \Delta p/\eta$$
$$= \dot{V} \cdot \Delta p/1000 \cdot \eta \text{ dalam kW}$$

Contoh 2

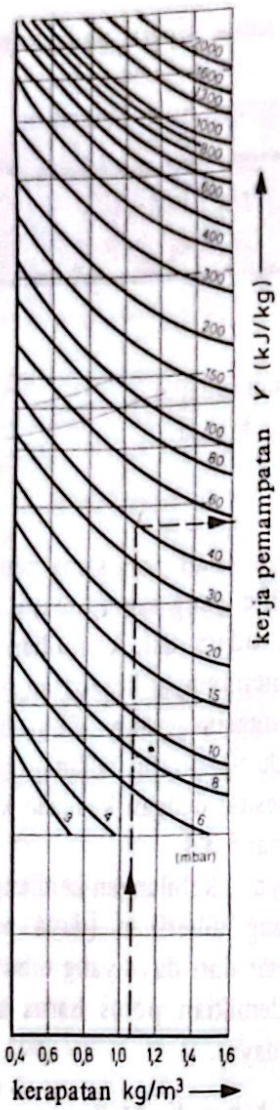
Blower gas panas yang harus bekerja dengan udara dingin, sebagai contoh adalah pengukuran tempat pengujian. .

Pada saat bekerja bisa juga terjadi penyimpangan seperti di atas, misalnya pada saat start dari suatu dapur. Di sini tekanan yang dihasilkan maupun daya penggerak akan berubah dengan sendirinya.

Suatu penghembus udara panas yang dipasang untuk temperatur kerja 450°C, harus bekerja dengan udara yang bersuhu 17°C.

Bagaimanakah perubahan tekanan dan daya?

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.3.1. Kerja pemampatan Y dalam KJ/Kg, yang tergantung dari kerapatan (Kg/m³) gas yang dimampatkan, KKK.

Penyelesaian

Bila kondisi dari instalasi tidak berubah, dan kapasitas V tetap konstan dan oleh karena itu segitiga kecepatan (c_{2m}, u_2, c_{2u}) Blower tersebut sama.

Tekanan berubah menurut rumus $\Delta p = \varrho \cdot Y$.

Dengan $\varrho = p/R_i \cdot T$, masuk tekanan p dán konstante gas R, yang sama, maka perapatan tersebut mempunyai perbandingan.

$$\frac{\varrho_{dingin}}{\varrho_{panas}} = \frac{P_{dingin}}{R_i \cdot T_{panas}} \cdot \frac{R_i \cdot T_{panas}}{p_{panas}} = \frac{T_{panas}}{T_{dingin}}$$

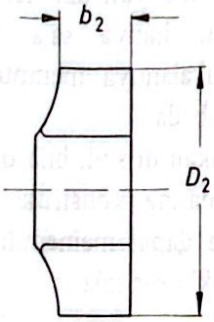
$$= \frac{273 + 450}{273 + 17} = 2{,}50$$

Jadi bila blower tersebut bekerja dengan udara dingin, maka daya penggerak akan naik 2,5 kali. Kemudian harus dibuktikan apakah penggerak harus dikonstruksi sangat besar atau apakah diambil suatu penurunan daya dengan tindakan pengaturan.

5.3.1 Bilangan pengenal untuk merancang mesin (kompresor, ventilator, blower) radial

Untuk perhitungan perencanaan dan untuk membandingkan semua ventilator dan blower, dipergunakan suatu bilangan pengenal tertentu yang diperoleh berdasarkan pengalaman dan pengujian sekarang dengan banyaknya tuntutan pada berbagai macam persyaratan konstruksi, orang tidak lagi harus mengkonstruksi setiap mesin baru lewat persamaan Euler.

Ukuran-ukuran utama dari suatu ventilator atau blower dapat dengan mudah ditentukan dengan memakai bilangan pengenal tanpa dimensi/satuan dengan nilai bilangan yang sudah tertentu, yang disajikan dalam bentuk diagram, yang tidak tergantung kepada tekanan, volume aliran dan putaran masing-masing mesin.



Gambar 5.3.2. Notasi pada roda jalan dari satuan blower radial.

Bilangan tekanan ψ

Untuk roda jalan blower seperti pada Gambar 5.3.2, d_2 adalah suatu ukuran khas,

Dipindai dengan CamScanner

dengan u_2 sebagai kecepatan keliling yang bersangkutan pada sisi bagian keluar.
Agar tekanan yang dibangkitkan oleh roda jalan dapat dikarakteristikkan, maka dapat dipakai tekanan statis yang diukur dari $(\varrho/2) \cdot u_2^2$ (jadi tanpa komponen energi kecepatan).

$$\text{Angka tekanan } \psi = \frac{\Delta p}{(\varrho/2) \cdot u_2^2} \text{ atau } = \frac{2 \cdot Y}{u_2^2}$$

$$\Delta p = \varrho \cdot Y = \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{det}^2} = \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{det}^2};$$

$$\psi = \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{det}^2} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \cdot \frac{\text{det}^2}{\text{m}^2} = 1$$

Δp = tekanan total yang dibangkitkan oleh mesin (ventilator, blower, kompresor) sentrifugal.

Bilangan kapasitas ψ

Selanjutnya ukuran yang mempunyai besaran tertentu adalah kapasitas (volume aliran) $\dot{V}$. Bila suatu fluida mengalir melewati penampang keliling roda jalan seluas $\pi/4 d_2^2$ dengan kecepatan u_2 (di sini penyempitan dan diameter hub tidak diperhitungkan), maka aliran yang dihasilkan sesuai dengan persamaan kontinuitas adalah :

$$\dot{V} = (d_2^2 \cdot \pi/4) \cdot u_2$$

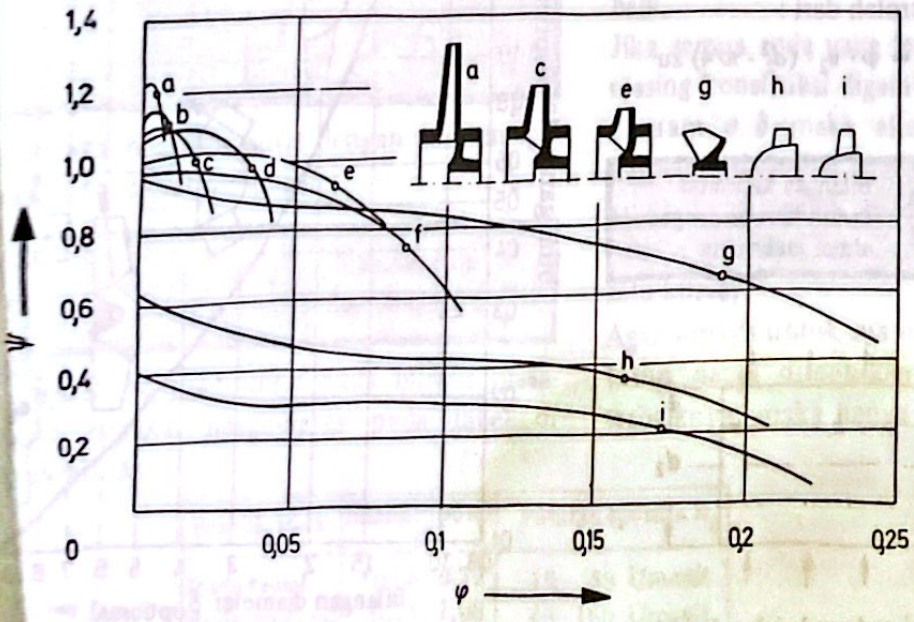
dari sini diperoleh bilangan kapasitas, yaitu :

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{u_2 \cdot (d_2^2 \cdot \pi/4)} \quad \text{angka kapasitas}$$

Bilangan di atas adalah suatu kelipatan dari kapasitas yang sesungguhnya yang dihasilkan mesin, dan ini dipergunakan sebagai dasar pembanding.
Bila $\dot{V}$ dinyatakan dalam lebar rotor b_2 dan c_{2m} yaitu komponen meridian dari c_2 (lihat segitiga kecepatan keluar), maka akan diperoleh :

$$\varphi = \frac{c_{2\,m} \cdot d_2 \cdot \pi \cdot b_2}{u_2 \cdot (d_2^2 \cdot \pi/4)} = 4 \cdot \frac{c_{2\,m}}{u_2} \cdot \frac{b_2}{d_2} = \frac{4 \cdot \dot{V}}{(d_2^2 \cdot \pi/4) \cdot d_2 \cdot \pi \cdot n}$$

Kemudian kalau dijabarkan, akan diperoleh pula :



Gambar 5.3.3. Diagram karakteristik dari bermacam-macam jenis roda jalan (informasi) (5.3).

Dipindai dengan CamScanner

Bilangan kapasitas

$$\varphi = \frac{4 \cdot \dot{V}}{d_2^3 \cdot \pi \cdot n} \quad \text{(bilangan debit)}$$

Agar diperoleh bilangan pengenal tanpa dimensi, maka putaran n harus dinyatakan dalam 1/det. (jadi tidak 1/menit).

Gambar 5.3.3 adalah suatu penggambaran hubungan $\psi = f(\varphi)$. Terdapat suatu penyempurnaan penggambaran dari bentuk-bentuk roda jalan yang tergantung dari putaran spesifik n_q.

Catatan: (Blower dengan aliran melintang).

Untuk blower dengan aliran melintang, penunjukannya referensinya sesuai dengan luasan lingkaran dari diameter luar tidak dari kondisi aliran.

Di sini volume yang dihasilkan hampir bisa diperbesar secara konstan dengan cara memperlebar roda jalan, Gambar 5.3.4. Berdasar kepada rumus Eck (B. Eck, Ventilatoren, 5 anf, Springer-Verlag, 1972). Bilangan kapasitas hendaknya didasarkan pada proyeksi sudu $d_2.b$.

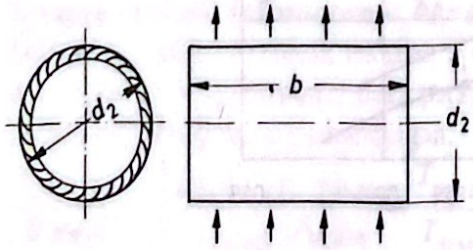
Hubungannya diperoleh dari :

$$\dot{V} = \varphi_{qu} \cdot b \cdot d_2 = \varphi \cdot u_2 \cdot (d_2^2 \cdot \pi/4) \text{ zu}$$

menjadi :

$$\varphi_{qu} = \varphi \cdot \frac{d_2}{b} \cdot \frac{\pi}{4}$$

Bilangan kapasitas untuk blower dengan aliran melintang



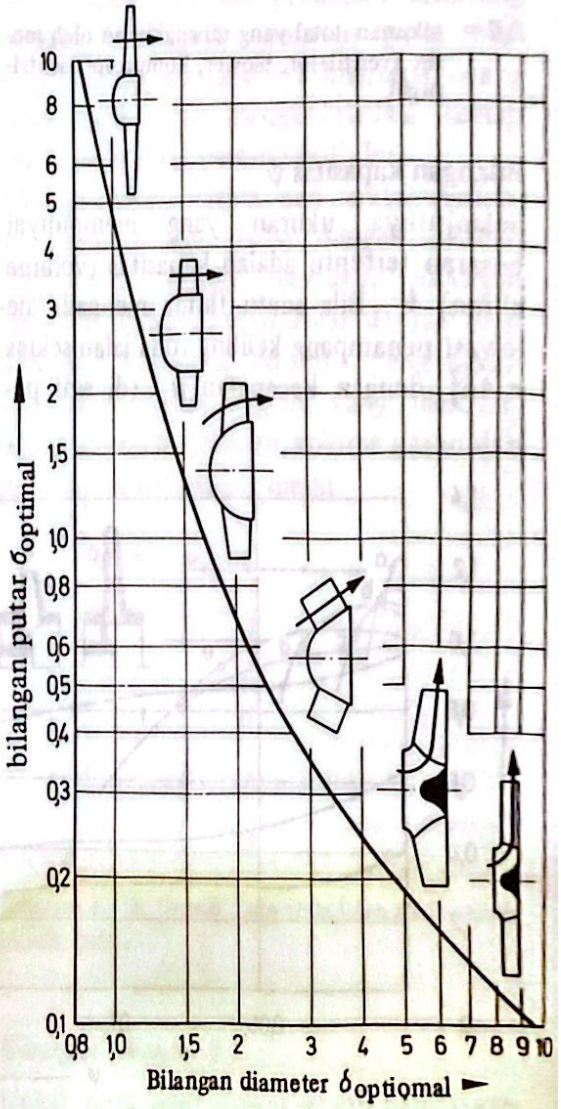
Gambar 5.3.4. Notasi pada roda jalan dari blower dengan aliran melintang.

Tambahan

Bila bilangan kapasitas φ dinyatakan dalam luas lubang masuk sebagai ganti u_2, akan diperoleh suatu kumpulan kurva yang menggambarkan hubungan $\psi = f(\varphi)$ yang lain, yang susunannya lebih jelas. Lihat buku "Ventilatoren" karangan Eck, halaman 11, gambar 6 sebelah kanan.

Bilangan putaran σ, bilangan diameter δ, diagram cordier

Agar di dalam merencanakan roda jalan ventilator dan blower satu tingkat dapat digunakan diagram yang baik, maka diperlukan 2 buah bilangan pengenal lagi.



Gambar 5.3.5. Diagram Cordier

Bilangan pengenal φ dan ψ sendiri belum cukup untuk dapat menggambarkan karakteristik di dalam praktek.

Untuk suatu kapasitas $\dot{V}$ dan penambahan tekanan ΔP yang diberikan, akan didapat berbagai macam bentuk roda jalan yang satu sama lainnya sangat berbeda, dan ukurannya pun juga sangat berbeda.

Harga dari suatu blower tergantung dari besarnya blower tersebut, kemudian tergantung pula dari besarnya instalasi tempat dipasangnya blower tersebut. Lain daripada itu, seringkali untuk suatu pemakaian tertentu dibutuhkan putaran yang sudah tertentu juga. Pada kompresor, putaran spesifik n_q digantikan dengan bilangan putar σ(5.1). Kemudian ada lagi bilangan pengenal yaitu yang disebut bilangan diameter δ (5.2). Kedua bilangan pengenal ini kemudian membentuk diagram cordier, Gambar 5.3.5.

Bilangan putar σ

Dengan menggabungkan persamaan untuk ψ dan φ diperoleh :

$$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} \quad \text{atau}$$

$$\sigma = n \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}}}{(2 \cdot Y)^{3/4}} \cdot 2 \cdot \sqrt{\pi}$$

Antara bilangan putar dengan putaran spesifik terdapat hubungan :

$$\sigma = n_q/157{,}8$$

Bilangan putar σ
n_q dalam 1/menit

Untuk pompa-pompa pada blower biasanya dipakai harga-harga pada tabel di bawah ini :

Bentuk roda	Bilangan putar σ	Putaran spesifik n_q
Roda radial	0,06–0,32	10– 50 1/menit
Roda diagonal	0,25–1,00	40–160 1/menit
Roda aksial	0,80–2,50	125–400 1/menit

Bila putaran n dari persamaan φ dan ψ dikeluarkan dan kemudian persamaan tersebut dinyatakan dalam bilangan diameter, maka akan diperoleh lagi suatu bilangan pengenal yaitu :

$$\delta = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} = D_2 \cdot \sqrt[4]{\frac{2 \cdot Y}{\dot{V}^2} \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2}}$$

bilangan diameter

D_2 = diameter luar roda jalan dalam m
Y = kerja pemampatan spesifik dalam m^2/det^2
$\dot{V}$ = kapasitas alam m^3/det.

Sebagai contoh, bila $\sqrt{\psi}$ lebih kecil φ seperti halnya pada sebuah roda jalan aksial putaran cepat yang normal, di mana φ = 0,2 dan ψ = 0,04, maka angka diameter bisa bernilai di bawah 1.

Diagram cordier

Cordier telah membuktikan, bahwa bila karakteristik mesin-mesin fluida dinyatakan ke dalam suatu σ, δ, diagram, maka akan diperoleh kriteria pemilihan yang sangat baik.

Jika semua roda yang terbaik dari masing-masing konstruksi digambarkan pada suatu diagram σ, δ maka akan terlihat bahwa semua roda-roda tersebut terletak pada kurve yang sempit. Kurva-kurva tersebut pada Gambar 5.3.5 digambarkan menjadi satu kurve.

Agar supaya untuk suatu harga σ yang tertutup dapat ditentukan konstruksi yang terbaiknya, maka hanya diperlukan mem-

Dipindai dengan CamScanner

baca harga δ yang bersangkutan pada diagram cordier. Kemudian dipilih konstruksi yang sesuai dengan titik ini (yang disebut di atas), dengan demikian akan diperoleh konstruksi dengan efisiensi yang optimal, bila semua pertimbangan-pertimbangan untuk perencanaan benar, maka pada umumnya konstruksi yang dipilih telah memenuhi persamaan (sudut-sudut sudu) Euler.

Cordier diagram digunakan terutama untuk memenuhi dua jenis kegunaan sebagai berikut :

1. Dalam perencanaan bila $\dot{V}$, Y dan putaran kerja n diketahui atau ditentukan, dapat dipilih diameter roda D_2 yang terbaik. Jika D_2 yang ditentukan, maka untuk $\dot{V}$ dan Y yang tertentu dapat ditentukan putaran yang optimal.
2. Untuk mengontrol apakah randemennya sudah maksimum, bila $\dot{V}$, Y, $D2$ dan n diketahui.
   Kemudian setelah harga σ dan δ dihitung dan dimasukkan pada diagram cordier dapat dipastikan apakah mesin (ventilator blower) telah dipilih atau dipasang optimal.

5.3.2 Perhitungan kasar untuk suatu ventilator radial

Contoh 3

Untuk suatu ventilator radial harus ditentukan ukuran-ukuran utama roda jalannya.

Harga-harga yang diberikan :

- Kapasitas $\dot{V}_s = 4{,}16\ m^3/det.$
- atau $\dot{V}_h = 15\,000\ m^3/jam.$
- Udara pada kondisi isap.
- Kondisi isap :
  $p_s = 1{,}03\ bar = 10\,3000\ N/m^2.$
  $t_s = 20°C.$
- Kenaikan tekanan total.
  $\Delta p = 180\ mm\ kolom\ air.$
  $= 1800\ N/m2.$
- Putaran $n = 1450/menit.$

Agar supaya ukuran sudu-sudu dapat ditentukan dengan pertolongan segitiga kecepatan dan persamaan Euler, maka selanjutnya ditentukan pula :

- Randemen volumetrik $\lambda = 0{,}95.$
- $\eta_{hidr} = 0{,}80.$
- $\eta_{mak.} = 0{,}98.$

Penyelesaian

Untuk suatu kenaikan tekanan menjadi 180 mm kolom air (= 0,18 bar dan 10 000 mm kolom air 0 = 1 bar), tinggi tekan dapat dihitung dengan memakai harga kerapatan rata-rata.

Karena tekanan rata-rata adalah :

$$p_m = p_s + \frac{\Delta p}{2}$$

$$= 103\,000\ \frac{N}{m^2} + \frac{1800}{2} \cdot \frac{N}{m^2}$$

$$= 103\,900\ N/m^2$$

dan dengan demikian kerapatan rata-rata menjadi :

$$\varrho_m = \frac{p_m}{R_i \cdot T_s} = \frac{103\,900\ N/m^2}{287\ Nm/kg \cdot K \cdot 293\ K}$$

$$= 1{,}215\ \frac{kg}{m^3}$$

Tinggi tekan $H = \dfrac{\Delta p_{total}}{\varrho \cdot g} + \Delta z + \dfrac{\Delta c^2}{2}$

di mana $\Delta z = 0$ (perbedaan tinggi tempat isap dan tekan)

$\Delta c^2/2 = 0$ untuk kecepatan sebelum saluran isap dan sesudah saluran tekan sama besarnya.

$$H = \frac{\Delta p_{total}}{\varrho \cdot g} = \frac{1800\ N/m^2}{1{,}215\ (kg/m^3) \cdot 9{,}81\ (m/det^2)}$$

$$= 151\ m$$

Dipindai dengan CamScanner

Selanjutnya untuk penilaian yang berdasarkan pada putaran spesifik n_q, dapat ditentukan bilangan putar cepat yaitu :

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{V}}{H^{3/4}}$$

$$= 1450\ 1/\text{menit} \cdot \frac{\sqrt{4{,}16\ \text{m}^3/\text{det}}}{151^{0{,}75}}$$

$$n_q = 69{,}7\ 1/\text{menit}$$

Dengan demikian diperoleh bilangan putar cepat :

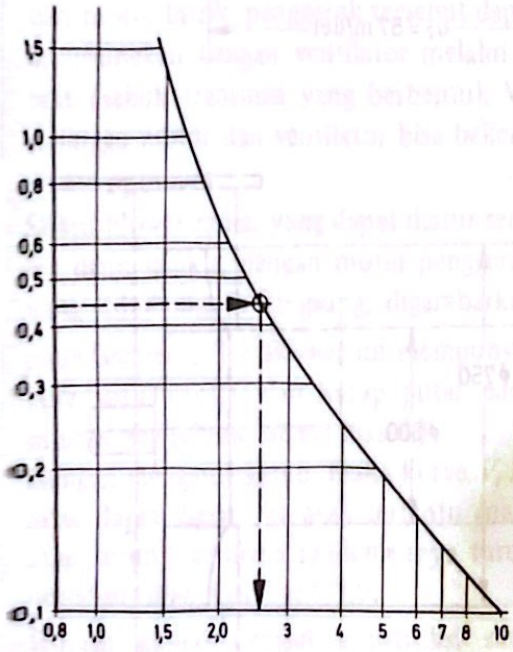
$$\sigma = n_q/157{,}8 = 69/157{,}8$$

$$\sigma = 0{,}44.$$

Dari Gambar 5.3.5 (diagram cordier) dapat dilihat bahwa bentuk roda jalan yang sesuai adalah roda jalan radial.

Ukuran D_2

Agar supaya ventilator dapat memberikan suatu randemen yang tinggi, maka perencanaan harus terletak atau sesuai dengan diagram cordier.



Gambar 5.3.6. Penentuan bilangan putar δ dari diagram cordier, dari hasil ini kemudian D_2 dapat dihitung.

Suatu garis horisontal ditarik melalui $\sigma = 0{,}44$, Gambar 5.3.6, memotong bilangan diameter diagram cordier di $\delta = 2{,}4$.

Dengan menggunakan persamaan di atas (bilangan diameter) akan diperoleh :

$$D_2 = \frac{\delta}{\sqrt[4]{\frac{2 \cdot Y}{V^2}} \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2}} = \frac{2{,}4}{\sqrt[4]{\frac{2 \cdot 1485}{4{,}16^2}} \cdot 0{,}9}$$

$$= \frac{2{,}4}{3{,}62 \cdot 0{,}9}\ \text{m}$$

Di mana $Y = g \cdot H = 9{,}81 \cdot 151$

$= 1485\ \text{m}^2/\text{detik}^2$

$= \text{J/kg}$

$D_2 = 0{,}735$ m dan dengan demikian

$u_2 = D_2 \cdot \pi \cdot n/60 = 57$ m/detik

Sisi masuk, segitiga kecepatan masuk

Diameter saluran isap dapat ditentukan dari diameter sisi masuk D_1.

Namun hendaknya dipilih kecepatan masuk tidak terlalu rendah maupun tidak terlalu tinggi, agar supaya ukuran daripada saluran isap masih tetap dalam batas-batas yang diijinkan.

Diambil $C_5 = 20$ m/det, dengan persamaan kontinuitas dapat ditentukan

$$A_s = \dot{V}_s/c_s = 4{,}16\ \text{m}^3/\text{det} : 20\ \text{m/det}$$

$$= 0{,}208\ \text{m}^2$$

$$D_s = 0{,}515\ \text{m}.$$

Diambil diameter lubang masuk $D_5 = D_1 = 500$ mm.

Dengan demikian :

$$u_1 = D_1 \cdot \pi \cdot n/60$$

$$= 0{,}5\ \text{m} \cdot \pi \cdot 1450\ \text{menit}^{-1} : 60\ \text{detik/menit}$$

Selanjutnya $c_1 = c_3 = 20$ m/det, $\alpha_1 = 90°$ untuk pemasukan tegak lurus, jadi $u_1 \cdot c_{1u} = 0$. Dari penggambaran (Gambar 5.3.7),

Dipindai dengan CamScanner

kemudian diperoleh $w_1 = 44$ m/det dan $\beta_1 = 29°$ sebagai nilai rancangan untuk perencanaan ini.
Lebar sisi masuk :

$b_1 = \dot{V}_s / D_1 \cdot \pi \cdot c_{1m}$, di mana $c_{1m} = c_1$.
$b_1 = 4{,}16\ m^3/det : 0{,}5\ m \cdot \pi \cdot 20\ m/det \approx 0{,}13 m$
$= 130$ mm

Sisi tekan (keluar), segitiga kecepatan keluar

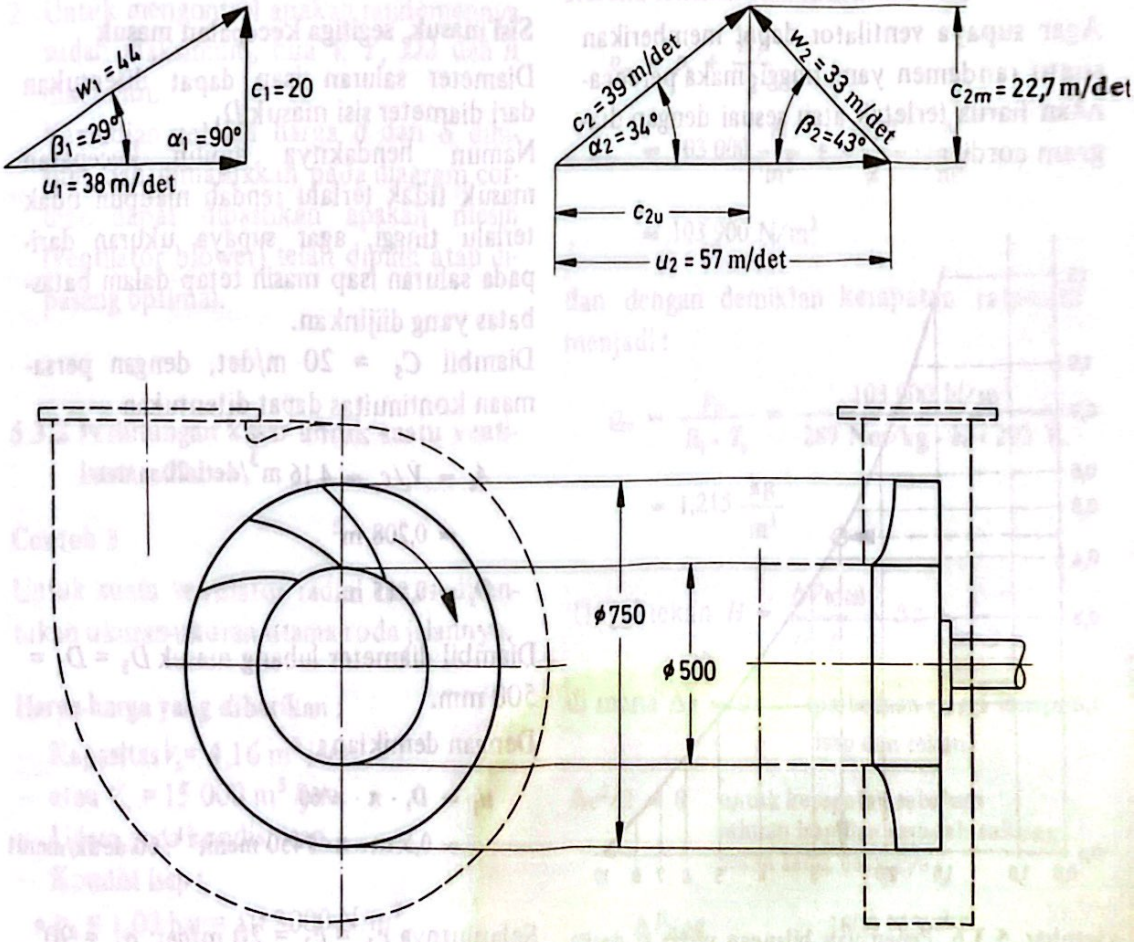
Di sini persamaan Euler harus dipenuhi, dengan :

$H = \eta_h \cdot u_2 \cdot c_{2u}/g$ dalam u, dengan
$H = 151$ m, $\eta_h = 0{,}8$,

di sini pengaruh gesekan dan pembelokan karena jumlah sudu yang terbatas telah berperan.
Dalam hal ini langkah-langkah perhitungan sesuai dengan pompa sentrifugal.

$$c_{2u}\text{ (diharapkan)} = \frac{H \cdot g}{\eta_h \cdot u_2} = \frac{151\ m \cdot 9{,}81\ m/detik}{0{,}8 \cdot 57\ m/detik} = 32{,}5\ m/detik^2$$

Agar segitiga kecepatan keluar dapat digambarkan, haruslah sudut keluar β_2 atau lebar sudu dan c_{2m} ditetapkan terlebih dahulu.



Gambar 5.3.7. Segitiga kecepatan masuk dan keluar. Sketsa ukuran-ukuran utama dari ventilator radial seperti pada contoh perhitungan.

Dipindai dengan CamScanner

Dalam hal ini diambil $b_2 = 0{,}9\, b_1$, dan dari sini didapat :

$$c_{2m} = \frac{\dot{V}_s}{b_2 \cdot \pi \cdot D_2}$$

$$= \frac{4{,}16\ \text{m}^3/\text{det}}{0{,}9 \cdot 0{,}13\ \text{m} \cdot \pi \cdot 0{,}5\ \text{m}} = 22{,}7\ \text{m/det.}$$

Dengan harga ini, dari segitiga kecepatan keluar dapat dihitung $\beta_2 = 43°$, Gambar 5.3.7.

Sketsa bagian bawah dari Gambar 5.3.7 memperlihatkan keliling dari ventilator radial. Selanjutnya udara disalurkan lewat rumah yang berbentuk spiral yang pada umumnya mempunyai penampang segi empat.

5.3.3 Blower dan ventilator radial yang dipergunakan secara luas

Gambar 5.3.8 memperlihatkan sebuah ventilator radial yang kecil. Dengan konstruksi seperti ini, di mana roda jalan ditumpu melayang, akan diperoleh biaya konstruksi yang murah. Penggerak didapat langsung dari motor listrik, penggerak tersebut dapat dihubungkan dengan ventilator melalui V belt (sabuk transmisi yang berbentuk V), sehingga motor dan ventilator bisa bekerja secara optimum.

Suatu blower radial yang dapat diatur sedikit demi sedikit, dengan motor penggerak yang dihubungkan langsung, digambarkan pada Gambar 5.3.9. Blower ini mempunyai peredam (throttle) dan katup putar pada saluran isap (elbow lubang masuk).

Dengan mengatur katup, maka kurve $\dot{V}, H$ akan dapat digeser ke arah tertentu (naik atau turun), di mana randemennya turun perlahan-lahan, Gambar 5.3.9.

Rumah dibuat dengan konstruksi sambungan las dan dibagi menjadi beberapa bagian, sehingga rotor dapat dilepas dengan tanpa harus melepas pipa-pipa saluran.

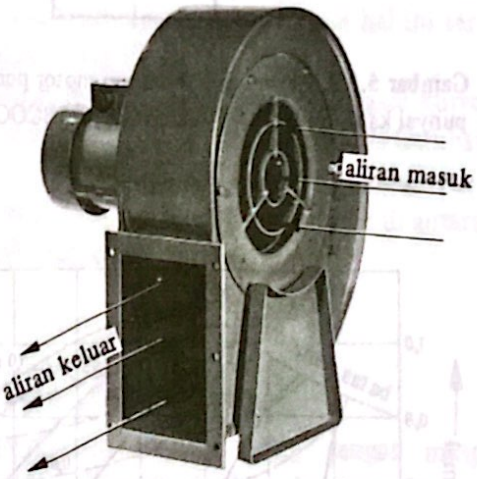
Karakteristik dari ventilator sangat mirip dengan karakteristik pompa sentrifugal radial.

Perbedaan yang nyata adalah bahwa pada sisi isap dari ventilator aliran bisa dicekik (throttling).

Pada bab 5.5.5 dan 5.5.6 akan dijelaskan lagi mengenai konstruksi-konstruksi yang lain yang berhubungan dengan masalah-masalah pengaturan dan juga mengenai masalah-masalah tentang "batas pemompaan".

Dengan rotor yang mempunyai 2 buah lubang aliran, untuk suatu kenaikan, kapasitas akan dapat dicapai dengan mudah.

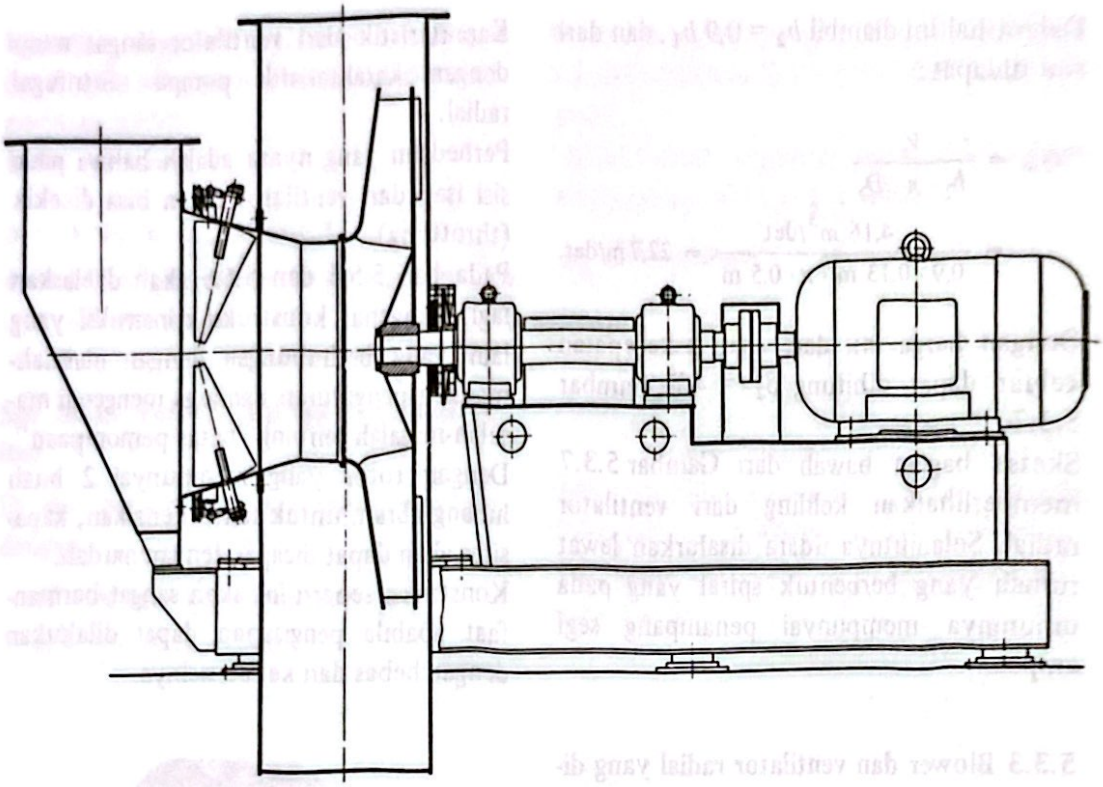
Konstruksi seperti ini akan sangat bermanfaat apabila pengisapan dapat dilakukan dengan bebas dari kedua sisinya.



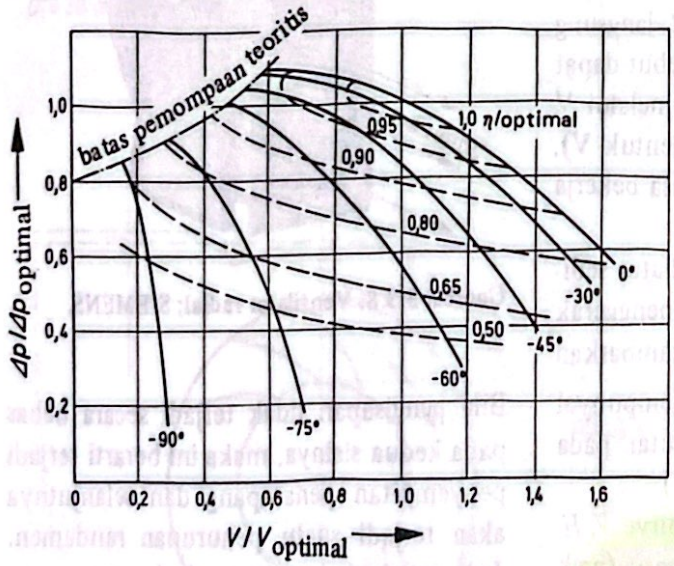
Gambar 5.3.8. Ventilator radial; SIEMENS.

Bila pengisapan tidak terjadi secara bebas pada kedua sisinya, maka ini berarti terjadi penyempitan penampang dan selanjutnya akan terjadi suatu penurunan randemen. Jadi inilah kekurangan dari rotor yang mempunyai lubang isap pada kedua sisinya. Keuntungannya adalah : tidak adanya pergesekan secara aksial, diameter rotor lebih kecil, dengan demikian momen puntirnya lebih kecil, untuk start diperlukan motor yang lebih kecil.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.3.9. Blower radial dengan motor penggerak yang dihubungkan langsung dan mempunyai katup putar pada saluran isap; BABCOCK



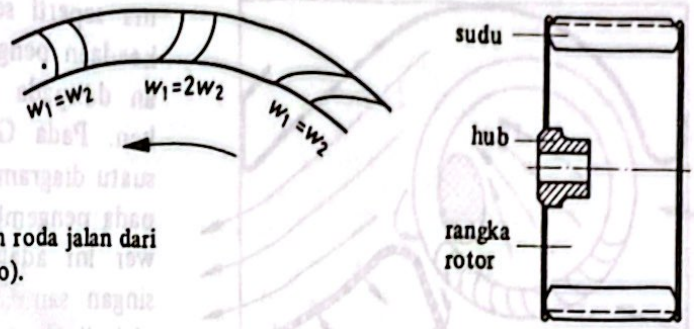
Gambar 5.3.10. Karakteristik dari sebuah ventilator radial yang memakai katup putar: KKK.

Rotor trommel (rotor Sirocco)

Dengan rotor trommel (rotor Sirocco) pada Gambar 5.3.11, memungkinkan suatu ventilator mempunyai nilai δ yang kecil.

Ventilator yang telah dibuat sejak lama ini, mempunyai perbandingan diameter yang besar, sudu-sudunya lebar dan melengkung ke arah depan .

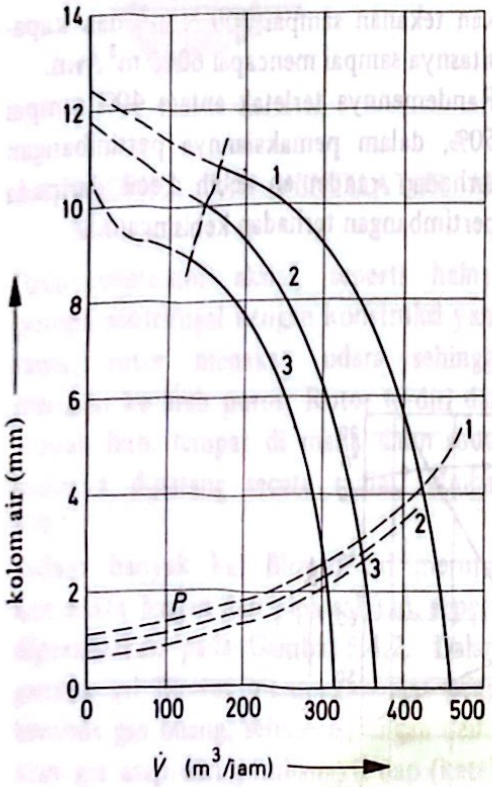
Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.3.11. Bentuk sudu dan roda jalan dari suatu rotor trommel (rotor-Sirocco).

Keuntungan yang nyata dari ventilator ini adalah .

Untuk tekanan yang sama ventilator ini mempunyai ukuran dan suara yang lebih kecil dari ventilator-ventilator jenis lainnya.



Gambar 5.3.12. Karakteristik suatu rotor Sirocco

1 : d_2 = *146 mm*, b_2 = *73 mm*
2 : d_2 = *146 mm*, b_2 = *63 mm*
3 : d_2 = *146 mm*, b_2 = *52 mm*
ψ = *1,22* dan φ = *0,435* pada $\eta_{maks.}$

Pada bagian bawah : Daya yang dibutuhkan untuk 1,2 dan 3 (5.3).

Walaupun randemennya tidak begitu istimewa, ventilator ini banyak juga dibuat, karena dalam banyak hal suara yang tidak keras lebih penting daripada randemen. Bentuk dan perhitungan dari ventilator ini mempunyai perbedaan yang nyata dengan ventilator lainnya.

Di sini tentang masalah ini tidak akan dibicarakan lebih terperinci. Pembicaraan yang lebih terperinci mengenai hal ini terdapat pada (5.3).

Diagram 5.3.12 juga berlaku sebagai kurve karakteristik dari rotor seperti pada Gambar 5.3.11. Ventilator ini mempunyai randemen yang rendah yaitu terletak di antara 20% s/d 40%.

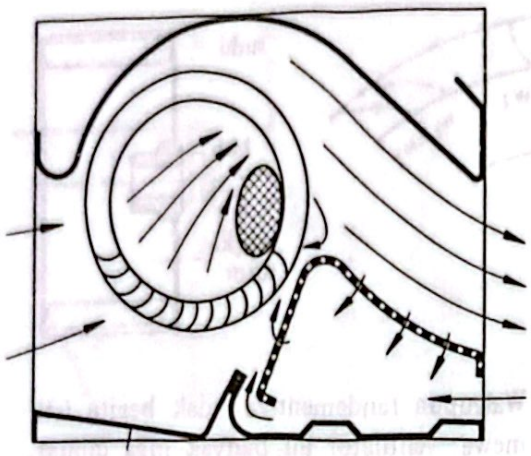
Blower aliran melintang

Konstruksi Blower yang sangat mirip dengan "Turbin air aliran langsung Ossberger" seperti yang sudah dibicarakan pada bab 1.6.1 ini adalah suatu blower aliran melintang, Gambar 5.3.13. Blower ini mempunyai rotor yang dilewati aliran 2 kali.

Patent pertama untuk konstruksi Blower ini telah didaftarkan pada tahun 1892. Di Amerika pun konstruksi semacam ini telah sangat lama dipergunakan. Perkembangannya kemudian berhenti karena telah ditemukannya Blower jenis lain yang mempunyai randemen yang lebih tinggi.

Tetapi sejak 20 tahun yang lalu telah diadakan suatu pengembangan yang lebih maju terhadap Blower tersebut, dalam hal

Dipindai dengan CamScanner



ini terutama B.Eck sangat banyak memegang peranan.

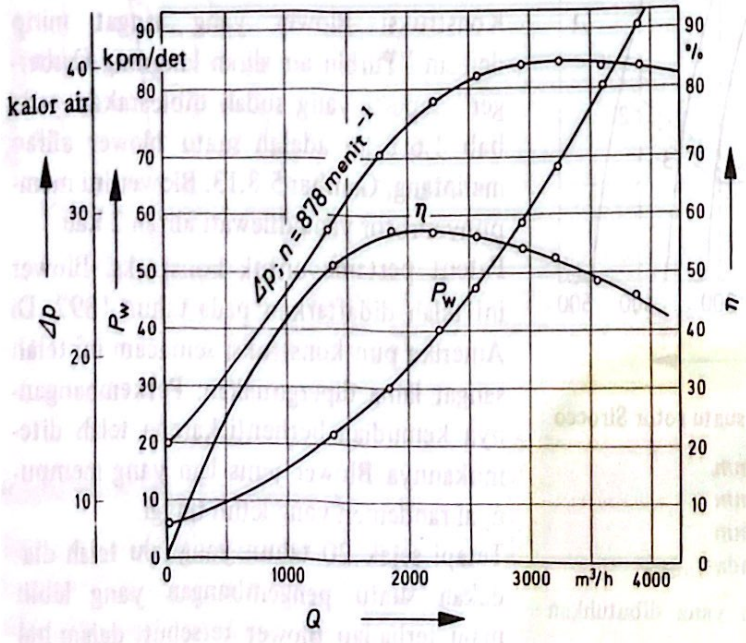
Yang nyata dapat memberi effek yang baik pada waktu operasi adalah adanya peralatan pengarah aliran yang terdapat di dalam rotor, seperti pada gambar di sebelah kiri, di samping itu juga dengan adanya aliran udara tekan ke sisi isap yang berlaku sebagai pembuat medan olakan, dan ini juga diperlihatkan pada gambar.

Pengembangan dari konstruksi ini telah ditulis pada (5.3). Di sini problema-proble ma seperti segitiga kecepatan, pemilihan keadaan pengisapan, derajat reaksi, gerakan daripada olakan, tidak akan dibicarakan. Pada Gambar 5.3.14 diberikan lagi suatu diagram hasil pengujian. Tujuan daripada pengembangan lebih lanjut dari Blower ini adalah untuk mengurangi kebisingan sampai ke tingkat yang diijinkan oleh lingkungan di tempat Blower seperti ini dipasang. Blower seperti ini banyak digunakan yaitu antara lain sebagai pintu-pintu udara, peralatan rumah tangga, pengudara (peniup udara) panas dan pengudara-pengudara kecil lainnya.

Dewasa ini hampir 5 juta Blower arus melintang dipakai per tahunnya (5.3).

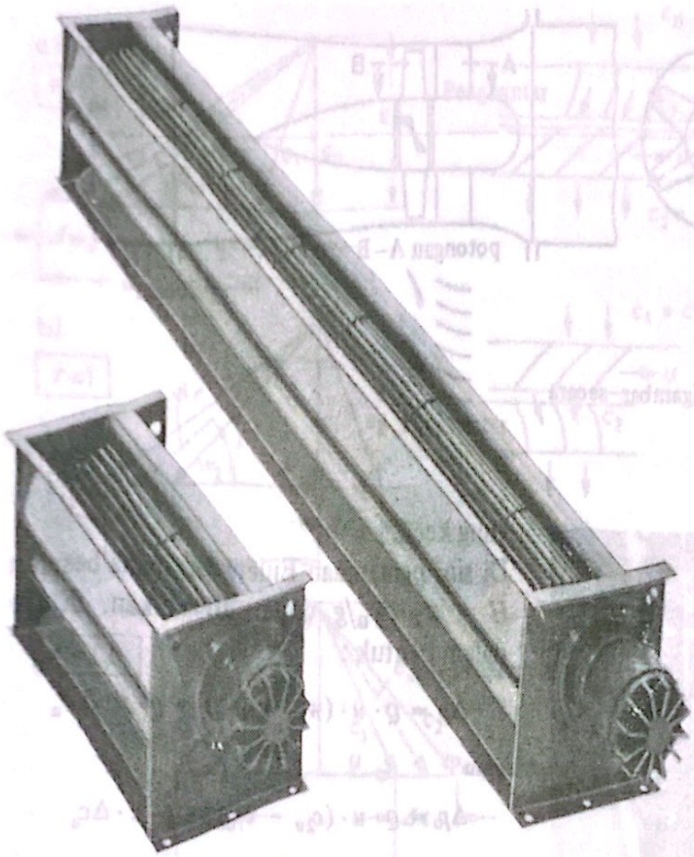
Pada Gambar 5.3.15 diperlihatkan suatu bentuk Blower dengan lebar yang berbeda-beda. Blower seperti ini dapat menghasilkan tekanan sampai 200 N/m^2 dan kapasitasnya sampai mencapai 6000 m^3/jam.

Randemennya terletak antara 40% sampai 50%, dalam pemakaiannya pertimbangan terhadap randemen lebih kecil daripada pertimbangan terhadap kebisingan.



Gambar 5.3.14. Hasil pengapian Blower aliran melintang φ yang dicapai antara 1 s/d 2 (5.3).

CS Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.3.15. Blower aliran melintang, dengan kapasitas yang berbeda, tichl-Abech.

5.4 BLOWER DAN VENTILATOR AKSIAL.

Pada ventilator aksial, seperti halnya pompa sentrifugal dengan konstruksi yang sama, rotor menekan udara sehingga mengalir ke arah poros. Rotor terdiri dari sebuah hub, tempat di mana daun sudu-sudunya dipasang secara radial, Gambar 5.4.1.

Dalam banyak hal Blower ini merupakan suatu bagian dari pipa saluran, seperti diperlihatkan pada Gambar 5.4.2. Dalam gambar ini Blower merupakan alat penghembus gas buang, sehingga dengan demikian gas asap dari pembangkit uap (ketel) bisa keluar dengan volume yang besar. Secara umum konstruksi Blower aksial seperti terdiri dari suatu bagian pipa (rumah) yang dikecilkan sesuai dengan bentuk nosel dan berfungsi sebagai difuser.

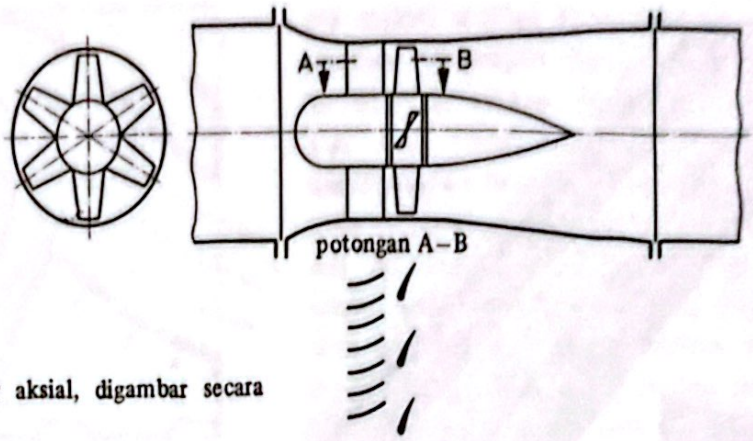
Agar supaya Blower bisa mempunyai randemen yang tinggi, maka diameter roda jalan dari Blower dibuat lebih kecil daripada diameter pipa (rumah).

Roda jalan Blower ini biasanya terdiri dari sebuah hub yang besar dengan 4 sampai 8 buah sayap sudu-sudu. Terdapat kira-kira 2 sampai 50 jenis sudu-sudu yang berbentuk kipas. Kemudian dibutuhkan pula suatu jenis sudu yang disebut sudu pengarah, yaitu sudu yang dipasang di depan atau di belakang roda jalan.

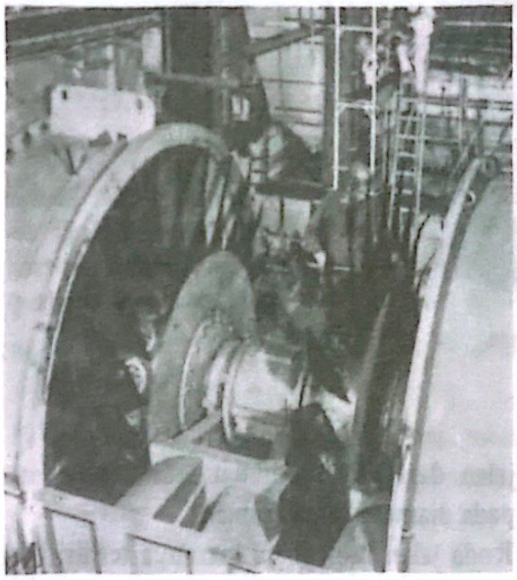
Potongan lewat sudu-sudu dan bentangannya pada Gambar 5.4.1, memperlihatkan bahwa tiap-tiap kisi dari sudu jalan dan sudu pengarah secara teoritis menggambarkan panjang yang tak terhingga (pada keliling lingkaran).

Di dekat hub jarak potongan tiap sudu lebih sempit dari potongan pada tengah-tengah sudu, sedangkan potongan pada ujung sudu mempunyai jarak yang lebih

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.4.1. Blower aksial, digambar secara skematis.



Gambar 5.4.2. Blower gas buang untuk mengalirkan gas asap pada pembangkit uap yang berdaya besar; KKK.

lebar dari potongan pada bagian tengah-tengah sudu.

Dengan demikian kecepatan keliling juga berubah-ubah, semakin jauh dari hub, kecepatan akan semakin besar.

Problema-problema yang menyangkut aliran kisi-kisi (aliran yang meliwati kisi-kisi sudu) tidak akan dibahas di sini. Aliran ini memang terus diselidiki, tetapi sampai saat ini masih terdapat banyak masalah suatu rangkuman yang baik dapat ditemui lagi pada (5.3).

Gaya yang dibangkitkan oleh momen puntir, hanya menimbulkan penyimpangan yang kecil.

Di sini persamaan Euler, dari mana besaran $H = u_2 \cdot c_{2u}/g$ dapat ditentukan, ditulis dalam bentuk:

$$\Delta p = \varrho \cdot u \cdot (w_{2u} - w_{1u}) = \varrho \cdot u \cdot \Delta w_u$$

atau

$$\Delta p = \varrho \cdot u \cdot (c_{2u} - c_{1u}) = \varrho \cdot u \cdot \Delta c_u$$

Persamaan di atas seperti telah dibicarakan pada bab mengenai Turbin Kaplan, harus diberikan dalam hubungan dengan gaya keliling yang menyebabkan putaran, yang mana ini dapat ditentukan dari komponen aksial dan tangensial dari persamaan :

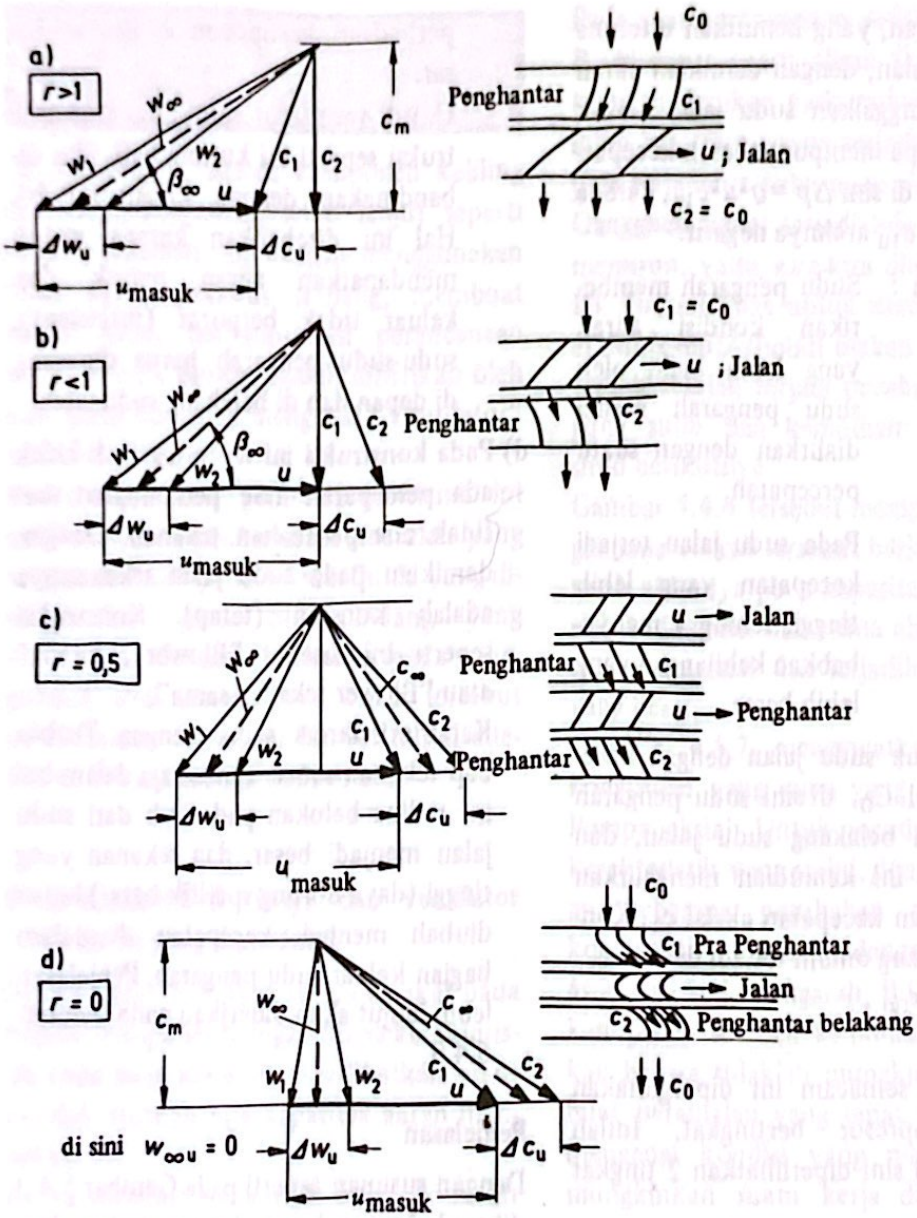
$$F_A = \sqrt{T^2 + S^2} = \varrho \cdot t \cdot b \cdot (w_{1u} - w_{2u}) \cdot w_\infty$$

5.4.1 Kerjasama antara sudu pengarah dan sudu jalan

Pada ventilator, mesin terletak di antara 2 buah pipa saluran, seperti yang diperlihatkan pada Gambar 5.4.1. Agar kerugian gesekan yang terjadi sekecil mungkin, maka aliran dalam pipa hendaknya tidak sampai berputar. Sudu-sudu hendaknya dipasang sedemikian rupa sehingga aliran pada sisi masuk maupun sisi tekan (keluar) bisa mengalir secara aksial dan tidak berputar.

Agar hal seperti di atas dapat dicapai, ada berbagai macam susunan sudu yang dapat dipasang. Dari semua jenis itu, beberapa

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.4.3. Empat macam pasangan sudu-sudu jalan dan sudu-sudu pengarah yang dipakai pada ventilator aksial.

yang penting digambarkan pada Gambar 5.4.3.

Susunan sudu-sudu dan segitiga kecepatan pada Gambar 5.4.3a sampai d dapat memberikan gambaran umum secara ringkas. Dalam hal ini kecepatan absolut C_0 pada pipa saluran terdapat di depan dan di belakang ventilator. Dan aliran ini harus sesuai dengan dasar perencanaan (persamaan kontinuitas) dan mengalir tanpa turbulensi.

Pada semua kombinasi ini dan hasil kombinasi yang dapat dipikirkan selanjutnya, untuk suatu kenaikan tekanan yang diberikan berlaku :

$$\Delta p = \varrho \cdot u \cdot \Delta c_u = \varrho \cdot u \cdot (c_{2u} - c_{1u})$$
$$= \varrho \cdot u \cdot (w_{2u} - w_{1u}) = \varrho \cdot u \cdot \Delta w_u$$

a) Sudu pengarah memberikan suatu aliran fluida kepada sudu jalan dengan suatu

Dipindai dengan CamScanner

putaran lawan, yang kemudian diterima oleh sudu jalan, dengan demikian aliran fluida meninggalkan sudu jalan masuk ke sistim pipa mempunyai arah kecepatan aksial c_2 di sini $\Delta p = \varrho \cdot u \cdot c_{1u}$, karena $c_{2u} = 0$ dan c_{1u} arahnya negatif.

Keuntungan : Sudu pengarah memberikan kondisi aliran yang lebih baik, oleh sudu pengarah media dialirkan dengan suatu percepatan.

Kerugian : Pada sudu jalan terjadi kecepatan yang lebih tinggi, sehingga menyebabkan kehilangan yang lebih besar.

b) Aliran masuk sudu jalan dengan kecepatan aksial C_0, di sini sudu pengarah dipasang di belakang sudu jalan, dan sudu jalan ini kemudian mengalirkan fluida dengan kecepatan aksial c_2. Kondisi inilah yang umum terjadi di sini:
$\Delta p = \varrho \cdot u \cdot c_{1u}$,

c) Konstruksi semacam ini dipergunakan pada kompresor bertingkat. Inilah sebabnya di sini diperlihatkan 2 tingkat saja.

Di sini kecepatan relatif (w) dan kecepatan absolut (c) sama besarnya dan dipasang simetris. Sudu hantar dan sudu jalan dilalui aliran fluida secara miring. Untuk suatu kompresor bertingkat,hal ini mempunyai keuntungan yaitu :

- Tinggi tekan (head) tiap tingkat menjadi lebih besar.
- Kecepatan pada sudu pengarah maupun sudu jalan dapat mencapai sedikit lebih rendah dari kecepatan suara.
- Gaya kehilangan (kerugian/volume) tiap tingkat lebih kecil daripada jika perbedaan komponen c dan w besar.

Untuk ventilator satu tingkat, konstruksi seperti ini kurang baik jika dibandingkan dengan konstruksi b). Hal ini disebabkan karena untuk mendapatkan aliran masuk dan keluar tidak berputar (turbulent), sudu-sudu pengarah harus dipasang di depan dan di belakang sudu jalan.

d) Pada konstruksi ini $w_1 = w_2$, jadi tidak ada percepatan atau perlambatan dan tidak ada perubahan tekanan. Dengan demikian pada sudu jalan tekanannya adalah konstan (tetap). Konstruksi seperti ini disebut "Blower segment" atau "Blower tekanan sama".
Karakteristiknya sama dengan Turbin uap tekanan sama. Tentu saja dalam hal ini radius belokan pada hub dari sudu jalan menjadi besar, dan tekanan yang tinggi (daya dorong spesifik besar) harus diubah menjadi kecepatan di dalam bagian keluar sudu pengarah. Penjelasan lebih lanjut akan diberikan pada Gambar 5.4.9.

Penjelasan

Dengan susunan seperti pada Gambar 5.4.3 dikenal juga sebagai derajat reaksi daripada sudu-sudu. Dengan tanpa maksud membicarakan istilah tersebut lebih dalam, di sini akan diberikan pengertian dari "derajat reaksi" tersebut.

$$r = \frac{h_{\text{sudu jalan}}}{h_{\text{tingkat}}} \quad \text{di sini} = \frac{\Delta p_{\text{stat}}}{\Delta p} = \text{Derajat reaksi}$$

$\Delta p_{\text{stat}} = \varrho \cdot (w_1^2 - w_2^2)/2$, dan w adalah kecepatan relatif yang terjadi pada sudu jalan. Bila w diganti dengan u, Δc_u, c_m, maka untuk semua susunan akan diperoleh persamaan :

Dipindai dengan CamScanner

PERPUSTAKAAN D III F. TEKNIK

$$r = \frac{w_{\infty u}}{u}$$

di mana $w_{\infty u}$ adalah komponen keliling dari w_{∞}. Penjelasan lebih lanjut seperti halnya perencanaan dengan menggunakan teori sayap pesawat terbang, membuat profil sudu, mengoptimasi perencanaan untuk semua Blower aksial, diberikan oleh Eck pada bukunya mengenai "Ventilator" cetakan yang ke-5.

Keseluruhan dari problema-problema ini adalah menyangkut masalah-masalah yang sangat menarik pada teknik fluida yang dipergunakan pada bidang-bidang yang sangat luas dengan penekanan pada penggunaan praktisnya. Pada buku tersebut perencanaan dari suatu blower aksial dijelaskan dengan sebuah contoh soal.

5.4.2 Karakteristik kerja dan ventilator aksial yang diproduksi

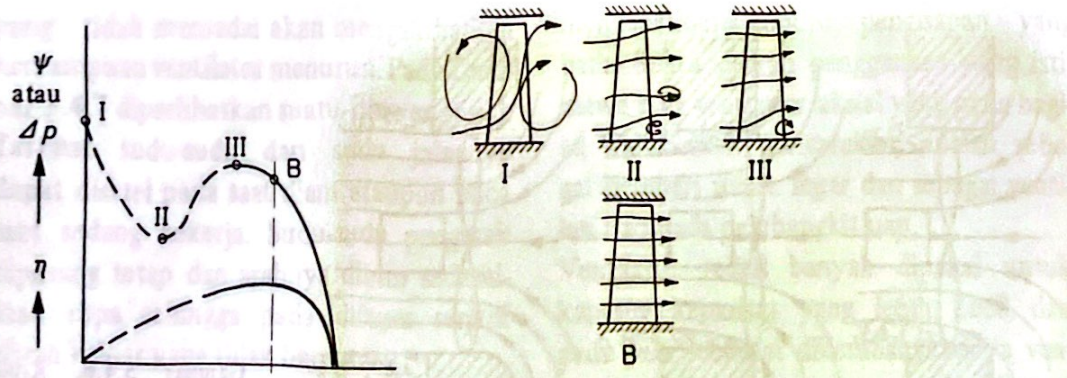
Seperti telah diuraikan secara singkat pada bagian pompa sentrifugal, kurva karakteristik roda jalan aksial memperlihatkan suatu ketidak stabilan bila kapasitas aliran mendekati nol.

Kurva tersebut mula-mula bergerak turun dan kemudian kembali naik, Gambar 5.4.4.

Pada saat perencanaan sesuai dengan titik B, terdapat suatu aliran (kapasitas) yang konstan, bahkan pada volume aliran yang lebih besarpun jarang terjadi gangguan dan juga terjadinya kebisingan tidak menyolok. Gangguan mulai terjadi bila volume aliran menurun, yaitu kira-kira dimulai dari titik III. Hal ini khas untuk suatu Blower aksial. Mula-mula timbul olakan yang kecil, ini terjadi setelah terjadi pecahan pada punggung sudu dan kemudian diterima oleh sudu berikutnya.

Gambar 5.4.4 tersebut memperlihatkan bagaimana olakan tersebut berkembang. Begitulah akhirnya pada kapasitas sama dengan nol, sudu jalan menerima aliran melintang secara diagonal dan terjadilah dua olakan yang besar.

Gambar 4.5.7 mengingatkan kita akan konstruksi yang sama yang dipunyai oleh Pompa aksial. Untuk mendapatkan kurva karakteristik yang stabil, dengan pertolongan beberapa perubahan yang sifatnya konstruktif terutama dengan pengaturan awal dari sudu pengarah, B.Cock mengadakan penelitian dan kemudian menyimpulkan bahwa tidaklah mungkin untuk membuat peramalan yang tepat secara absolut mengenai kondisi yang mana yang memungkinkan suatu kerja dengan volume yang kecil akan terbebas dari gangguan-



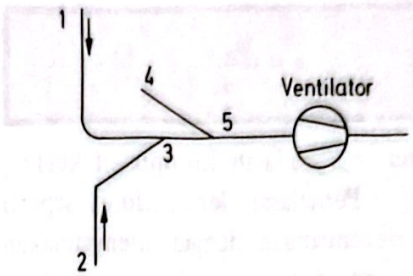
Gambar 5.4.4. Karakteristik dari suatu ventilator aksial, dan perkembangan dari aliran akibat adanya pengaturan volume aliran fluida (throttle).

Dipindai dengan CamScanner

gangguan. Walaupun demikian, penelitian tersebut dapat memberikan penjelasan-penjelasan mengenai kemungkinan-kemungkinan perbaikan. Ketidak stabilan dari kompresor K–L memberikan kesulitan-kesulitan karena kebisingannya bertambah tinggi, daya yang dibutuhkan bertambah besar karena randemennya buruk dan untuk melawan hal-hal tersebut motor harus dibuat dengan ukuran yang besar (over dimention).

Karakteristik Instalasi

Pada pemasangan ventilator dan Blower di dalam suatu sistim pemipaan yang tertentu, terdapat kombinasi-kombinasi yang sangat banyak. Contoh kombinasi yang sederhana diperlihatkan pada Gambar 5.4.5, tapi juga mengingatkan kepada masalah-masalah yang sulit seperti pada penyediaan udara pada rumah-rumah bertingkat, instalasi udara bersih pada kapal laut atau penguda-ra pada tambang-tambang di bawah tanah. Pada waktu yang sama beberapa Blower dapat bersamaan operasinya atau satu demi satu dihidupkan, yang untuk sistim yang dilayani dapat menimbulkan komplikasi yang besar pada tekanan dan kapasitasnya. Dengan demikian untuk memilih suatu ventilator yang tepat adalah pekerjaan yang sulit.

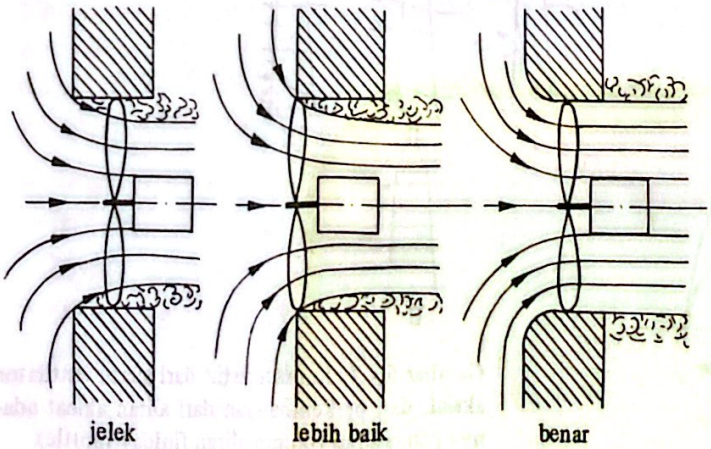


Gambar 5.4.5. Skema pemipaan suatu instalasi pengisapan; Schroter.

Dengan demikian dapat dipahami, bila kemudian ventilator bekerja tidak pada titik perencanaannya, dan pula tidak sesuai dengan kemungkinan-kemungkinan pengaturan, maka dipilih kompresor yang mempunyai karakteristik yang stabil.
Dalam hal ini titik kerja, seperti juga pada pompa sentrifugal yang dengan panjang lebar telah dibicarakan adalah perpotongan antara karakteristik instalasi dan karakteristik kompresor KL.
Penjelasan yang lebih terperinci dapat dijumpai pada buku "Ventilatoren" karangan B.Eck.

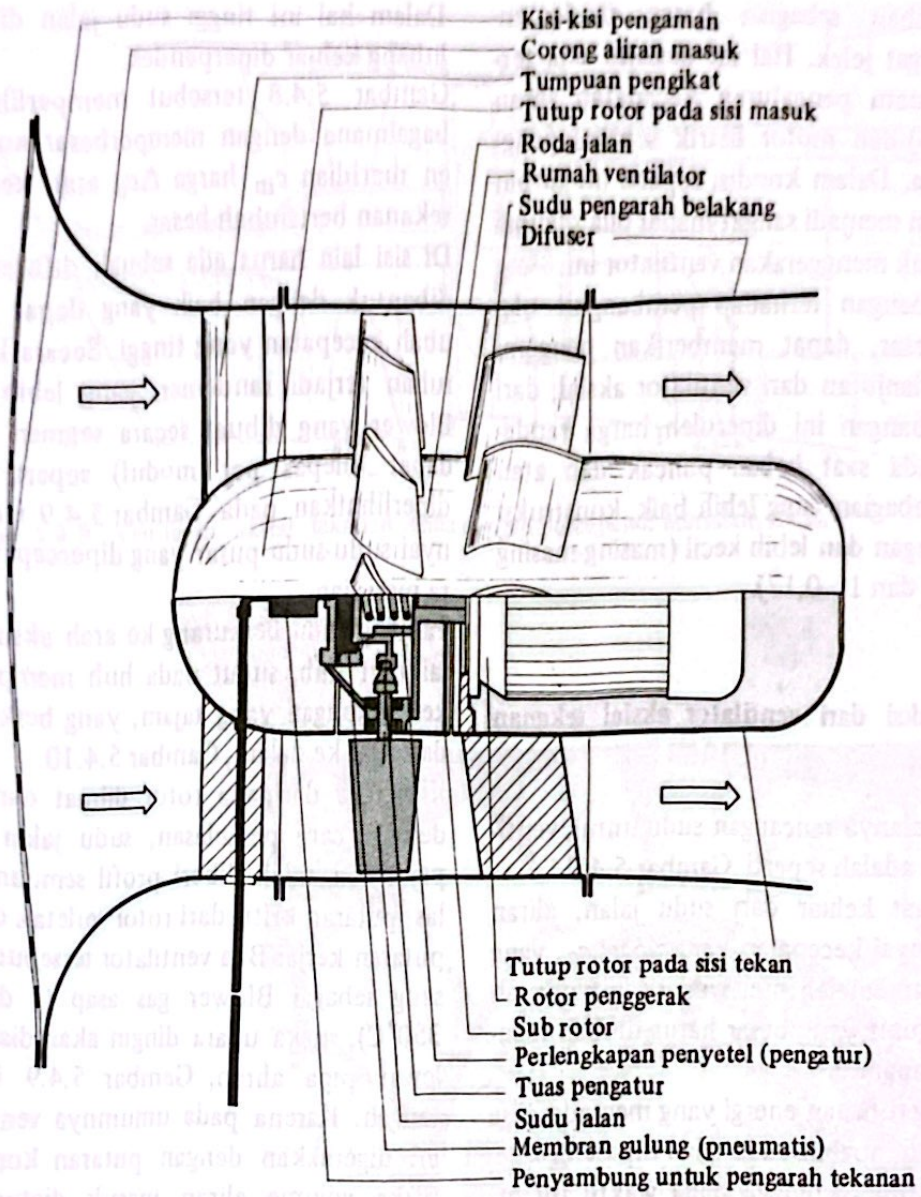
Ventilator aksial yang umum dipergunakan

Gambar 5.4.6 memperlihatkan suatu pengudara aksial yang sangat sederhana.
Untuk dapat sedikit dijelaskan, bahwa suatu kondisi pengisapan dari penempatan



Gambar 5.4.6. Konstruksi yang jelek dan yang bagus dari ventilator aksial; KAUL.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.4.7. Blower aksial; VOITH.

yang tidak memadai akan mengakibatkan kemampuan ventilator menurun. Pada Gambar 5.4.7 diperlihatkan suatu Blower aksial. Terlihat sudu-sudu dari sudu jalannya dapat disetel pada saat diam ataupun pada saat sedang bekerja. Sudu-sudu pengarah dipasang tetap dan arahnya diatur sedemikian rupa sehingga pada difuser terjadi aliran keluar yang tidak berputar.

Pada sisi isap terdapat tutup rotor di depan sudu jalan, di samping itu terdapat pula corong aliran masuk, yang berguna untuk mendapatkan kondisi pengisapan yang baik. Suatu daerah penggunaan yang istimewa dari ventilator aksial yang pada bagian akhir akan dibicarakan, adalah sebagai pemberi udara segar dan sebagai ventilasi isap pada pembangkit uap.

Ventilator radial banyak dipakai untuk kapasitas-kapasitas yang lebih kecil dan pada saat sebelum dikembangkannya ventilator aksial yang mempunyai effisiensi yang tinggi.

Kejelekan dari ventilator ini terletak pada

Dipindai dengan CamScanner

saat beban sebagian harga randemennya sangat jelek. Hal ini berlaku bila terdapat suatu pengaturan kecepatan aliran (throttle) dan motor listrik sebagai penggeraknya. Dalam kondisi seperti ini turbin uap akan menjadi sangat mahal bila digunakan untuk menggerakan ventilator ini.

Pengembangan terhadap pembangkit uap yang besar, dapat memberikan pengembangan lanjutan dari ventilator aksial, dari pengembangan ini diperoleh harga randemen pada saat beban puncak dan atau beban sebagian yang lebih baik, konstruksi lebih ringan dan lebih kecil (masing-masing 1 : 0,35 dan 1 : 0,17).

Konstruksi dari ventilator aksial tekanan sama

Pada mulanya rancangan sudu untuk ventilator ini adalah seperti Gambar 5.4.3d.

Pada saat keluar dari sudu jalan, aliran mempunyai kecepatan yang tinggi c_2, yang kemudian setelah melewati sudu pengarah atau difuser yang besar harus diubah menjadi tekanan.

Suatu perubahan energi yang memadai bisa diperoleh, apabila sudu jalan dipasang sedemikian rupa sehingga pada waktu itu pemasukan dan pengeluaran terjadi percepatan meridian c_m, Gambar 5.4.8.

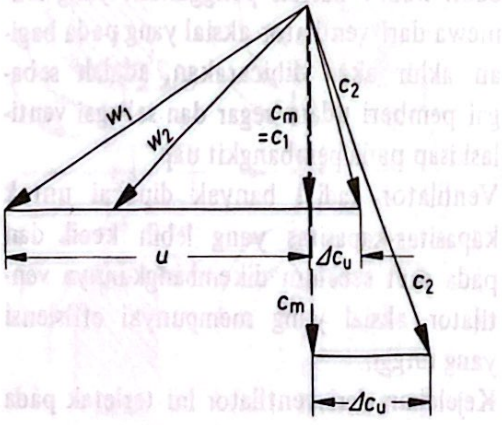
Dalam hal ini tinggi sudu jalan di dekat lubang keluar diperpendek.

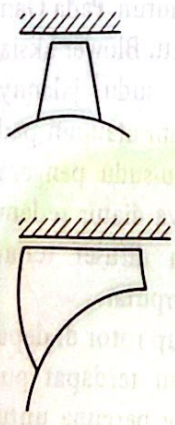
Gambar 5.4.8 tersebut memperlihatkan, bagaimana dengan memperbesar komponen meridian c_m harga Δc_u atau kenaikan tekanan bertambah besar.

Di sisi lain harus ada sebuah difuser yang dibentuk dengan baik yang dapat mengubah kecepatan yang tinggi. Secara keseluruhan terjadi randemen yang lebih baik. Blower yang dibuat secara segmen (yang dapat dilepas per modul) seperti yang diperlihatkan pada Gambar 5.4.9 mempunyai sudu-sudu putar yang dipercepat secara meridian.

Panjang sudu berkurang ke arah aksial mulai dari hub, sudut pada hub mempunyai kelengkungan yang tajam, yang berkurang dari luar ke dalam, Gambar 5.4.10.

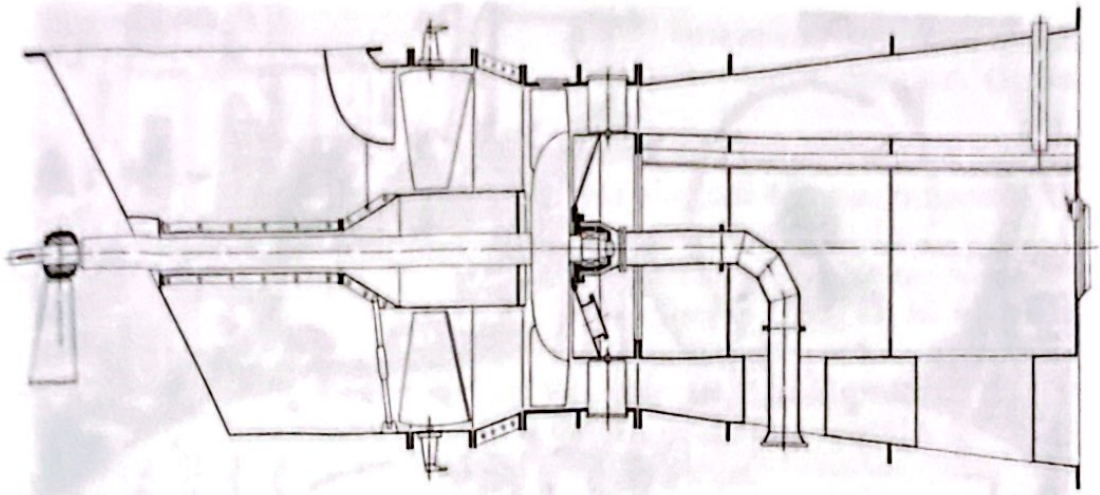
Kerangka daripada rotor dibuat dari plat dengan cara penjelasan, sudu jalan yang pejal dan tidak diberi profil semuanya di las, putaran kritis dari rotor terletak di atas putaran kerja. Bila ventilator tersebut dipasang sebagai Blower gas asap (t di atas 350°C), maka udara dingin akan dialirkan lewat pipa aliran, Gambar 5.4.9 bagian tengah. Karena pada umumnya ventilator ini digerakkan dengan putaran konstant, maka volume aliran masuk diatur oleh pengatur putar yang dipasang di depan sudu jalan,Gambar 5.4.11.



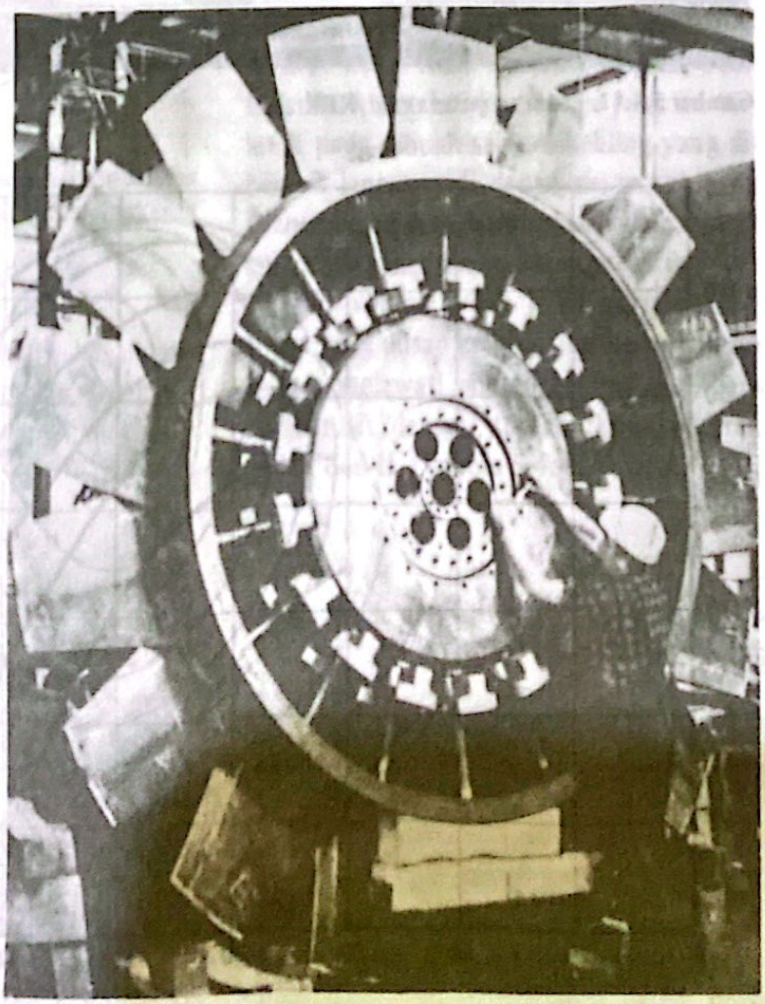


Gambar 5.4.8. Sudu roda jalan normal dan sudu roda jalan dari ventilator aksial yang dipercepat secara meridian; diagram kecepatan, informatif.

Dipindai dengan CamScanner

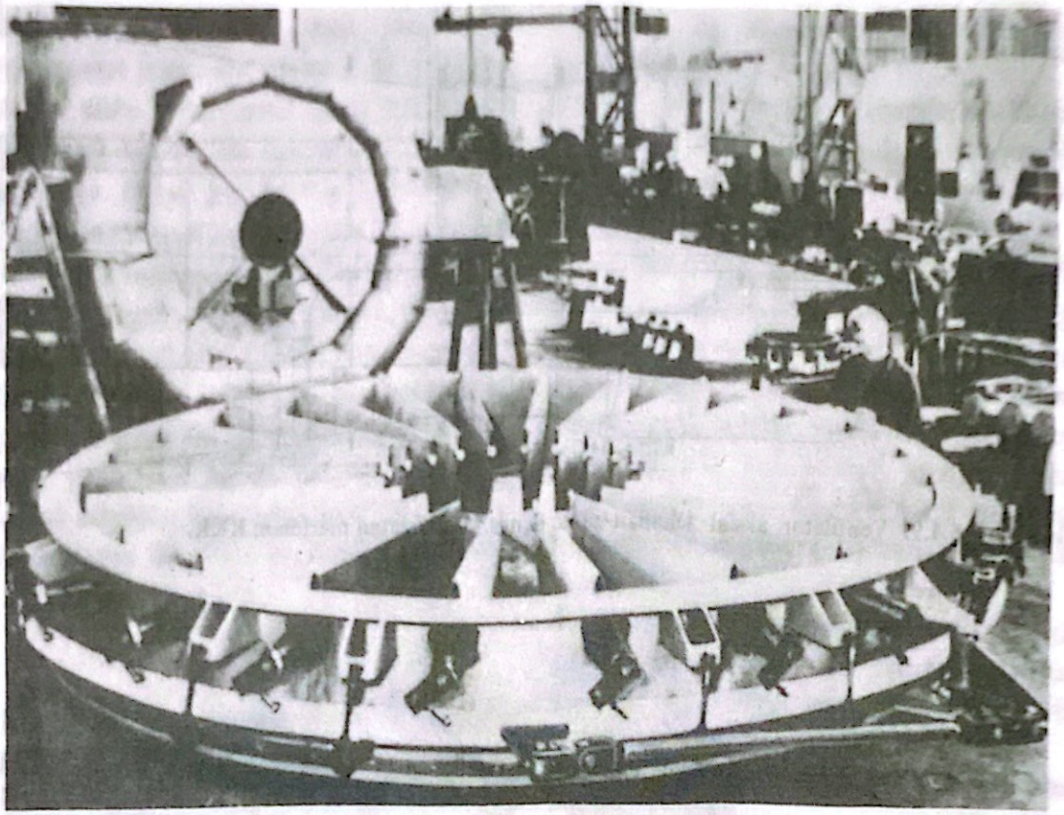


Gambar 5.4.9. Ventilator aksial tekanan sama dengan percepatan meridian; KKK.

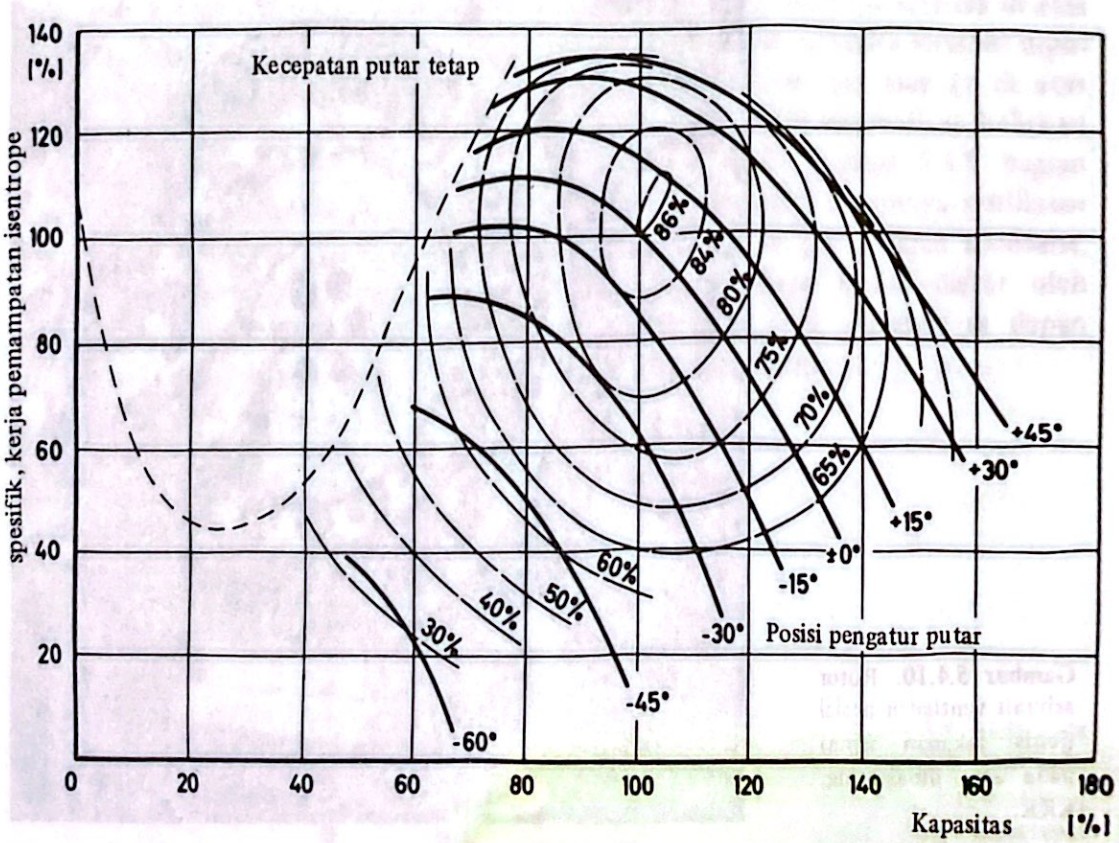


Gambar 5.4.10. Rotor sebuah ventilator aksial (jenis tekanan sama) pada saat dibalansing, KKK.

Dipindai dengan CamScanner

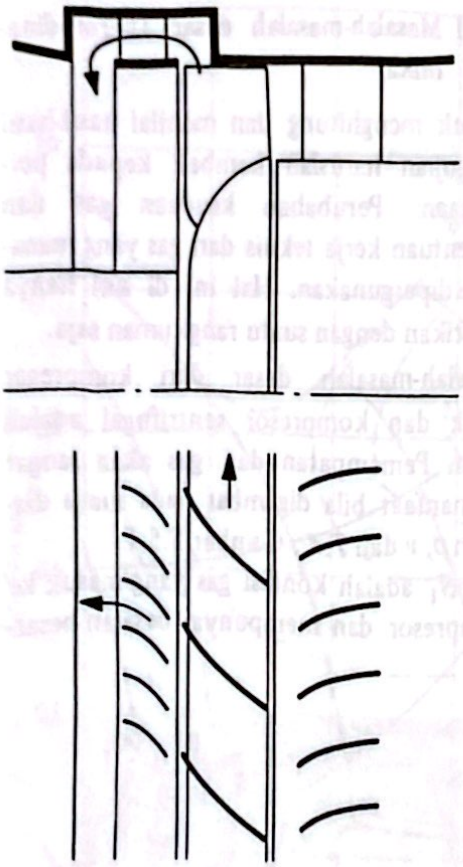


Gambar 5.4.11. Pengatur putar aksial, KKK.



Gambar 5.4.12. Karakteristik ventilator aksial (jenis tekanan sama) yang menggunakan pengatur putar.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.4.13. Skema dari susunan suatu saluran keliling di depan rotor ventilator aksial tekanan sama.

Dari gambar dapat diketahui, bagaimana caranya melakukan penyetelan pengatur putar dengan sudu sudut, yang keluar dari sebuah cincin.

Kurva karakteristik yang bersangkutan dengannya, diperlihatkan oleh Gambar 5.4.12.

Difuser yang panjang dimulai di belakang roda jalan pada difuser ini kecepatan c_2 dirubah menjadi tekanan.

Ventilator bisa dibuat dengan poros horisontal ataupun tegak, hal ini tergantung dari kondisi tempat pemasangannya.

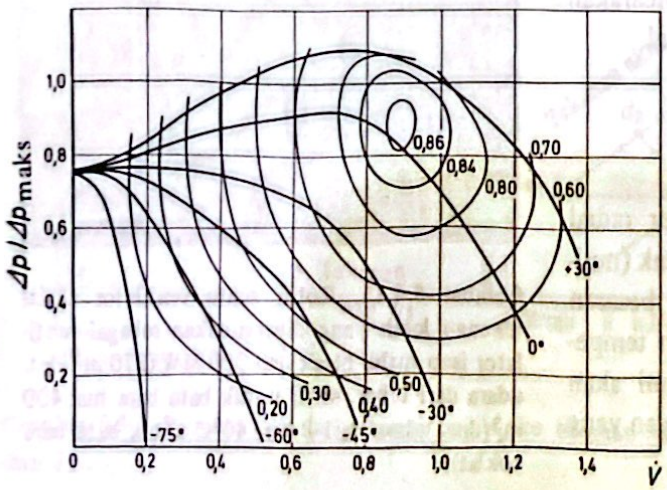
Gambar 5.4.13 memperlihatkan Blower aksial tekanan tetap yang telah dikembangkan lebih lanjut.

Kurva Δp dan $\dot{V}$ bergerak secara stabil sampai mencapai kapasitas sama dengan nol, Gambar 5.4.14.

Untuk suatu instalasi hal seperti ini mempunyai arti yang penting, seperti halnya pada instalasi KL yang mempunyai fluktuasi yang cukup besar atau di mana karakteristik kerja tidak berjalan dengan baik.

Keistimewaan dari konstruksi jenis ini terletak pada sebuah saluran keliling yang dibentuk langsung di depan sisi masuk roda jalan melalui rumah roda jalan dan sebuah cincin yang disusun secara konsentris.

Dengan volume yang kecil sebagian dari aliran yang diisap kembali lagi ke roda jalan dengan melewati saluran keliling tadi (bandingkanlah dengan terbentuknya pusaran pada I dan II, Gambar 5.4.4).



Gambar 5.4.14. Karakteristik ventilator aksial tekanan sama menurut Gambar 5.4.13.

Dipindai dengan CamScanner

Pengatur putar aksial tetap diam dan terletak di depan cincin balik.

Untuk volume aliran (kapasitas) yang lebih besar dipakai ventilator aksial jenis tekanan lebih yang mempunyai sudu jalan yang dapat disetel pada saat beroperasi, Gambar 5.4.15.

Karakteristik dari ventilator ini seperti pada Gambar 5.4.16 memperlihatkan suatu daerah pengaturan yang lebih luas dan mempunyai randemen yang tinggi.

Pada gambar ini, garis 1 digambarkan sebagai instalasi KL yaitu suatu peralatan pengisap (pengisapan gas asap) dan garis 2 sebagai instalasi KL yang dipergunakan sebagai suatu ventilator udara segar. Bilangan dengan tanda ° (derajat) menunjukkan penyetelan sudu jalan. Pada gambar penampang, konstruksi ventilator ini hampir sama dengan Blower yang dapat dilepas-lepas seperti Gambar 5.4.9, di mana di belakang rotor dari kedua konstruksi tersebut terdapat difuser. Ventilator ini juga dipergunakan sebagai ventilasi gas asap dan di bagian 2 tingkat dengan 2 roda jalan.

Suatu gambaran mengenai ventilator ini diperlihatkan oleh Gambar 5.4.2.

Penjelasan

Problema-problema mengenai "batas kerja" yang pada ventilator sama dengan "batas pemompaan", akan sedikit dibicarakan pada bab mengenai kompresor aksial.

5.5 KOMPRESOR RADIAL

Yang dimaksud dengan kompresor radial adalah mesin yang bertingkat banyak (multi stage), di sini perubahan dari besaran fisik terutama volume spesifik dan temperatur harus diperhitungkan. Di sini akan dapat dijumpai beberapa pengulangan yang penting dari bab (2.1).

5.5.1 Masalah-masalah dasar Thermodinamika

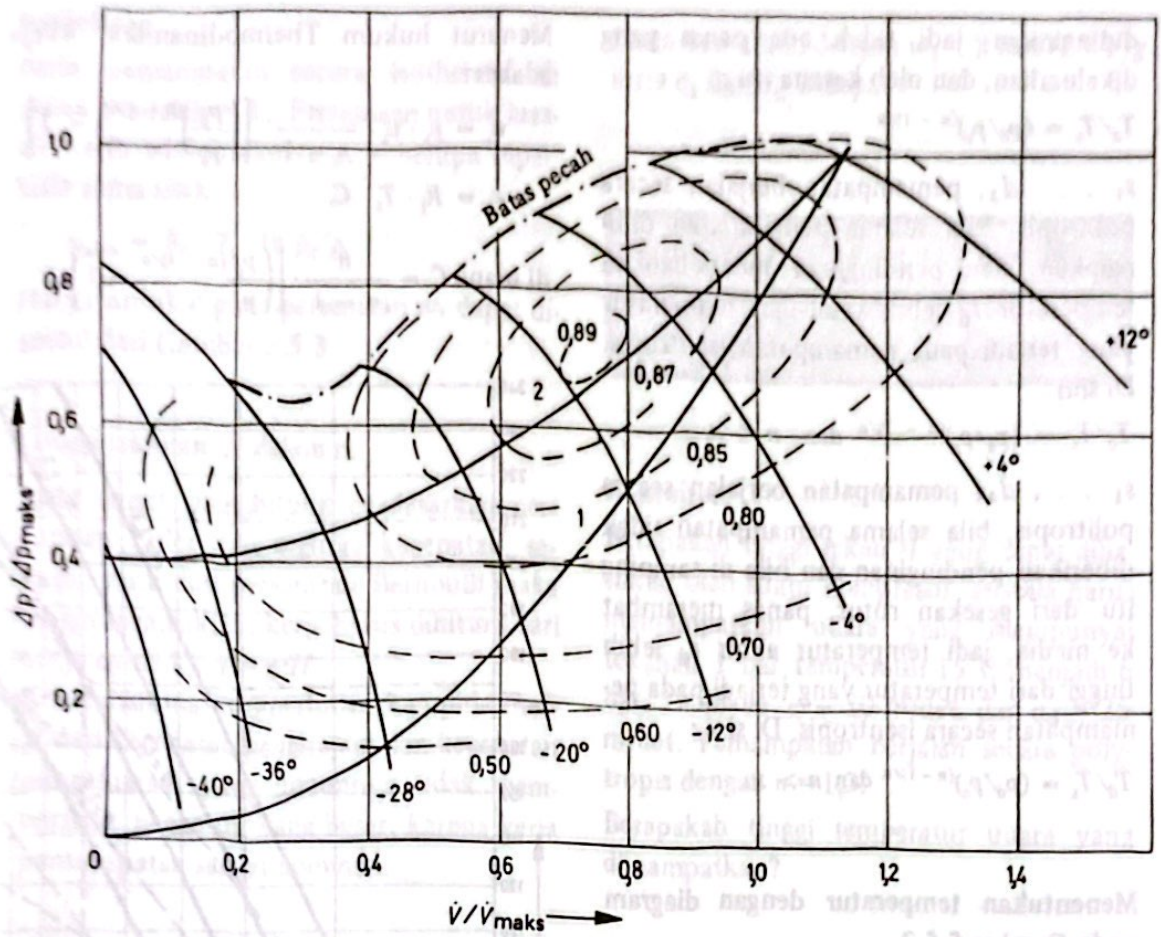
Untuk menghitung dan menilai hasil-hasil pengujian haruslah kembali kepada pertanyaan: Perubahan keadaan gas dan penentuan kerja teknis dari gas yang manakah dipergunakan. Hal ini di sini hanya diberikan dengan suatu rangkuman saja.

Masalah-masalah dasar dari kompresor torak dan kompresor sentrifugal adalah sama. Pemampatan dari gas akan sangat bermanfaat bila digambar pada suatu diagram p, v dan T,s , Gambar 5.5.1.

Bila S_1 adalah kondisi gas yang masuk ke kompresor dan mempunyai besaran-besar-

Gambar 5.4.15. Rotor suatu ventilator aksial tekanan lebih yang dipergunakan sebagai ventilator isap turbo black uap 300 MW (270 m³/det. udara dari 1 bar, 40°C untuk batu bara tua; 400 m³/det. udara dari 1 bar, 40°C untuk batu bara coklat).

Dipindai dengan CamScanner

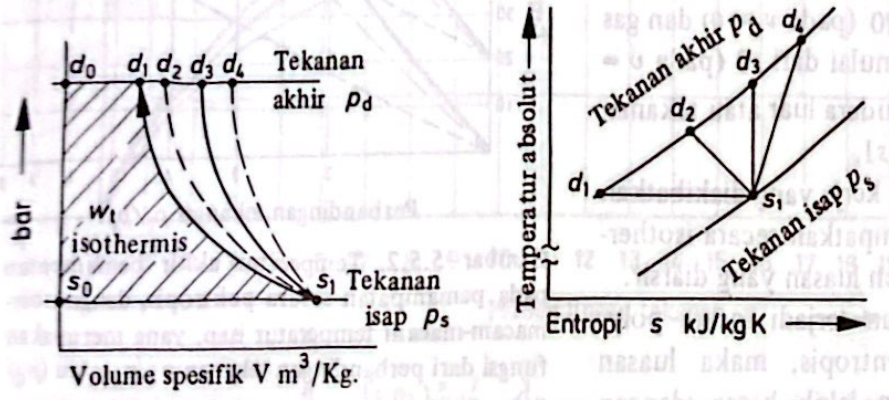


Gambar 5.4.16. Karakteristik ventilator aksial, efek tekanan lebih dengan penyetelan sudu jalan.

an p_s, t_s dan v_s, maka dari $S_1 \ldots d_1$ pemampatan akan berjalan secara isothermis, apabila selama pemampatan gas didinginkan, jadi $t_d = t_s$ konstan, dengan demikian $p_s \cdot v_s = p_d \cdot v_d$.

Kurvanya akan merupakan hyperbaal sama sisi pada diagram p,v, dan kurva horisontal pada diagram T,S.

$S_1 \ldots d_3$, pemampatan berjalan secara isentropis, bila selama pemampatan tidak



Gambar 5.5.1. Pemampatan dari tekanan isap p_s ke tekanan akhir p_d dalam suatu diagram p,v- dan T,s.

Dipindai dengan CamScanner

didinginkan, jadi tidak ada panas yang dikeluarkan, dan oleh karena itu :

$T_d/T_s = (p_d/p_s)^{(x-1)/x}$

$s_1 \ldots d_2$, pemampatan berjalan secara politropis, bila selama pemampatan didinginkan, dan pendinginan menyebabkan temperatur t_d lebih kecil dari temperatur yang terjadi pada pemampatan isentropis. Di sini :

$T_d/T_s = (p_d/p_s)^{(n-1)/n}$ dan $n < x$.

$s_1 \ldots d_4$; pemampatan berjalan secara politropis, bila selama pemampatan tidak diberikan pendinginan dan bila di samping itu dari gesekan rotor, panas merambat ke media, jadi temperatur akhir t_d lebih tinggi dari temperatur yang terjadi pada pemampatan secara isentropis. Di sini :

$T_d/T_s = (p_d/p_s)^{(n-1)/n}$ dan $n > x$.

Menentukan temperatur dengan diagram pada Gambar 5.5.2

Temperatur dapat digambarkan ke dalam diagram T, s, sehingga didapat suatu kemungkinan pengukuran.

Diagram T,s atau juga diagram h, s yang telah dicetak dapat diperoleh dengan membeli di toko-toko buku.

Pada diagram p, v, kerja dinyatakan sebagai luasan. Di dalam hal ini mencakup luasan yang dibentuk oleh gas pengeluaran yang dimulai $d1$ sampai $d0$ (pada $v = 0$) dan gas pemasukan yang dimulai dari $s0$ (pada $v = 0$) dan p = tekanan udara luar atau tekanan pengisapan) sampai $s1$.

Pada gambar luasan kerja yang diakibatkan oleh gas yang dimampatkan secara isothermis digambarkan oleh luasan yang diarsir.

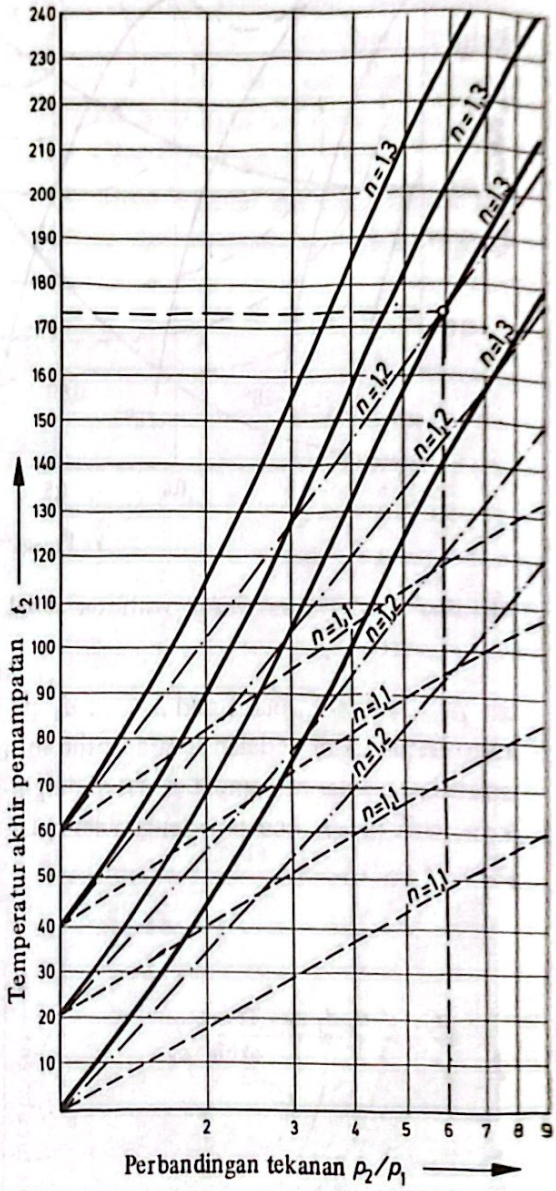
Apabila pemampatan terjadi secara polytropis maupun isentropis, maka luasan kerja tersebut akan lebih besar, dengan demikian kerja yang dibutuhkan akan bertambah.

Menurut hukum Thermodinamika, kerja adalah :

$$w_t = p_s \cdot v_s \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[\left(\frac{p_d}{p_s}\right)^{(n-1)/n} - 1\right]$$

$$w_t = R_t \cdot T_s \; C,$$

di mana $C = \frac{n}{n-1} \cdot \left[\left(\frac{p_d}{p_s}^{(n-1)/n} - 1\right)\right]$



Gambar 5.5.2. Temperatur akhir pemampatan pada pemampatan secara politropis, dengan bermacam-macam temperatur isap, yang merupakan fungsi dari perbandingan tekanan p_2/p_1 atau (p_d/p_s).

CONTOH : $p_2/p_1 = 6{,}0$, $t_1 = 20°C$; $n = 1{,}3$
diperoleh : $t_2 = 173°C$.

Dipindai dengan CamScanner

Penjelasan

Pada pemampatan secara isothermal di mana n adalah = 1,. Persamaan untuk luasan kerja adalah (kurva p, v berupa hiperbola sama sisi).

$$w_{t\,iso} = R_i \cdot T_s \cdot \ln p_d/p_s$$

Harga untuk c pada persamaan w_t dapat diambil dari Gambar 5.5.3

Tinggi tekanan H dalam m

Agar dapat menghitung berdasarkan persamaan Euler dan segitiga kecepatan, sebagai ganti dari persamaan Bernoulli maka tinggi tekan akibat kerja harus dihitung dari kerja spesifik : $Y = g \cdot H$.

Kemudian masih diperhitungkan pula energi dari kecepatan pengisapan dan kecepatan pengeluaran, yang umumnya tidak memberikan pengaruh yang besar, karena kerja pemampatan sangat dominan.

Maka kemudian dengan $w_t = Y$ dan $H = Y/g$ serta c_s dan c_d didapat :

$$H = R_i \cdot T_s \cdot C/g + (c_d^2 - c_s^2)/2\,g$$

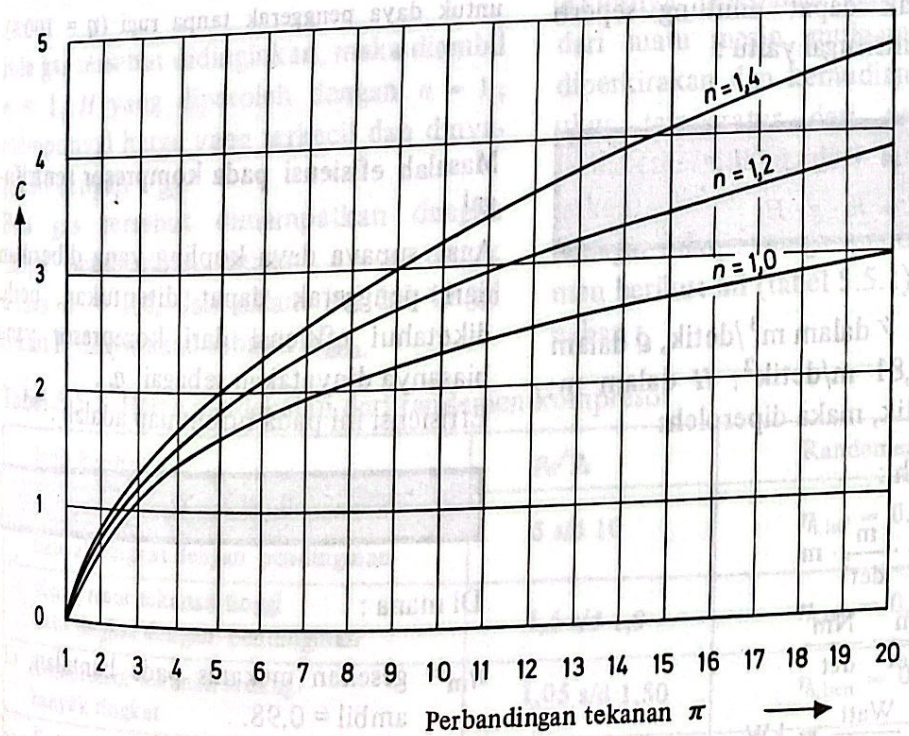
(dalam m/kolom gas)

$$H = p_s \cdot v_s \cdot C/g + (c_d^2 - c_s^2)/2\,g$$

Contoh 4

Berapakah tinggi tekan H yang dapat dihasilkan oleh suatu kompresor, apabila harus memampatkan udara yang mempunyai tekanan 1 bar, temperatur 15°C menjadi 6 bar. Di mana c_s = 20 m/det. dan c_d = 25 m/det. Pemampatan berjalan secara polytropis dengan n = 1,3.

Berapakah tinggi temperatur udara yang dimampatkan?



Gambar 5.5.3. Faktor $\frac{n}{n-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]$ yang merupakan fungsi dari perbandingan tekanan p_2/p_1 (p_d/p_s), untuk faktor polytropie n = 1 sampai dengan n = 1,4

Dipindai dengan CamScanner

Penyelesaian

$H = R_i \cdot T_s \cdot C/g + (c_d^2 - c_s^2)/2\,g$

$R_i = 287 \text{ J/kg K} = \text{Nm/kg K}$

$= \dfrac{\text{kg m}}{\text{det}^2} \cdot \dfrac{\text{m}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

$T_s = 15\,°\text{C} + 273 = 288 \text{ K}$

$C = 2{,}23$ diambil dari Gambar 5.5.3 untuk $p_d/p_s = 6{,}0$.

$(c_d^2 - c_s^2)/2\,g$

$= (625 - 400)\ \text{m}^2/\text{det}^2 : 2 \cdot 9{,}81\ \text{m/det}^2$

$= 11{,}4 \text{ m}$

$H = 287 \dfrac{\text{m}^2}{\text{det}^2} \cdot \dfrac{1}{\text{K}} \cdot 288 \text{ K} \cdot 2{,}23 : 9{,}81 \dfrac{\text{m}}{\text{det}^2}$

$+ 11 \text{ m} = 18\,811 \text{ m}$

Dari Gambar 5.5.2 didapat temperatur akhir: $t_2 = 200\,°\text{C}$.

Daya penggerak teoritis

Daya penggerak dapat dihitung seperti pada pompa sentrifugal yaitu :

$$P = \dot{V} \cdot \varrho \cdot g \cdot H$$
$$P = \dot{m} \cdot g \cdot H$$

Bila $V \cdot \varrho = m$. $\dot{V}$ dalam m^3/detik, ϱ dalam kg/m^3; $g = 9{,}81$ m/detik^2; H dalam m; m dalam kg/detik, maka diperoleh:

maka diperoleh :

$P = \dfrac{\text{m}^3}{\text{det}} \cdot \dfrac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \dfrac{\text{m}}{\text{det}^2} \cdot \text{m}$

$= \dfrac{\text{kg m}}{\text{det}^2} \cdot \dfrac{\text{m}}{\text{det}} \cdot \dfrac{\text{Nm}}{\text{det}}$

$= \text{Watt dan } \dfrac{\text{Watt}}{1000} = \text{kW}$

Dalam hal ini $\dot{V}$ dan ϱ diambil pada kondisi pemasukan.

Contoh 5

Berapakah daya yang dibutuhkan oleh kompresor yang mempunyai tinggi tekan $H = 18811$ m seperti yang dihitung pada contoh soal no. 4, apabila udara yang dihisap mempunyai volume aliran $\dot{V} = 7200$ m^3/jam, $p_s = 1$ bar, $t_s = 15°\text{C}$.

Penyelesaian

$\dot{V} = 7200\,\text{m}^3/\text{jam} = 7200\ \text{m}^3/\text{jam} : 3600 \text{ det/jam}$

$= 2{,}0\ \text{m}^3/\text{det}$

$\varrho = \dfrac{p}{R_i \cdot T_s} = \dfrac{1 \text{ bar} \cdot 100\,000\ (\text{N/m}^2)/\text{bar}}{287 \text{ Nm/kg} \cdot \text{K} \cdot 288 \text{ K}}$

$= 1{,}21 \dfrac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$P = 2 \dfrac{\text{m}^3}{\text{det}} \cdot 1{,}21 \dfrac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9{,}81 \dfrac{\text{m}}{\text{det}^2} \cdot 18\,811 \text{ m}$

$= 442\,000 \text{ Watt}$

$P = 442 \text{ kW}$

untuk daya penggerak tanpa rugi ($\eta = 100\%$).

Masalah efisiensi pada kompresor sentrifugal

Agar supaya daya kopling yang diberikan dari penggerak dapat ditentukan, perlu diketahui efisiensi dari kompresor yang biasanya dinyatakan sebagai η_e.

Effisiensi ini pada turbin uap adalah :

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

Di mana :

η_m = gesekan mekanis pada bantalan, diambil = 0,98.

η_i = effisiensi akibat pengubahan (konversi) energi, yang memasukkan semua pengaruh-pengaruh yang berasal dari kompresor sendiri.

Dipindai dengan CamScanner

Kehilangan-kehilangan seperti kehilangan karena celah-celah, kehilangan aliran hidrolis, gesekan, kehilangan karena pertukaran panas dengan bagian-bagian dari rumah (rangka), menyebabkan kebutuhan tenaga yang lebih besar, karena adanya deviasi (penyimpangan) dari perubahan keadaan isentropis.

Agar semua kehilangan-kehilangan tersebut yang ditentukan dengan pasti menuntut pengujian, turut diperhitungkan dipertimbangkan, maka sebagai ganti tinggi tekan teoritis H dipakai tinggi tekan H_i, di mana :

$$H_i = H/\eta_i$$

Dalam tinggi tekan teoritis H, hubungan antara perbandingan pemampatan dan eksponen politropis yang terdapat di dalam faktor c yaitu :

$$C = \frac{n}{n-1} \cdot \left[\left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right]$$

lihat (Gambar 5.5.3

Bila gas tersebut didinginkan, maka diambil $n = 1$, H yang diperoleh dengan $n = 1$, mempunyai harga yang terkecil dan dinyatakan dengan H_{iso}

Bila gas tersebut dimampatkan dengan tanpa pendinginan, maka $n = \varkappa$, untuk udara n = 1,4, dan dalam hal ini tinggi tekan H dinyatakan sebagai H_{isen}.

Untuk perhitungan-perhitungan awal dapat dituliskan seperti :

$$P_{e,\,iso} = \frac{\dot{V} \cdot \varrho \cdot g \cdot H_{iso}}{\eta_{i\,iso} \cdot \eta_m}$$

$$P_{e,\,isen} = \frac{\dot{V} \cdot \varrho \cdot g \cdot H_{isen}}{\eta_{i\,isen} \cdot \eta_m}$$

Bersama itu pemampatan polytropis juga dipenuhi. Perbedaannya hanya terletak pada kondisi-kondisi dasarnya :

$p_{e\,iso}$ bila pada pemampatan diberi pendinginan.

$p_{e,isen}$ bila pada pemampatan tidak didinginkan.

Catatan

Akhirnya berapakah faktor politropis n dari suatu mesin, mula-mula hanya bisa diperkirakan dan kemudian dengan mengukur temperatur dari persamaan yang sesuai (thermodinamika) dihitung dan dijelaskan.

Sebagai nilai f harga pendekatan, randemen berikut ini (tabel 5.5.1) dapat dipergunakan :

Tabel 5.5.1. Harga pendekatan dari randemen kompresor

Jenis kontruksi	p_d/p_s	Randemen
Kompressor tekanan tinggi Banyak tingkat dengan pendinginan	5 s/d 10	$\eta_{i,iso}$ = 0,60 s/d 0,75
Kompresor tekanan tinggi satu tingkat dengan pendinginan	1,5 s/d 1,9	$\eta_{i,iso}$ = 0,65 s/d 0,84
Kompressor tekanan sedang banyak tingkat	1,05 s/d 1,50	$\eta_{i,isen}$ = 0,70 s/d 0,85
Kompressor tekanan tinggi satu tingkat	2,0 s/d 3,0	$\eta_{i,isen}$ = 0,60 s/d 0,80
Kompresor tekanan rendah satu atau banyak tingkat	1,5 s/d 2,0	$\eta_{i,isen}$ = 0,60 s/d 0,80

Dipindai dengan CamScanner

5.5.2 Kompresor banyak tingkat

Karena pembebanan oleh gaya sentrifugal yang terdapat pada roda jalan kompresor radial cukup besar, maka tinggi tekan H pada kompresor 1 tingkat terbatas kira-kira sampai $H = 7000$ m (kolom gas). Tidak hanya karena alasan-alasan tersebut di atas, tapi juga agar supaya daya penggerak tidak terlalu besar, maka perbandingan pemampatan dibagi-bagi menjadi beberapa tingkat dan bersama itu setelah tiap tingkat atau pada umumnya setelah satu grup dari beberapa tingkat, gas yang telah dimampatkan, didinginkan.

Seperti telah diketahui, bahwa kompresor aksial banyak tingkat untuk penggerak pesawat udara dan untuk instalasi Turbin gas stationer tidak didinginkan, di mana panas pemampatan yang terjadi dimampatkan pada ruang bakar.

Pada pemampatan banyak tingkat, perbandingan tekanan total dibagi-bagi menjadi perbandingan tekanan sendiri-sendiri sedemikian rupa, di mana pada tiap-tiap tingkat selalu terdapat p_d/p_s yang sama.

Untuk suatu pembagian dari $p_d/p_s = 8$ menjadi 3 tingkat, diambil untuk tiap tingkat (atau tiap grup tingkat) $p_d/p_s = 2$, di mana pada tiap tingkat teoritis terdapat perbandingan thermodinamika yang sama. Karena $p_d/p_s = 2$ untuk tiap tingkat, jadi dalam hal ini dari 2.2.2 = 8 akan dapat diperoleh tekanan akhir 2 bar, 4 bar dan kemudian 8 bar atau sebaliknya untuk tiap tingkat berlaku :

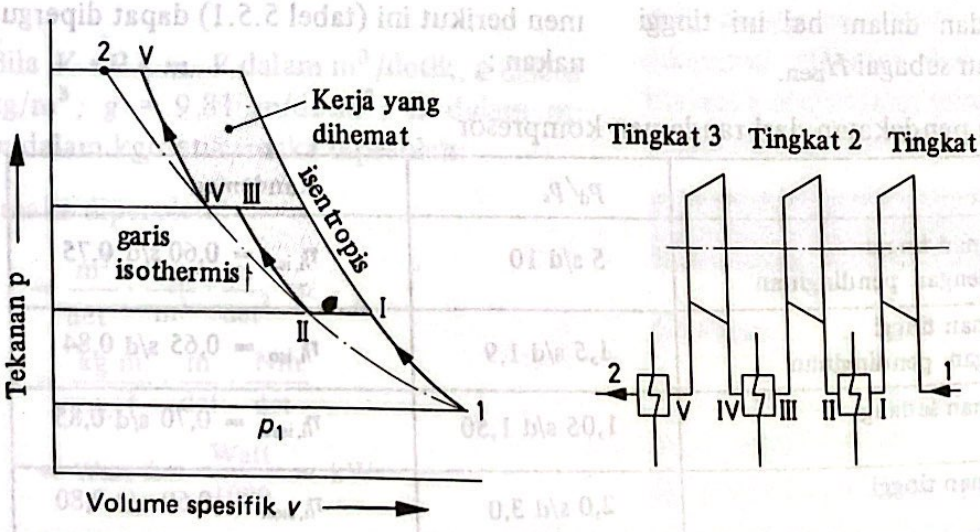
$$(p_d/p_s)_{\text{tingkat}} = \sqrt[i]{(p_d/p_s)_{\text{total}}}$$

untuk i tingkat.

Apabila setelah tiap tingkat gas didinginkan kembali mencapai temperatur penghisapan tingkat yang pertama, maka akan didapat suatu pemampatan yang hampir berjalan secara isothermis. Hal ini dapat dilihat pada diagram p,v seperti Gambar 5.5.4.

Pada gambar tersebut, 1 adalah kondisi pengisapan. Pertama-tama pemampatan akan terjadi secara isentropic sampai titik I, hal ini terjadi karena selama aliran melewati rangkaian sudu-sudu jalan dan sudu-sudu kamar pendinginan praktis tidak berpengaruh.

Dari sama (tingkat I) gas yang telah dimampatkan tersebut memasuki pendinginan antara yang pertama kemudian dari sana

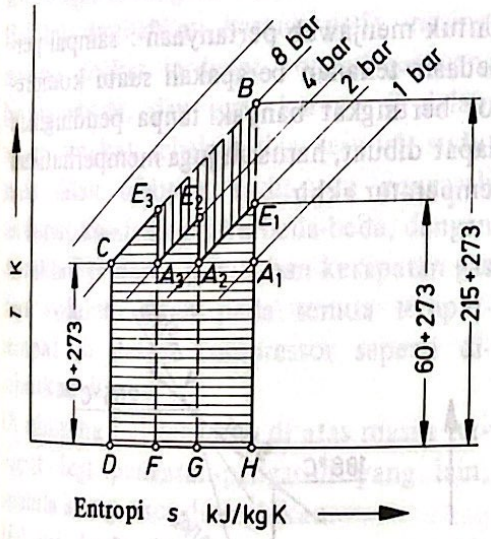


Gambar 5.5.4. Diagram p,v yang menggambarkan proses suatu pemampatan banyak tingkat dengan pendinginan antara, dan kerja yang dihemat.

Dipindai dengan CamScanner

mengalir masuk ke tingkat berikutnya. Setelah keluar dari tingkat ini gas harus didinginkan lagi sampai mencapai temperatur pada kondisi penghisapan, seperti halnya pada tingkat pertama tadi. Karena kondisi terakhir seperti ini, maka pemampatan ini berjalan seperti pemampatan isothermis. Pada tingkat ke 2 gas juga dimampatkan secara isentropic sampai tingkat III, di dalam pendinginan antara gas kembali didinginkan sampai mencapai temperatur isap, jadi tingkat IV juga terletak pada gas isothermis II–IV. Demikianlah seterusnya proses tersebut berjalan pada tingkat t_2 berikutnya.

Dengan mengembalikan temperatur dan juga spesifik volume v pada kondisi awal (pemasukan), memberikan luasan kerja yang lebih kecil. Kerja yang dihemat diperlihatkan secara jelas pada gambar.



Gambar 5.5.5. Proses pemampatan banyak tingkat dengan pendingin antara dan perbandingan tekanan tiap tingkat $p_d/p_s = 2$, yang digambarkan dalam diagram T, s. Penentuan temperatur sebelum dan sesudah pendinginan antara.

Pada diagram T, s Gambar 5.5.5 dapat dibaca keadaan tekanan dan temperatur bila suatu perbandingan tekanan total $p_d/p_s = 8$ dibagi dalam 3 tingkat yang masing-masing dengan $p_d/p_s = 2$.

Dari suatu kondisi isap A_1 dengan temperatur 0°C dan tekanan 1 bar pemampatan berjalan secara isentropic ke titik E_1 dengan tekanan 2 bar dan temperatur 60°C + 273 K. Kemudian dengan tekanan konstan didinginkan kembali sampai mencapai 0°C pada tingkat A_2. Dengan cara yang sama seperti di atas, pemampatan kemudian berlangsung pada tingkat-tingkat berikutnya. Pada pemampatan isentropis yang tidak memakai pendinginan antara (tanpa pendinginan, tanpa kehilangan-kehilangan), maka keadaan akhir akan menjadi 8 bar, 215°C. Akibat dari pendinginan antara maka temperatur keluar adalah 60°C dan tekanannya 8 bar. Pada gambar dapat dilihat perubahan dari tekanan dan temperatur. Juga pada gambar tersebut, kerja yang dihemat dari jumlah panas yang dilepaskan pada pendingin antara dapat dibaca sebagai suatu luasan, yang mana hal ini di sini tidak dibahas lebih luas lagi.

Catatan

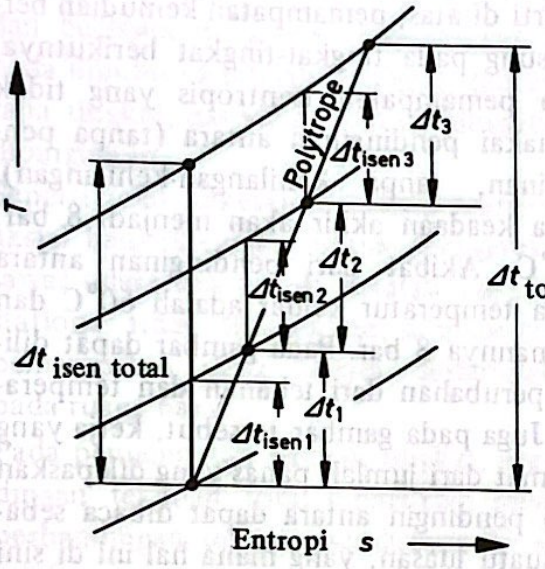
Dengan pendingin antara yang jumlahnya tidak terbatas mendorong semua pemampatan akhirnya akan berjalan secara isothermis. Hal seperti ini menyebabkan suatu penghemat kerja, dan oleh karena itu kejadian semacam ini sangat diharapkan. Namun karena alasan-alasan ekonomis (juga teoritis) harapan ini tidak sepenuhnya dapat dicapai.

Untuk menjawab pertanyaan mengenai besarnya perbandingan tekanan tingkat, akan memerlukan penelitian sifat ekonomisnya. Hal ini disebabkan karena pertimbangan mengenai biaya konstruksi harus diambil berkebalikan dengan pertimbangan biaya operasi dengan penghematan daya penggerak.

Dipindai dengan CamScanner

Pemampatan bertingkat-tingkat tanpa pendinginan

Untuk kelengkapan, akan diuraikan pula mengenai kompresor bertingkat banyak tanpa pendinginan dalam hal ini perbedaan temperatur isentropis dari tiap-tiap tingkat lebih besar dari perbedaan temperatur isentropis total, Gambar 5.5.6.



Gambar 5.5.6. Pemampatan bertingkat-tingkat (bertingkat banyak) dari kompresor berupa pendinginan dalam diagram *T,s*.

Alasannya adalah karena p = konstan. Di sini antara kurva yang satu dengan kurva yang lainnya berjalan tidak paralel, tetapi menjauh ke arah kanan ($s_2 - s_1 = c_p \cdot \ln T_2/T_1$) seperti diagram *h,s* pada uap air.
Yaitu :

$$\Sigma \Delta t_{isen} = \Delta t_{isen\,1} + \Delta t_{isen\,2} \cdots > \Delta t_{isen\,total}$$

Hal yang sama berlaku pula untuk kerja spesifik y dan tinggi tekan isentropic H. Untuk tinggi tekan tiap tingkat ΔH yang konstan, dan banyaknya tingkat adalah i, maka :

$$\Sigma \Delta H = i \cdot \Delta H = \mu \quad \text{dan} \quad \Sigma \Delta Y = i \cdot \Delta Y = \mu \cdot Y.$$

Dalam hal ini adalah faktor kerja lebih (yang dapat disamakan dengan keuntungan panas balik pada turbin uap).
μ ini dapat ditentukan dengan diagram *T,s*.
Dengan perbandingan tekanan yang normal suatu kompresor sentrifugal tanpa pendinginan mempunyai harga μ yang lebih kecil yaitu :

untuk n = 1,5 dan p_d/p_s = 2, maka μ = 1,0180.
untuk n = 1,5 dan p_d/p_s = 1,2, maka u = 1,0145.

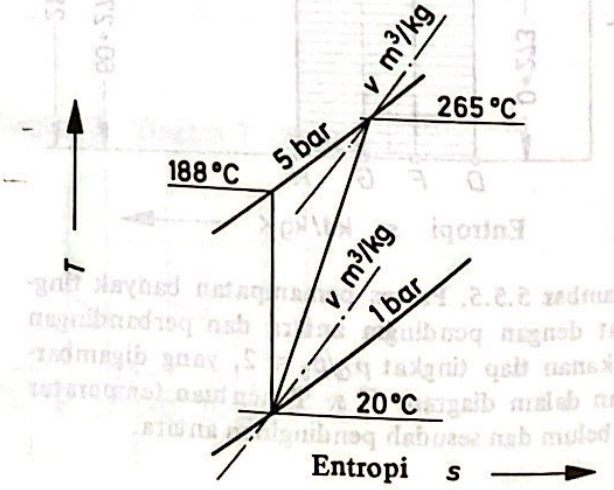
Kerja total indikatif yang telah memperhitungkan semua kerugian-kerugian, untuk 1 tingkat adalah :

$$Y_i = \Sigma \Delta Y_i.$$

Randemen indikatif η_i dari kompresor secara keseluruhan lebih jelek daripada randemen rata-rata (η_i) tiap-tiap tingkat, yaitu :

$$\eta_{i,\,total} = \eta_{i\,tingkat}/u$$

Untuk menjawab pertanyaan : sampai perbedaan tekanan berapakah suatu kompresor bertingkat banyak tanpa pendinginan dapat dibuat, haruslah juga memperhatikan temperatur akhir.



Gambar 5.5.7. Pemampatan tanpa pendinginan dengan p_d/p_s = 5, kondisi isap 1 bar, 20°C dan $\eta_{i,\,isen}$ = 0,60, digambarkan dalam diagram *T,s*.

Dipindai dengan CamScanner

Kompresor dengan p_d/p_s lebih dari 5, jarang sekali ditemui (kecuali untuk kompresor Turbin gas).

Dengan $\eta_{i\ isen} = 0{,}60$ dan $p_d/p_s = 5$, akan didapat temperatur akhir sekitar 365°C, Gambar 5.5.7.

Gambar ini memperlihatkan juga pengertian yang dimiliki oleh effisiensi seperti yang terdapat pada tabel 5.5.1 yang dipergunakan untuk menghitung ukuran-ukuran (dimensi) dari penampang aliran.

Pada diagram T,s yang sesuai (2,1), besaran-besaran fisik v, dan T, secara grafis dapat ditentukan dengan cepat.

5.5.3 Penjelasan-penjelasan untuk menentukan ukuran-ukuran utama

Perhitungan untuk menentukan ukuran-ukuran utama dari kompresor yang bertingkat banyak, jelas lebih sulit dan lebih banyak dari perhitungan untuk pompa sentrifugal bertingkat banyak.

Hal ini disebabkan karena pada masing-masing tingkat terdapat kondisi gas yang berbeda-beda, dan pula karena di dalam setiap tingkat sebelum dan sesudah sudu-sudu jalan maupun sudu-sudu pengarah terdapat keadaan gas berbeda-beda, dengan demikian terdapat perubahan kerapatan gas dan volume aliran pada semua tempat-tempat di dalam kompressor seperti disebutkan di atas.

Di samping hal tersebut di atas masih terdapat lagi pengaruh-pengaruh yang lain, apabila kompresor didinginkan.

Hal ini dapat dilihat pada setiap tingkat atau pada sekelompok (grup) tingkat yang tergantung kepada seberapa jauh perhatian diberikan terhadap suatu penurunan dari kerja yang diterima pada kopling kompressor.

Bilangan pengenal yang penting

Putaran spesifik n_q juga dihitung seperti pada mesin-mesin fluida yang lain.

Bilangan n_q di sini juga selalu berlaku untuk satu tingkat.

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}}}{\Delta H^{3/4}}$$ antaran spesifik dalam 1/menit.

n = putaran kerja (1/menit)

$\dot{V}$ = volume aliran pada pengisapan (m^3/detik).

ΔH = tinggi tekan tiap tingkat (m).

Di samping itu berlaku pula hubungan yang telah dikenal yaitu bilangan kecepatan aliran σ yaitu :

$$\sigma = n_q/157{,}8 \quad (n_q \text{ dan } 1/\text{menit})$$

Dengan ini ukuran-ukuran/dimensi dari konstruksi yang telah diberikan, dipindahkan ke dalam diagram cordier.

Sebagai angka patokan yang sesuai dengan bentuk sudu pada Gambar 5.5.8 (diambil/dipakai).

n_q = 10 sampai 40 roda jalan radial (untuk tingkat ke satu n_q = 18 s/d 25).

n_q = 40 sampai 100 roda jalan tekanan sedang dan menengah.

n_q = sampai 600 roda jalan aksial.

Dengan mengubah (membalik) persamaan di atas, dapat ditentukan tinggi tekan ΔH yang sesuai dengan putaran motor penggerak yang dipilih :

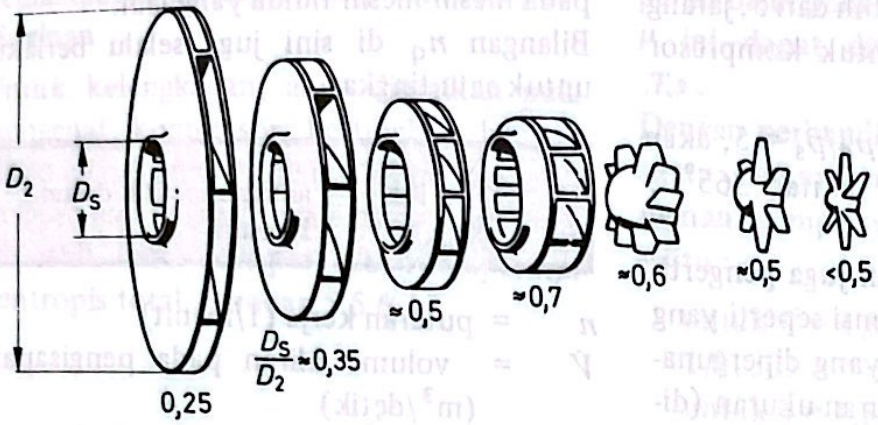
$$H^{3/4} = n \cdot \sqrt{\dot{V}}/n_q, \quad \text{darimana diperoleh pula} \quad \Delta H^{3/4}$$

$$= n \cdot \text{Konstan}$$

Dengan menghitung secara tabelaris untuk bermacam-macam putaran, akan didapat jumlah tingkat.

Untuk kompresor bertingkat banyak dengan tinggi tekan tiap tingkat yang kira-

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.5.8. Bentuk-bentuk rotor $n_q = 20 \ldots 350$/menit dari Ventilator, Blower dan Kompresor.

kira konstan, maka tingkat pertama adalah untuk tingi tekan yang paling tinggi, yang yang kekuatan rotornya dan kecepatan suara dari aliran masuk sudu konstan harus diperhatikan.

Putaran kerja harus dipilih berdasarkan angka-angka pengalaman yaitu :

Kompresor radial

$$n \cdot \sqrt{\dot{V}_1} = 9000 \cdots 18\,000 \text{ 1/menit}$$

Kompresor aksial :

$$n \cdot \sqrt{\dot{V}} = 13\,000 \cdots 25\,000 \text{ 1/menit}$$

di mana :

v_1 masuk roda jalan dengan satu lubang aliran
n dalam 1/menit
$\dot{V}$ dalam m^3/detik

Perencanaan ukuran-ukuran utama

Sisi masuk dari roda jalan

Agar ukuran-ukuran yang mungkin dibuat dapat ditentukan dari awal, maka luas penampang lubang isap harus dipilih berdasarkan angka pengalaman, di mana

$$A_s = \dot{V}_s / c_s \text{ dengan } \dot{V}_s \text{ m}^3\text{/detik}$$

pada kondisi pemasukan

$$c_s = \varepsilon \cdot \sqrt{2\,g \cdot H_{isen}}$$

di mana H_{isen} = tinggi tekan tiap tingkat yang isentropis.

ε = 0,15 sampai 0,35,

untuk udara dan gas dengan harga x yang hampir sama.

Untuk penentuan volume pengisapan $\dot{V}_s$, maka kondisi gas harus diperhitungkan. Dengan memberi percepatan antara luar yang diam menjadi c_s, akan mengakibatkan penurunan tekanan dan suatu penurunan temperatur, yang secara keseluruhan dapat diabaikan.

Contoh 6

Sejumlah udara dengan m = 1,5 kg/det pada kondisi isap 1 bar, 15°C harus dipadatkan 2 tingkat menjadi 2,8 bar.

a) Berapakah kecepatan pengisapan c_s, bila diambil ε = 0,25 ?
b) Berapakah volume udara pada kondisi pengisapan?
c) Berapakah luas penampang isap A_s dan diameter mulut isap d_s yang diperlukan, bila diketahui diameter, hub. d_N = 100 mm ?

Dipindai dengan CamScanner

Penyelesaian

a) Kecepatan pengisapan $c_s = \varepsilon \cdot \sqrt{2\,g \cdot H_{isen}}$

Karena kompresor dibuat bertingkat 2, maka perbandingan tekanan tingkat untuk setiap tingkat adalah $= \sqrt{p_d/p_s} = \sqrt{2{,}8/1{,}0} = 1{,}68$.

Dengan demikian tinggi tekan tiap tingkat adalah :

$$\Delta H = R_i \cdot T_1 \cdot C/g$$

di mana

$R_i = 287$ J/kg K; $T_1 = 288$ K

$C = 0{,}56$ (Gambar 5.5.3 untuk $n = 1{,}4$)

$g = 9{,}81$ m/detik^2

$\Delta H = 4730$ m kolom udara (tinggi tekan).

Dengan demikian :

$$c_s = \varepsilon \cdot \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 4730}$$

$= \varepsilon \cdot 300$ dan dengan $\varepsilon = 0{,}25$, maka

$c_s = 75$ m/detik

b) Volume isap $\dot{V}_s = \dot{m}_s/\varrho$ m^3/detik.

Di mana :

$$\varrho = \frac{p}{R_i \cdot T}$$

$$= \frac{1{,}0 \text{ bar} \cdot 100\,000 \text{ (N/m}^2\text{)/bar}}{287 \text{ J/kg K} \cdot 288 \text{ K}}$$

$$= 1{,}21 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$\dot{V}_s = 1{,}5$ kg/det : 1,21 kg/m^3

$= 1{,}24$ m^3/detik

c) Luas penampang isap (A_s)

$A_s = \dot{V}_s/c_s = 124$ m^3/detik:75 m/detik

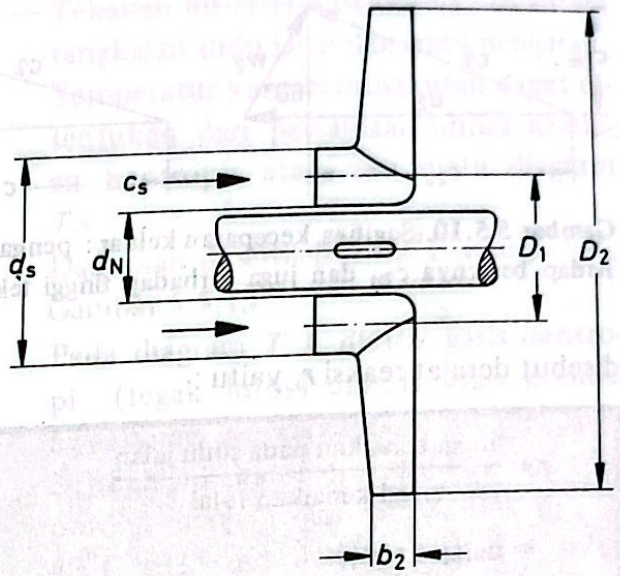
$A_s = 0{,}0165$ m^2

Diameter mulut isap (seperti pada pompa rotari).

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_s}{\pi \cdot c_s} + d_N^2}$$

$$= \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}24 \text{ m}^3/\text{det}}{3{,}14 \cdot 75 \text{ m/det}} + 0{,}1^2 \text{ m}^2}$$

$= 0{,}177$ m $= 175$ Gambar 5.5.9



Gambar 5.5.9. Notasi dari roda jalan suatu kompresor.

Perubahan kondisi di dalam suatu tingkat, derajat reaksi u, sudut keluar β_2

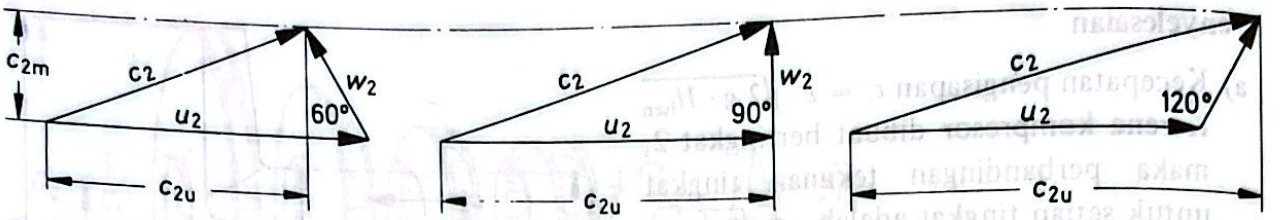
Dari persamaan Euler didapat bahwa semakin besar hasil perkalian dari $u_2 \cdot c_{2u} = H \cdot g$, maka semakin besar pula tinggi tekan tiap tingkat.

Bila suatu kompresor menghasilkan tekan yang tinggi, haruslah mempergunakan kecepatan keliling u_2 yang tinggi, dalam hal ini kecepatan keliling umumnya adalah : u_2 sampai 280 m/detik dan sampai 350 m/detik untuk rotor yang dibuat dari chrom-stg. (baja tuang-chrom). Di samping itu agar supaya didapat harga c_{2u} yang besar, maka dipilih sudut keluar β_2 yang besar, seperti pada pompa-pompa, Gambar 5.5.10.

$\beta_2 = 50°$ sampai $70°$;
pada tingkat ke 1 sampai $90°$

Selain dari pada itu, untuk suatu kondisi u_2 dan c_{2m} yang sama (lebar sisi keluar (b_2) roda jalan yang sama) kecepatan absolut c_2 akan naik bersama-sama dengan sudut β_2. Pada sudu hantar kecepatan ini harus dirubah menjadi tekanan (Bernoulli). Di sini dipergunakan suatu pengertian yang

Dipindai dengan CamScanner



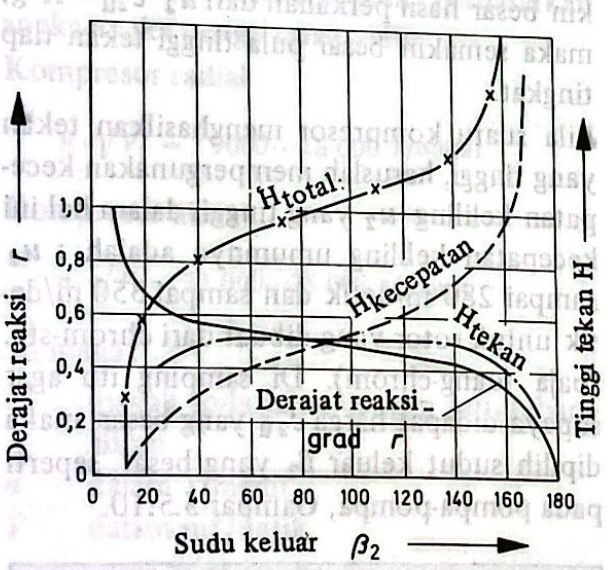
Gambar 5.5.10. Segitiga kecepatan keluar : pengaruh dari sudut keluar β_2 sudu-sudu jalan terhadap besarnya c_{2u} dan juga terhadap tinggi tekan, pada u_2 dan c_{2m} yang sama.

disebut derajat reaksi r, yaitu :

$$r = \frac{\text{tinggi kenaikan pada sudu jalan}}{\text{tinggi kenaikan total}}$$

= derajat reaksi

Kemudian tinggi kenaikan sudu pengarah ($H_{\text{kecepatan}}$) yang di sini diartikan sebagai energi kecepatan akan bertambah besar dengan bertambahnya sudut β_2 Gambar 5.5.11.

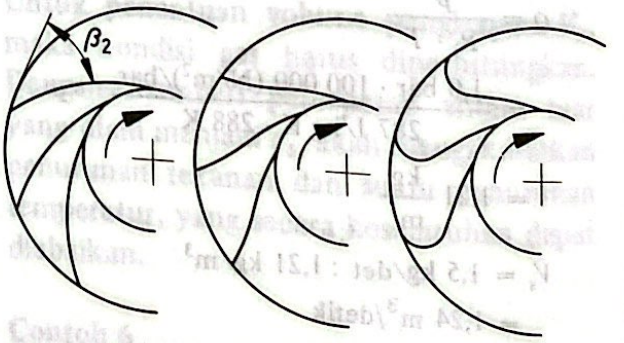


Gambar 5.5.11. Penggolongan tinggi tekan yang tergantung dari derajat reaksi.

Kejadian ini tentu saja dalam kondisi yang teoritis tanpa gesekan, tapi memberikan suatu penjelasan bagaimana tinggi kenaikan total (semua tingkat) di bagi-bagi ke dalam rangkaian sudu-sudu jalan dan sudu-sudu hantar. Bagian dari rangkaian sudu jalan didapat dari :

$$\Delta H_{\text{jalan}} = r \cdot \Delta H_{\text{tingkat}}$$

Dan dengan mengkoversikan akan dapat ditentukan tekanan pada celah di antara sudu jalan dan sudu-sudu hantar.
Dengan memproyeksikan harga-harga yang bersangkutan pada diagram T, S, kemudian volume spesifik dihitung dan dari sana akan dapat ditentukan besarnya kapasitas aliran $\dot{V}$. Pada Gambar 5.5.12 diberikan sketsa dari bentuk-bentuk celah sudu yang sudut β_2-nya digambarkan semakin besar, sedang sudut masuk β_1 tetap.



Gambar 5.5.12. Bentuk-bentuk sudu jalan dengan sudut keluar β_2 yang berbeda-beda, untuk sudut masuk $\beta_1 = 20°$ yang hampir sama.

Masalah-masalah dari perubahan keadaan di dalam suatu tingkat akan diberikan pada contoh berikut :

Contoh 7

Untuk tingkat yang pertama dari kompresor sentrifugal yang mempunyai perbandingan tekanan $p_d/p_s = 1{,}68$, harus dihi-

Dipindai dengan CamScanner

tung secara perkiraan perubahan keadaan dan digambarkan dalam suatu diagram T,S.
Diberikan: $\dot{m} = 1{,}5$ kg/detik. Keadaan udara pada pengisapan adalah 1 bar, 15°C.

a) Keadaan yang manakah yang dimiliki oleh udara yang keluar dari sudu jalan, bila sudu jalan tersebut mempunyai $\eta_2 = 70°$?
Untuk menghitung tinggi tekan tiap tingkat sebagai tambahan diambil $\eta_h = 0{,}85$.

Penyelesaian a)

a) Tinggi tekan isentropic telah dihitung pada contoh 6 yaitu $\Delta H = 4730$ m. Selanjutnya harus dihitung dengan $\Delta H = 4730/\eta_h = 5500$ m. Untuk $\eta_2 = 70°$, dari Gambar 5.5.11 dapat dibaca derajat reaksi $r = 0{,}52$.

Dengan demikian tinggi tekan ΔH_{La} yang dapat dicapai pada sudu putar $= r \cdot \Delta H = 0{,}52 \cdot 5500 = 2860$ m.
Dari sana, dengan tekanan isap $p_s = 1$ bar dapat dihitung perbandingan tekanan p_{La}/p_s jika persamaan untuk tinggi tekan yang bersangkutan dibalik.

Dari

$$\Delta H = \frac{n}{n-1} \cdot R_i \cdot T_s \cdot [(p_{La}/p_s)^{(n-1)/n} - 1]$$

Dengan $n = 1{,}4$ (tanpa pendinginan tiap tingkat), $T_s = 280$ K, diperoleh:

$$\left(\frac{p_{La}}{p_s}\right)^{0{,}285} = 1 + \frac{H_{jalan}}{R_i \cdot T_s \cdot g \cdot \left(\frac{n}{n-1}\right)}$$

$$= 1 + \frac{2860}{287 \cdot 288 \cdot 3{,}5 \cdot 9{,}81}$$

$$= 1{,}097$$

$$\frac{p_{La}}{p_s} = \sqrt[0{,}285]{1{,}097} = 1{,}38 \text{ dan}$$

$$p_{La} = 1{,}38 \cdot p_s = 1{,}38 \cdot 1{,}0 = 1{,}38 \text{ bar}$$

Tekanan ini terjadi pada celah di antara rangkaian sudu jalan dan sudu pengarah. Temperatur yang bersangkutan dapat ditentukan dari persamaan untuk keadaan isentropis atau dari suatu diagram T,s
Dan akan diperoleh = 42°C atau 315 K, Gambar 5.5.13
Pada diagram T, s, ditarik garis isentropi (tegak lurus) dimulai dari kondisi awal yang diberikan (kondisi pengisapan) dan ini akan menghasilkan titik-titik potong dengan gas horisontal $t_{La} = 42$°C (315 K) dan gas tekanan tetap (isobar) $p_d = 1{,}68$ sebagai tekanan tingkat dari sana akan diperoleh kondisi celah L_a/L_c

$p_{La} = 1{,}38$ bar;
$t_{La} = 42$ °C $= 315$ K;
$v_{La} = 0{,}995$ m³/kg

Kondisi akhir

$p_d = 1{,}68$ bar;
$t_d = 62$ °C $= 335$ K;
$v_d = 0{,}885$ m³/kg

Volume spesifik ini bila perlu harus dihitung dari persamaan keadaan gas.

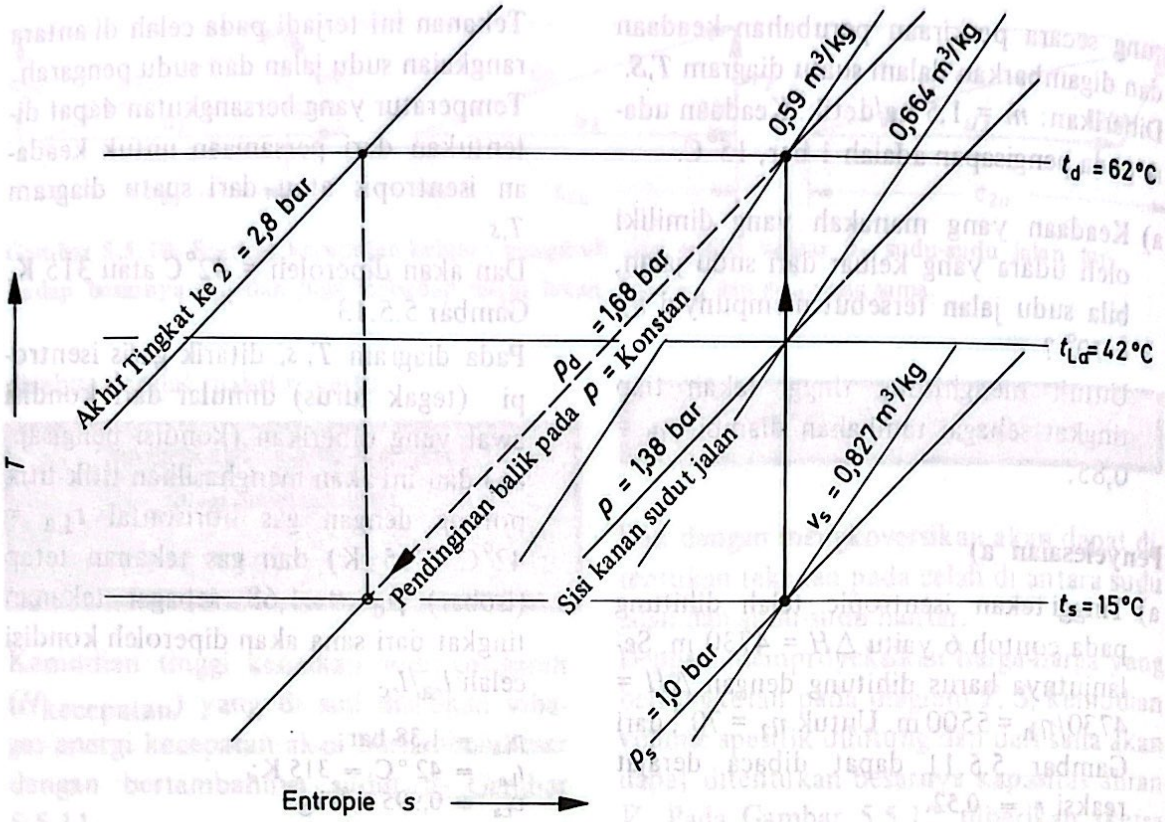
b) Berapakah besarnya volume aliran (debit) pada 3 titik tersebut.

Penyelesaian b

Dengan $\dot{V} = \dot{m} \cdot v$, di mana :
$\dot{V} = 1{,}5$ kg/det. v m³/kg dalam m³/detik.
Mulut isap D_1 :
$\dot{V}_s = 1{,}5 \cdot 0{,}827 = 1{,}24$ m³/detik.
Untuk L_a/L_c :
$\dot{V}_s = 1{,}5 \cdot 0{,}664 = 0{,}995$ m³/detik.
Akhir tingkat ke 1.
$\dot{V}_s = 1{,}5 \cdot 0{,}59 = 0{,}885$ m³/detik.

Untuk volume yang dilewatkan ini, maka luas penampang aliran pada beberapa tempat di dalam suatu tingkat harus dihitung lagi.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.5.13. Diagram T, s dari proses pemampatan pada tingkat pertama, $p_d/p_s = 1{,}68$.

Penjelasan

Untuk perhitungan yang lebih teliti, maka haruslah diperhitungkan bahwa V proses pemampatan mendekati keadaan yang sebenarnya atau yang mendekati polytropis. Apabila gas setelah keluar dari tingkat ke 1 dapat didinginkan lagi sampai mencapai temperatur pemasukan, maka proses akan berjalan seperti yang diperlihatkan oleh garis titik-titik pada Gambar 5.5.13.
Pada kompresor yang tanpa pendinginan, pemampatan secara isentropis sampai mencapai tekanan akhir 2,8 bar akan menyebabkan temperatur naik menjadi 115°C.

Sisi keluar (tekan) sudu jalan

Dengan diameter lubang keluar roda jalan = D_2 dan dengan putaran n akan memberikan kecepatan keliling u_2, yang mana kesemua ini harus memenuhi persyaratan dari persamaan Euler. Berkenaan dengan masalah-masalah ini, keterangan-keterangan singkat masih perlu untuk diberikan.
Pertama-tama, dengan pertolongan diagram cordier putaran kerja n yang dipilih dapat ditentukan, kemudian untuk suatu bilangan putar $\sigma = n_q/157{,}8$ dibaca bilangan diameter δ, dari sana kemudian dihitung D_2, $u_2 = D_2 \cdot \pi \cdot n/60$ dan terakhir n.
Dapat juga u_2 ditetapkan dahulu, kemudian dari sana c_{2u} yang diinginkan ditentukan, yang mana kemudian β_2 diketahui, lihat Gambar 5.5.10. Dalam hal ini diagram cordier juga sangat membantu untuk menentukan bilangan diameter δ yang kemudian dipakai untuk menghitung D_2.
Dan akhirnya harus pula putaran kerja ditetapkan, yang dengan penggerak motor ataupun turbin uap dengan atau tanpa sisi transmisi harus dapat direalisir dengan biaya yang serendah mungkin.
Perhitungan akan membutuhkan pemikiran dan waktu yang banyak, di mana

Dipindai dengan CamScanner

masalah pendinginan juga memegang peranan penting, dan hál ini tidak akan dibicarakan di sini.

Penjelasan tentang kecepatan supersonic (di atas kecepatan suara)

Kecepatan supersonic akan menyebabkan pukulan-pukulan atau benturan-benturan pada saat pemampatan. Hal ini harus dihindarkan, karena ini akan menyebabkan penurunan randemen yang sangat drastis, ini semua seperti kejadian kavitasi pada pompa sentrifugal. Besarnya kecepatan suara dapat dihitung dari :

$$a = \sqrt{\varkappa \cdot R_i \cdot T}$$

Untuk udara kering $\varkappa = 1{,}4$ dan $R_i = 287$ J/Kg. maka a adalah :

$a = 20{,}2\sqrt{T}$ m/det, bila T dalam K.

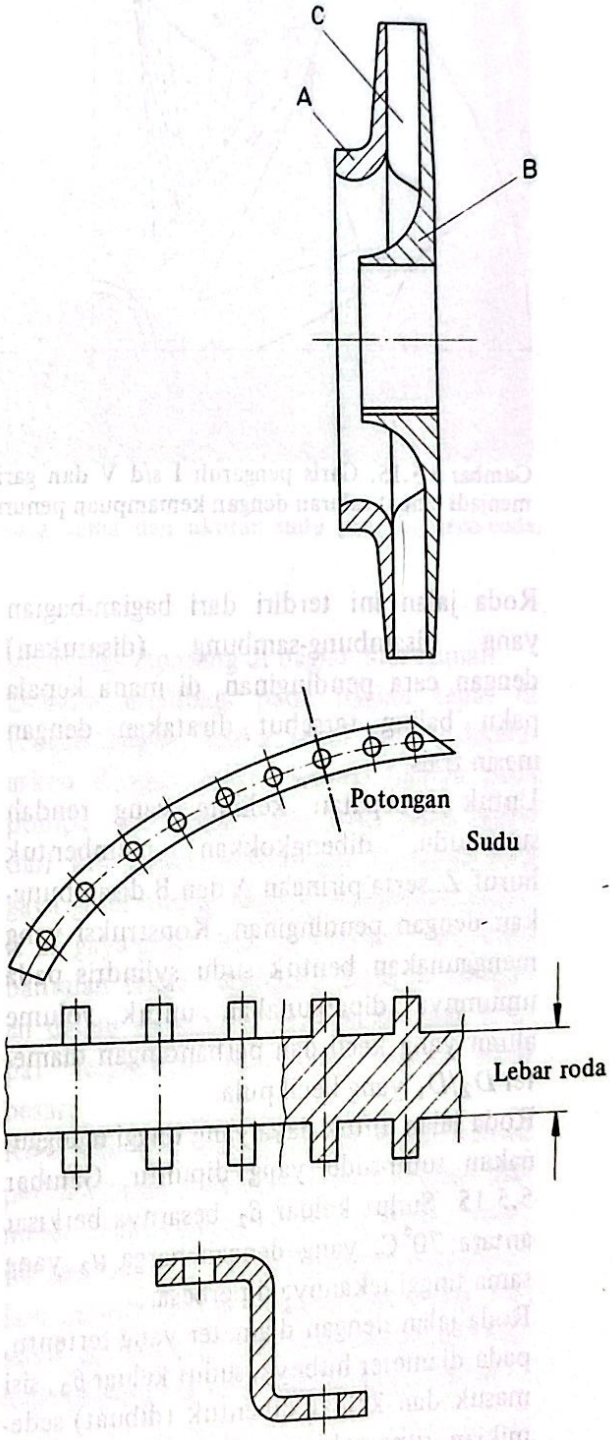
Contoh :

$a = 340$ m/det, bila $T = 290$ K (17°C)
$a = 440$ m/det, bila $T = 460$ K (187°C).

Umumnya pada kompresor radial batas kecepatan tidak dilampaui, karena pada kompresor jenis ini komponen kecepatasn w pada sudu jalan dan komponen kecepatan c pada sudu pengarah cukup kecil.
Lagi pula pada sudu pengarah akibat pemampatan akan terjadi temperatur yang tinggi, dan hal ini menyebabkan batas kecepatan menjadi lebih tinggi.
Bila randemen dari tingkat radial dinaikkan, maka haruslah mempergunakan kecepatan keliling sudu putar yang tinggi. Dalam hal ini kecepatan supersonic juga tidak boleh dilampaui.
Pada kompresor aksial dengan daya yang tinggi masalah kecepatan supersonic merupakan suatu persoalan yang rumit, karena kompresor tersebut harus bekerja dengan kecepatan yang tinggi.

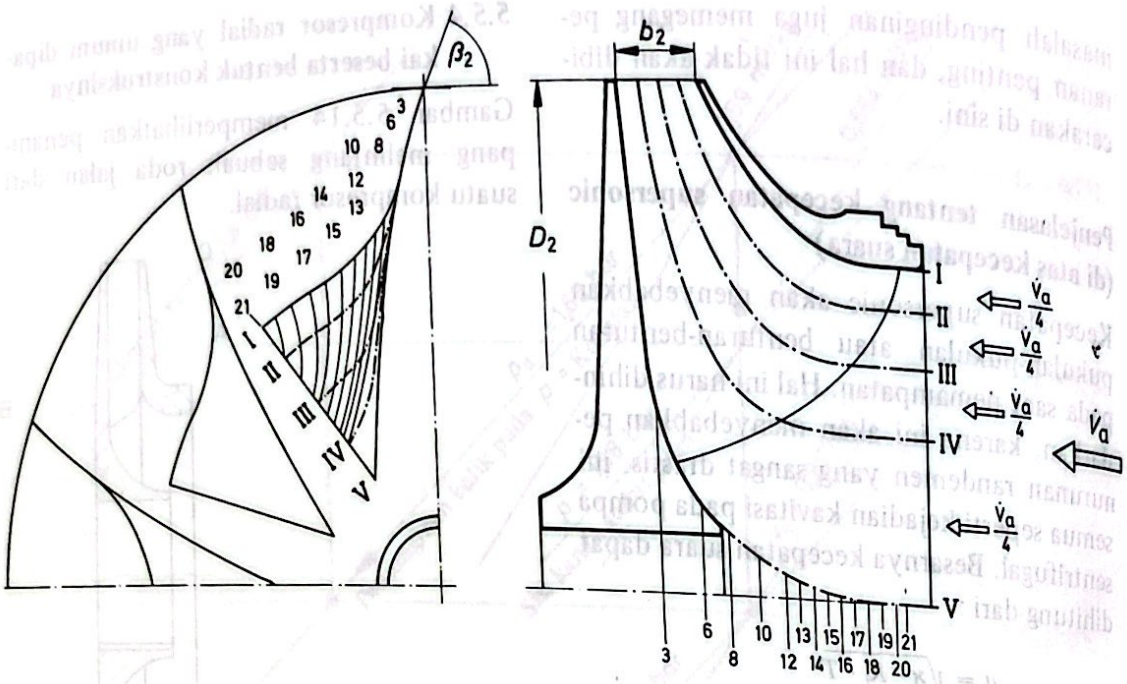
5.5.4 Kompresor radial yang umum dipakai beserta bentuk konstruksinya

Gambar 5.5.14 memperlihatkan penampang melintang sebuah roda jalan dari suatu kompresor radial.



Gambar 5.5.14. Gambar potongan sebuah roda jalan dari kompressor radial; sudu putar dipasang tegak lurus pada piringan, A = piringan, B = leher poros, C = sudu jalan.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.5.15. Garis pengaruh I s/d V dan garis lapisan tinggi 3 s/d 21 membagi saluran roda jalan menjadi empat saluran dengan kemampuan penurunan sama; GHH.

Roda jalan ini terdiri dari bagian-bagian yang disambung-sambung (disatukan) dengan cara pendinginan, di mana kepala paku baling tersebut diratakan dengan mesin frais.

Untuk kecepatan keliling yang rendah sudu-sudu dibengkokkan membentuk huruf Z, serta piringan A dan B disambungkan dengan pendinginan. Konstruksi yang menggunakan bentuk sudu sylindris pada umumnya dipergunakan untuk volume aliran yang kecil dan perbandingan diameter D_2/D_1 yang kecil pula.

Roda jalan untuk daya yang tinggi menggunakan sudu-sudu yang dipuntir, Gambar 5.5.15. Sudut keluar β_2 besarnya berkisar antara 70°C, yang dengan harga u_2 yang sama tinggi tekannya diperbesar.

Roda jalan dengan diameter yang tertentu, pada diameter hubnya, sudut keluar β_2, sisi masuk dan keluar dibentuk (dibuat) sedemikian rupa sehingga dapat dipergunakan pada konstruksi yang berbeda-beda. Rotor seperti ini diperlihatkan pada Gambar 5.5.16.

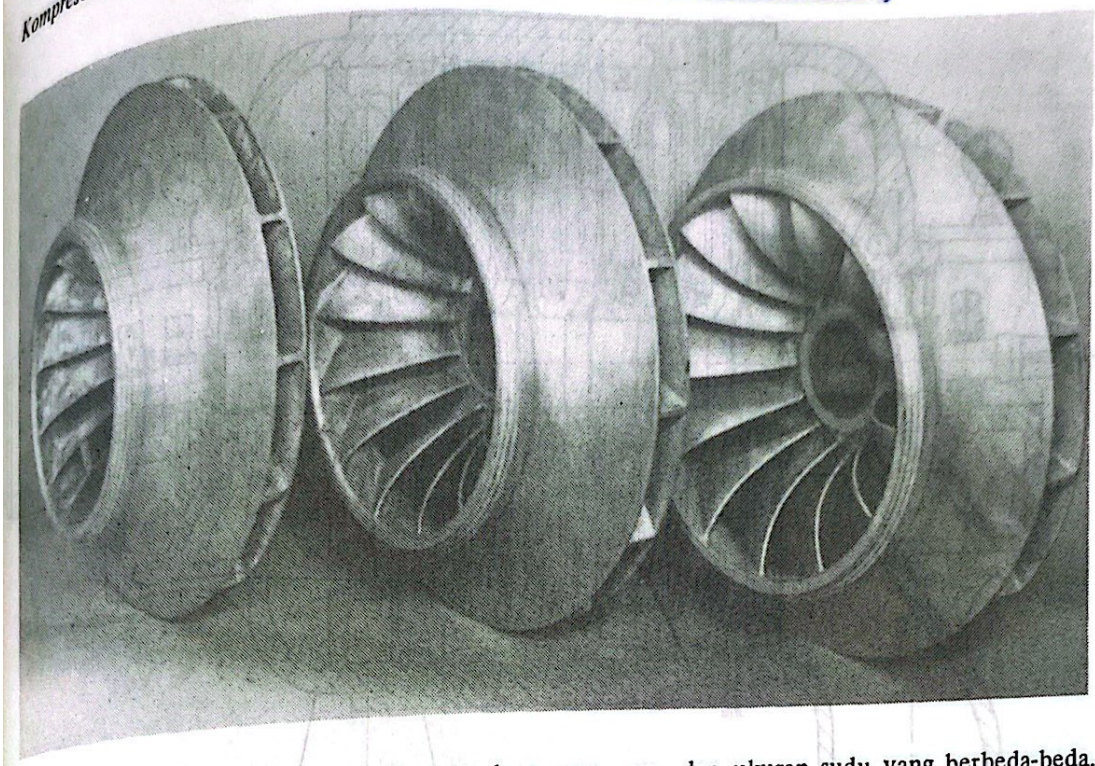
Dengan menaikkan kecepatan keliling menjadi sekitar 320 m/detik. Ukuran akan bertambah kecil, karena volume aliran tetap sebanding dengan kerja spesifik, berbanding kwadrat dengan kenaikan u_2. Dengan demikian jumlah tingkat bisa diperkecil. Rotor yang sudah selesai dibuat kemudian dibalansing dan sebelum dipasang pada poros dengan cara sambungan kerut ringan, diputar dulu dengan putaran yang kira-kira 20% lebih tinggi. Bagian sudu pengarah tidak harus selalu berupa sudu-sudu, tapi sering sudah cukup bila hanya dipergunakan cincin-cincin yang dapat mengarahkan gas yang meliwatinya.

Sudu-sudu pengarah (difuser) yang berbentuk raidal ataupun aksial yang mempengaruhi ukuran-ukuran rumah, dibuat sedemikian rupa agar perubahan energi tidak membutuhkan ruangan besar, sehingga berat dari mesin bisa kecil (ringan).

Rumah biasanya dibuat dari besi tuang yang berkwalitas tinggi dan pada umumnya tepat di tengah-tengahnya dibagi-bagi secara horisontal; ruang untuk roda jalan,

Dipindai dengan CamScanner

PERPUSTAKAAN D III F. Teknik



Gambar 5.5.16. Roda jalan dengan diameter luar yang sama dan ukuran sudu yang berbeda-beda.

ruang untuk menempatkan sudu pengarah dan saluran yang bentuknya melengkung, juga saluran sejenis untuk menyalurkan fluida ke pendinginan pada pendinginan luar, kesemuanya turut dibuang.

Kompresor sentrifugal dengan pendinginan dalam

Pendinginan dari gas adalah suatu proses yang penting, karena dengan ini energi penggerak dapat dihemat.

Kompresor 6 tingkat seperti pada Gambar 5.5.17 mempunyai sebuah pendinginan dalam. Ini bisa diketahui dari terdapatnya saluran yang melengkung di bagian atas lubang keluar. Roda jalan dari saluran pengarah, yang mengarahkan gas mengalir ke tingkat berikutnya. Di sebelah kiri dan kanannya terdapat rongga yang dialiri oleh air pendingin.

Dapat diketahui, bahwa rongga pengarah air dingin dan udara untuk tiap tingkat dibuat dari tuangan dan masing-masing terpisah dan dipasang di bagian luar rumah.

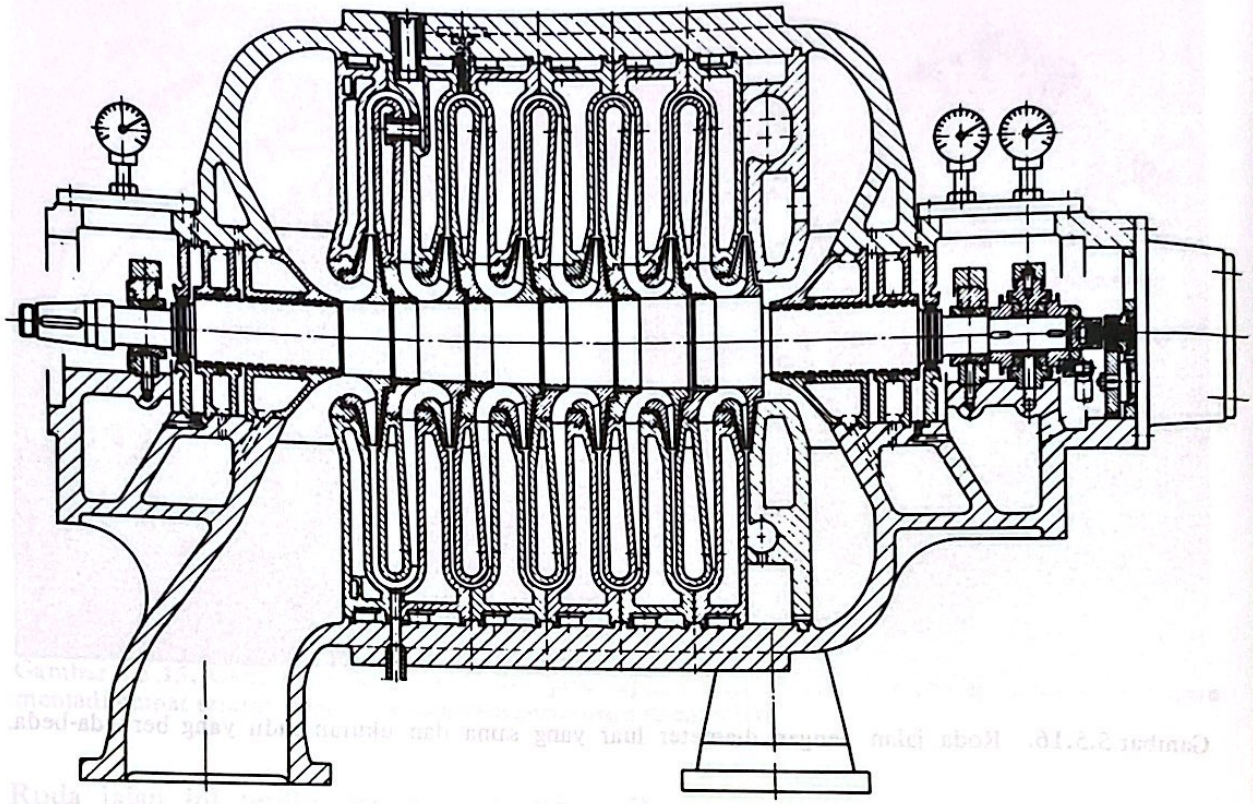
Dengan membagi pada bagian tepat di tengah-tengah, maka rotor dapat dikeluarkan dengan lebar. Seperti halnya pada pompa sentrifugal pada roda jalan radial dari kompresor sentrifugal terdapat pula gaya geser aksial. Dengan konstruksi seperti ini gaya geser tersebut ditahan oleh suatu bantalan tekan tersendiri. Pada pendinginan dalam diperlukan luas permukaan tempat terjadinya pertukaran panas lebih besar.

Kejelekan dari konstruksi ini adalah bahwa perbandingan diameter rumah dengan diameter roda jalan menjadi lebih besar. Di samping itu terdapat pula kesulitan dalam membersihkan permukaan yang terkena air. Dengan demikian kemungkinan-kemungkinan konstruksinya juga terbatas.

Kompresor radial dengan pendinginan luar

Pengembangan di bidang kompresor radial, seperti juga halnya pada mesin-mesin fluida

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.5.17. Kompresor dengan pendinginan dalam.

yang lain pada tahun-tahun terakhir ini mengalami perkembangan yang sangat berarti. Ini diketahui dari adanya suatu perluasan kapasitas dengan pemakaian daya yang lebih kecil pada pemampatan udara. Dengan roda jalan yang kecil dicapai efisiensi yang tinggi sampai volume isap mencapai 500 m^3/jam. Berlawanan dengan kompresor torak keuntungan dari kompresor radial adalah dengan digunakannya putaran yang tinggi, maka ukuran mesin menjadi lebih kecil, tidak bising, tidak adanya beban pada pondasi, dan udara yang dikeluarkan bebas dari minyak.

Pada kompresor gas proses yang dipasang pada industri kimia dan yang sejenisnya. Jadi pada kompresor gas sintesa tekanan akhir yang dapat dicapai bisa mencapai 500 bar, yang mana hal ini dahulu hanya terdapat pada kompresor torak, bandingkan data-data pada Gambar 5.1.1.

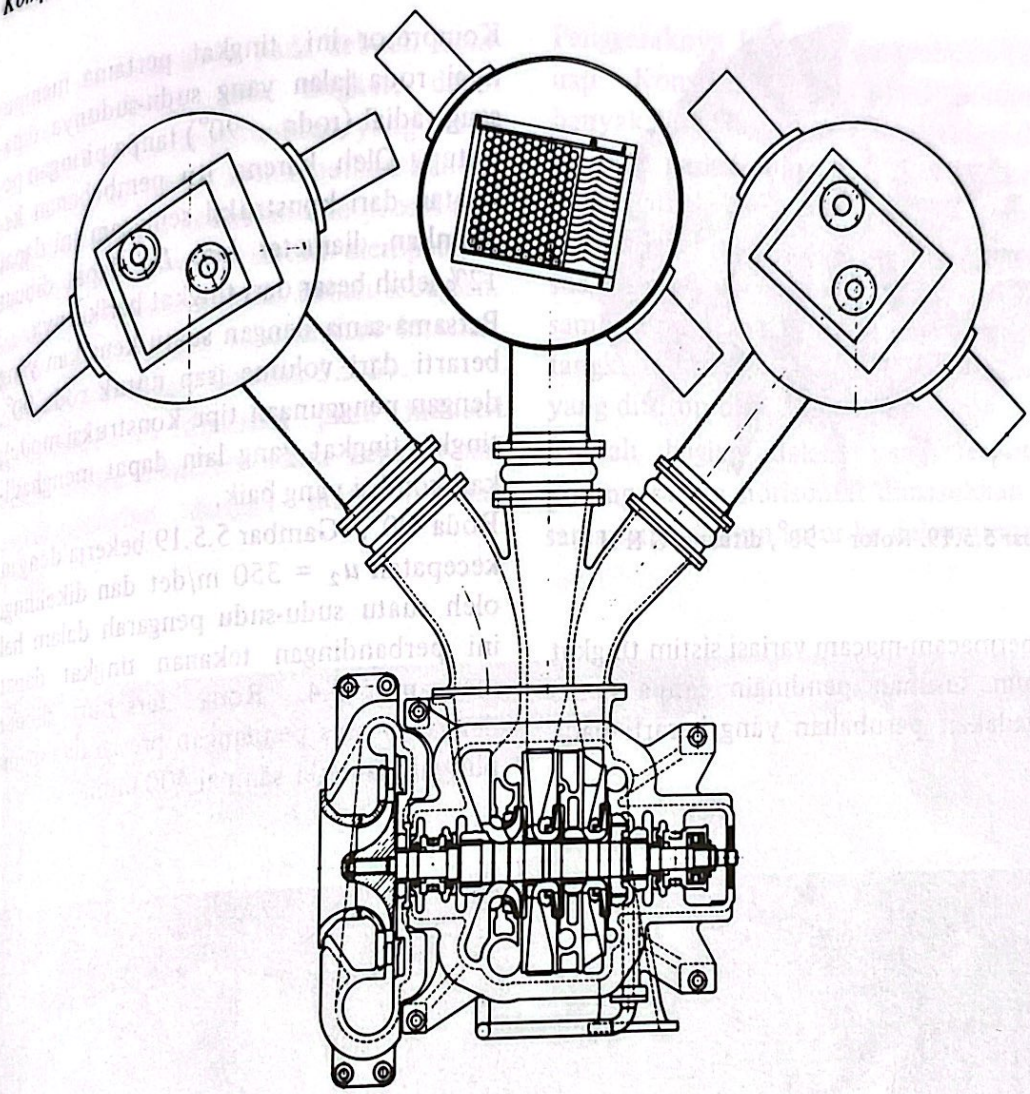
Kompresor ini dihubungkan langsung dengan Turbin uap, atau dengan electromotor dengan melalui transmisi planet yang kecil dengan randemen transmisi yang tinggi.

Gambar 5.5.18 memperlihatkan sebuah kompresor radial 4 tingkat dengan tumpuan melayang, tingkat pertamanya dialiri arus fluida dengan arah aksial.

Kompresor ini akan dibicarakan secara singkat.

Sebagai contoh untuk mengetahui arah perkembangannya pada saat ini. Kompresor jenis ini dengan kapasitas volume isap 15000 m^3/jam sampai 100 000 m^3/jam dan tekanan akhir 11 bar banyak dijumpai. Kompresor ini mempunyai roda jalan yang dipasang dengan bantalan lancar pada porosnya. Aliran memasuki tingkat pertama dengan arah aksial, roda jalan pertama menghasilkan kira-kira 40% dari

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.5.18. Kompresor udara 4 tingkat yang menggunakan bantalan luncur, udara mengalir ke tingkat pertama secara aksial, 61 G H H.

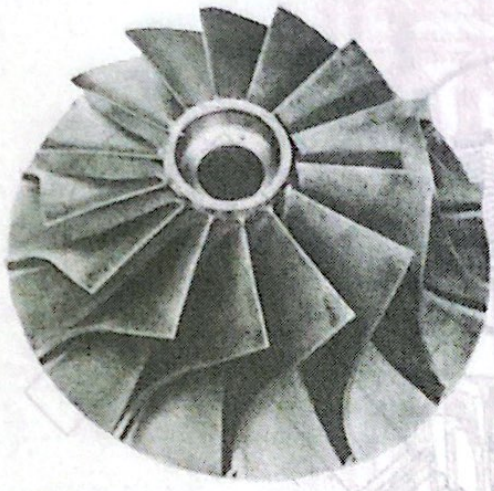
keseluruhan kemampuannya.

Maksud dari konstruksi semacam ini adalah agar pada tingkat terakhir dari semua 4 tingkat masih mempunyai karakteristik kerja yang baik yang berhubungan dengan mulut isap dan diameter roda seperti halnya bentuk sudu dan lebar roda, jadi di sana dapat dipergunakan roda model. Pemeriksaan secara ekperimen dan perlakuan/pembahasan secara perhitungan yang dilakukan mempunyai tujuan, agar masing-masing tingkat (sistim modul) bekerja dengan baik dan jumlah tingkatnya tidak terlalu banyak (dengan jumlah tingkat yang sesedikit mungkin).

Setelah tiap satu tingkat dan bila perlu juga setelah tingkat yang terakhir diberikan pendinginan antara. Ketiga pendingin antara dipasang di atas kumparan yang dipasang di dekat mesin. Semua tingkat dikelilingi oleh banyak spiral, dengan demikian akan didapat perubahan (konversi) yang baik dari kecepatan menjadi tekanan, semua difuser-difuser kronis dihubungkan dengan pendingin melalui saluran yang pendek

Sisi saluran-saluran keluar dari pendinginan disambungkan dengan kompresor dengan memakai flens. Dengan konsep dasar seperti ini kepada seluruh sistim dapat dipasang-

Dipindai dengan CamScanner

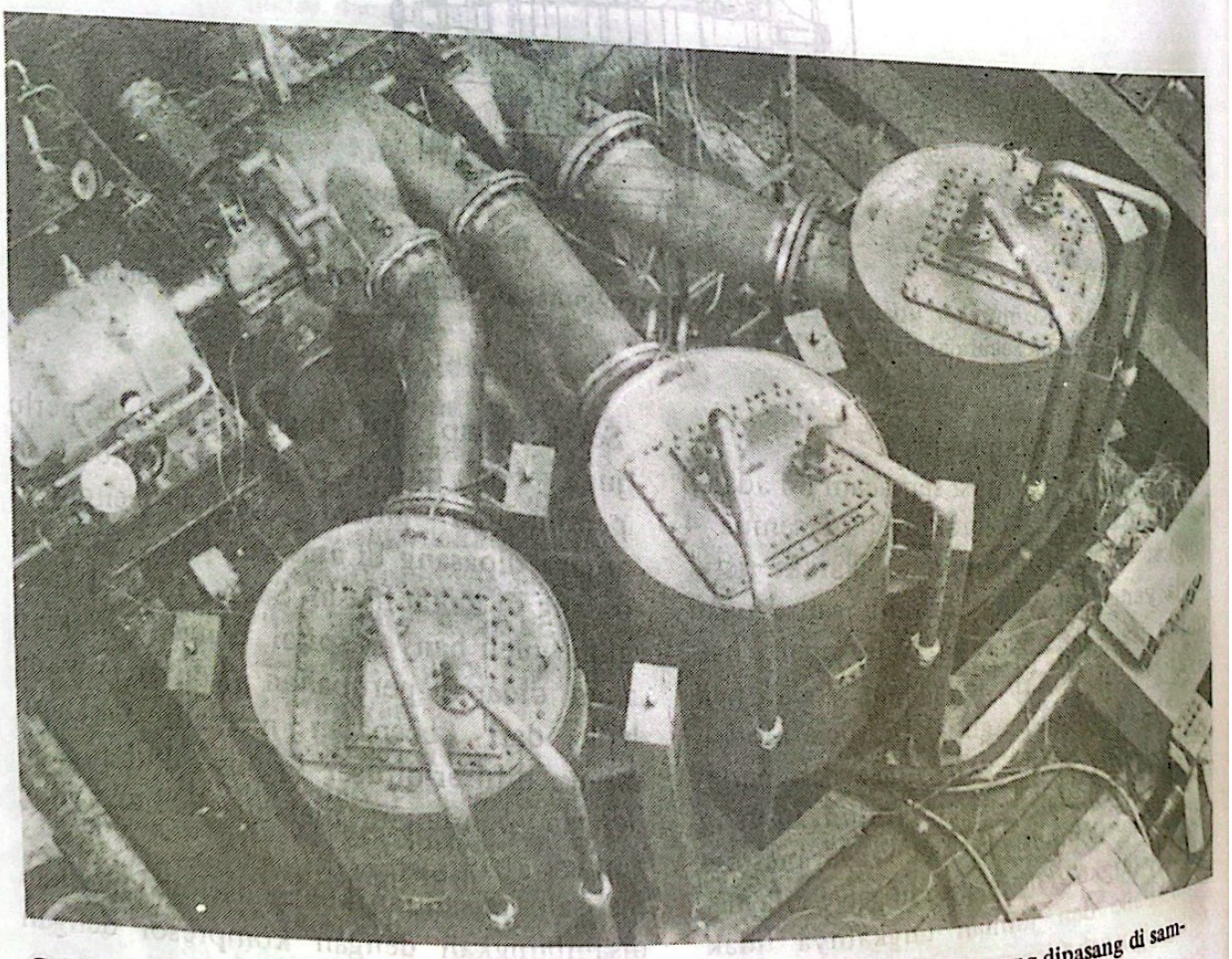


Gambar 5.5.19. Rotor – 90°, dituang, G H H

kan bermacam-macam variasi sistim tingkat maupun susunan pendingin tanpa harus mengadakan perubahan yang berarti pada rotor.

Kompresor ini, tingkat pertama mempunyai roda jalan yang sudu-sudunya dipasang radial (roda – 90°) tanpa piringan penutup. Oleh karena itu pembebanan kekuatan dari konstruksi semacam ini dapat diijinkan, diameter luar D_2 dapat dibuat 12% lebih besar dari tingkat berikutnya. Bersama-sama dengan suatu kenaikan yang berarti dari volume isap untuk roda 90°, dengan penggunaan tipe konstruksi modul, tingkat-tingkat yang lain dapat menghasilkan kondisi yang baik.

Roda 90°, Gambar 5.5.19 bekerja dengan kecepatan u_2 = 350 m/det dan dikelilingi oleh suatu sudu-sudu pengarah dalam hal ini perbandingan tekanan tingkat dapat mencapai 2,4. Roda tersebut dibuat dengan proses penuangan presisi dan mempunyai diameter sampai 400 mm.

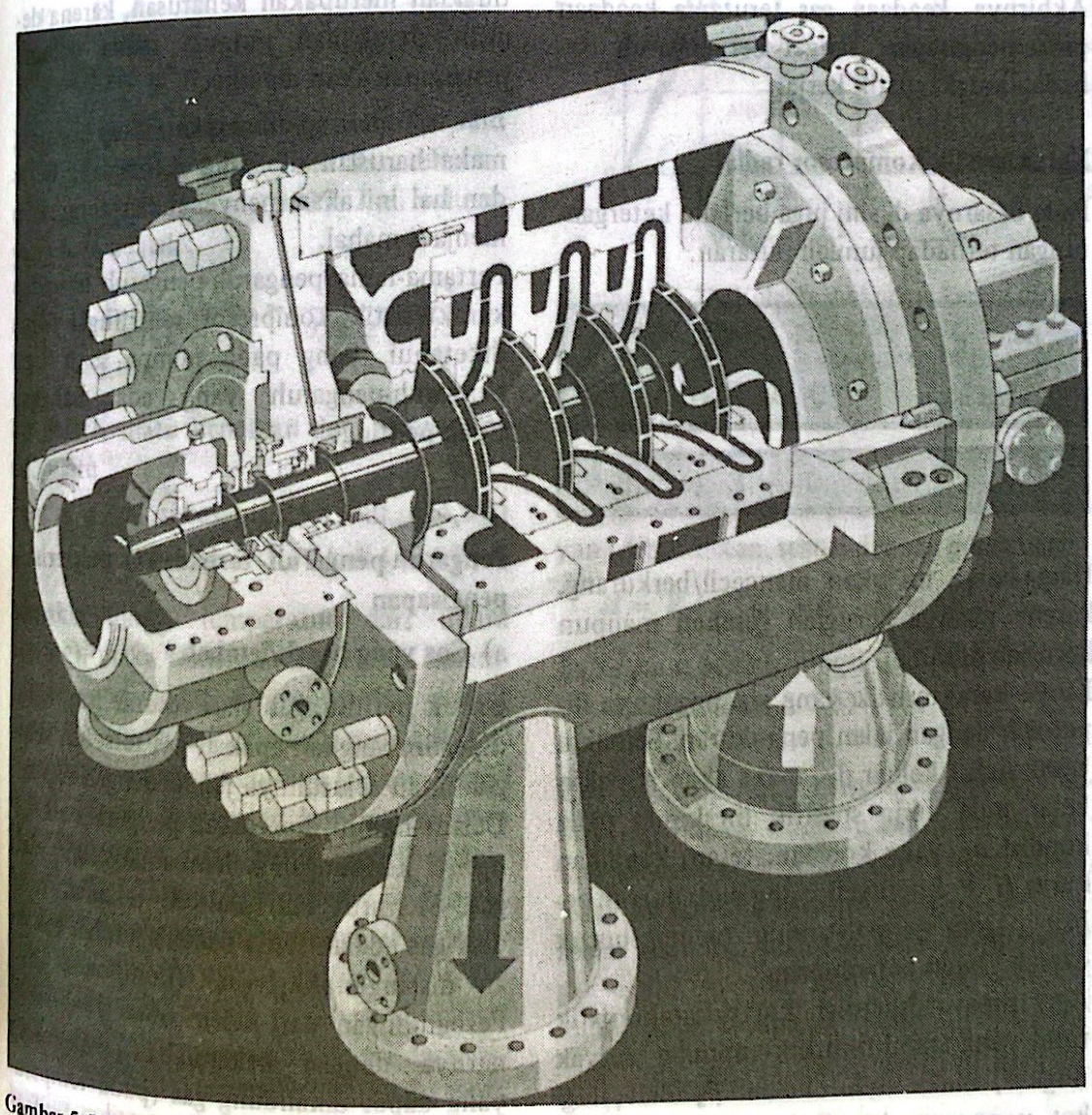


Gambar 5.5.20. Gambaran dari kompresor udara 4 tingkat dengan pendingin yang dipasang di samping selama operasi percobaan, G H H.

Dipindai dengan CamScanner

Dengan memasangnya pada sebuah kompresor percobaan satu tingkat, dapat dilaksanakan suatu percobaan yang mempunyai tujuan untuk mendapatkan bentuk yang mempunyai kekuatan dan proses aliran yang terbaik serta untuk mempelajari karakteristik pada kondisi beban sebagian. Suatu pemandangan keseluruhan instalasi diperlihatkan dalam Gambar 5.5.20. Kompresor ini dipasang pada industri kimia untuk memberi udara kepada peralatan-peralatan dengan suatu tekanan 9 bar.

Penggeraknya langsung dari sebuah Turbin uap. Konstruksi dari suatu kompresor banyak tingkat untuk tekanan tinggi diperlihatkan pada Gambar 5.5.21. Bila dikehendaki suatu kekedapan yang tinggi terhadap diffusi, juga karena kondisi kerja yang khusus, maka dipergunakan rumah dengan sambungan tegak lurus. Rumah berbentuk tangki terdiri dari sebuah mantel silindris, yang ditutup oleh 2 buah penutup. Rumah bagian dalam yang terpotong-potong secara horisontal dimasukkan bersama-sama dengan rotor ke dalam rumah.



Gambar 5.5.21. Kompresor radial 4 tingkat dalam konstruksi yang berbentuk tangki, DEMAG.

Dipindai dengan CamScanner

5.5.5 Karakteristik pengisapan, diagram karakteristik, batas pemompaan

Dalam banyak hal karakteristik kerja dari kompresor sentrifugal hampir sama dengan pompa sentrifugal. Dengan jelas dapat dimengerti dan tidak perlu lagi dibicarakan bahwa rotor dan sudu-sudu pengarah dari kompresor dan pompa mempunyai konstruksi yang sama. Pada kompresor digunakan sudut keluar β_2 yang lebih besar, agar dengan jumlah tingkat yang terbatas didapat tinggi tekanan yang lebih besar. Juga di dalam hal pengaturan daya terdapat perbedaan, sama seperti "pemompaan" dari kompresor

Akhirnya, keadaan gas terutama keadaan pada pengisapan, sangat berpengaruh terhadap karakteristik kerja.

Karakteristik kompresor radial

Pada dasarnya di sini juga berlaku ketergantungan terhadap jumlah putaran.

Debit	$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \cdot (n_2/n_1)$
Tinggi tekan	$H_2 = H_1 \cdot (n_2/n_1)^2$
Daya	$P_2 = P_1 \cdot (n_2/n_1)^3$

Harga-harga ini akan mengecil/berkurang, karena adanya kerugian gesekan maupun kerugian aliran.

Kurve karakteristik yang sesungguhnya diperoleh dengan jalan pengukuran. Semakin besar sudut keluar β_2, maka akan semakin besar pula kerja spesifik meskipun pada kondisi u_2 yang konstan, tetapi kenaikan kurva H, V diperkecil, yang pada daerah beban bagian secara umum memperburuk daerah "batas pemompaan".

Agar supaya diperoleh kurve karakteristik total yang stabil untuk komponen banyak tingkat, maka sudut keluar β_2 dari tingkat yang satu ke tingkat lainnya dibuat semakin kecil.

Untuk ini harap diingat lagi Gambar 4.4.13, dari mana pengaruh β_2 terhadap bentuk kurva karakteristik diambil.

Juga dengan adanya kemungkinan pengaturan secara khusus, seperti pemadaman (throtle) pada mulut isap atau penyetelan sudu-sudu pengarah di belakang rotor, kurve karakteristik masing-masing tingkat satu sama lainnya dapat dipastikan.

Suatu penurunan kecepatan putar adalah kemungkinan yang paling sederhana untuk membuat kurva $H-V$ terletak pada daerah yang lain.

Untuk pengukuran dari kompresor hal ini tidaklah merupakan keharusan, karena dengan perubahan putaran maka volume pengisapan akan diperkecil.

Bila volume isap diharapkan tetap konstan, maka haruslah dipasang rotor yang besar dan hal ini akan menyebabkan kompresor menjadi mahal.

Pertama-tama pengaruh-pengaruh terhadap karakteristik kompresor sentrifugal harus diketahui, yang pada pompa sentrifugal pengaruh-pengaruh yang ada dianggap tidak penting.

Pengaruh-pengaruh terhadap karakteristik pengisapan

a) **Gas yang basah/lembab**

Untuk perhitungan dari volume isap harus dipertimbangkan apakah gas tersebut sebagian atau seluruhnya jenuh dengan uap air. Dalam hal ini diperlukan pengetahuan mengenai kandungan kelembaban relatif dari gas. Menurut Hk. Dalton, tekanan total dari gas adalah sama dengan jumlah tekanan masing-masing gas (komponen gas). Perbandingan dari kelembaban yang sebenarnya dengan kelembaban maksimum yang dapat dikandung gas (pada temperatur tertentu) disebut kelembaban relatif φ.

Dipindai dengan CamScanner

Bila $\varphi = 1$ disebut jenuh mutlak dan bila $\varphi = 0{,}5$ disebut setengah jenuh.

Contoh 8

Berapakah volume dari udara lembab pada 40°C, untuk $\varphi = 1$ dan $\varphi = 0{,}5$, apabila udara kering dengan tekanan 1 bar, 0°C mempunyai volume 1 m^3?

Penyelesaian

Tekanan dari bagian uap air pada 40°C adalah 0,0754 bar (ketel uap air)
Untuk $\varphi = 1$, tekanan dari udara adalah 0,9246 bar. Jadi :

$$V_1 = V \cdot \frac{p}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T} = 1 \cdot \frac{1}{0{,}9246} \cdot \frac{313\ \text{K}}{273\ \text{K}}$$
$$= 1{,}245\ \text{m}^3$$

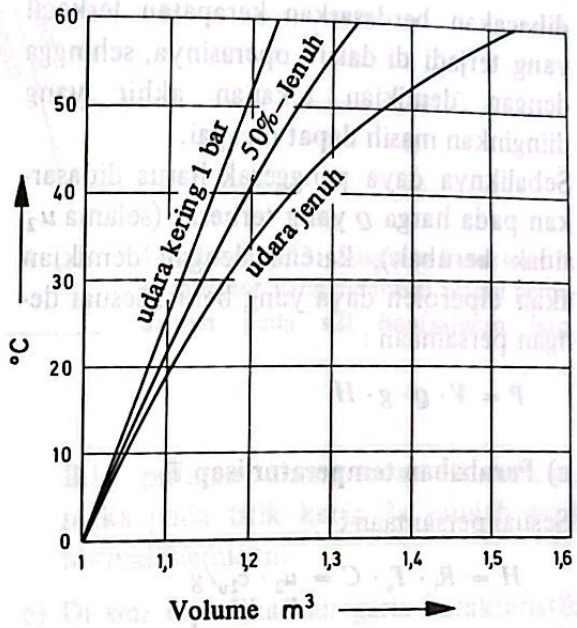
Untuk $\varphi = 0{,}5$, tekanan dari uap air pada 40°C adalah $0{,}5 \cdot 0{,}0754$ bar dan tekanan udara yang sisanya = 0,9622. Jadi volume yang baru adalah :

$$V_{0,5} = V \cdot \frac{p}{p_{0,5}} \cdot \frac{T_{0,5}}{T} = \frac{1}{0{,}9622} \cdot \frac{313}{273}$$
$$= 1{,}19\ \text{m}^3$$

Ini berarti suatu kenaikan dari volume total, yaitu

untuk $\varphi = 1$ sebesar 1,245 kali (24,5%)
$\varphi = 0{,}5$ sebesar 1,19 kali (19,0%).

Semakin tinggi temperatur dari udara (kering), maka semakin tinggi pula kelembaban yang dapat diterima oleh udara, yang bila didinginkan akan menjadi air. Kompresor mengisap volume (bukan berat) sesuai dengan persamaan kontinuitas $V = A \cdot c$ Dan berat udara yang dihasilkan bila udara yang dihisap dalam keadaan hangat dengan kelembaban yang tinggi, akan lebih kecil dari bila udara yang dihisap dalam keadaan dingin dan kering.
Jika suatu proses membutuhkan udara dengan suatu berat tertentu, kemudian pada kondisi volume yang dihasilkan kompresor harus diperbesar, maka kompresor membutuhkan daya penggerak yang lebih besar. Sesuai dengan diagram pada Gambar 5.5.22, dapat dilihat bahwa kenaikan volume udara tergantung dari temperatur dan derajat kelembaban.



Gambar 5.5.22. Volume dari udara kering dan udara jenuh dengan uap air *($\varphi = 1$)* pada 1 bar dan pada temperatur yang berbeda-beda.

b) Perubahan kerapatan .

Tinggi tekan sama artinya dengan kerja yang dibutuhkan, sesuai dengan persamaan :

$$H = R_i \cdot T \cdot C \quad \text{atau} \quad H = (P/\varrho) \cdot C,$$

Di mana c adalah fungsi dari perbandingan tekanan (Gambar 5.5.3)

Bila rotor berputar dengan kecepatan keliling u_2, maka tinggi tekan yang dihasilkan adalah $H = u_2 \cdot c_{2u}/g$ m kolom udara, tidak tergantung dari sifat gas.
Maka dari itu, semakin kecil kerapatan ϱ gas untuk tekanan isap p_s yang sama, semakin besar kecepatan keliling u_2, karena:

$$H = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g} = \frac{P_s}{\varrho} \cdot C$$

Dipindai dengan CamScanner

Komposisi dari campuran gas di dalam teknik proses, teknik kimia dan lain-lain, dari satu instalasi ke instalasi lainnya dan juga di dalam instalasi itu sendiri selama waktu kerja dan keadaan yang berbeda-beda, selalu berubah, karena itu kerapatan juga berubah sebab itu maka kompresor harus dibacakan berdasarkan kerapatan terkecil yang terjadi di dalam operasinya, sehingga dengan demikian tekanan akhir yang diinginkan masih dapat dicapai.
Sebaliknya daya penggerak harus didasarkan pada harga ϱ yang terbesar (selama u_2 tidak berubah), karena dengan demikian akan diperoleh daya yang besar, sesuai dengan persamaan :

$$P = \dot{V} \cdot \varrho \cdot g \cdot H$$

c) **Perubahan temperatur isap T_s**

Sesuai persamaan :

$$H = R_i \cdot T_s \cdot C = u_2 \cdot c_{2u}/g$$

Maka semakin tinggi temperatur isap T_s, semakin tinggi pula tinggi tekan H, dan juga kecepatan keliling atau putaran harus lebih besar lagi.

d) **Pencekikan (throttle) pada saluran masuk**

Bila dengan alasan pengaturan, pada sisi isap kompresor dibuat sistim pencekikan (throttle), maka selanjutnya kompresor juga menghasilkan perbandingan tekanan yang sama. Bila perbandingan tekanannya = 3,0, maka pemampatan terjadi pada 3 bar sebagai ganti 1 bar, sebagai contoh dari 0,6 menjadi 1,8 bar.
Sebaliknya, kerja spesifik berubah sesuai dengan tekanan isap (untuk setiap 1 kg gas), seperti yang diperlihatkan oleh suatu persamaan untuk H ($H = p_s \cdot v_s \cdot c$). Dari perbandingan ini, kurve karakteristik baru yang kira-kira diharapkan, dihitung dulu, yang mana keadaan ini akan diharapkan terjadi dengan mengadakan pencekikan (throttling) saluran isap. Dengan suatu throttling temperatur gas tetap konstan (gas ideal), berlaku hukum isothermis, yaitu :

$$\frac{p_d}{p_s} = \frac{p'_d}{p'_s} = R_i \cdot T_s \text{ seperti juga } \frac{\dot{V}_s}{\dot{V}'_s} = \frac{p_s}{p'_s}$$

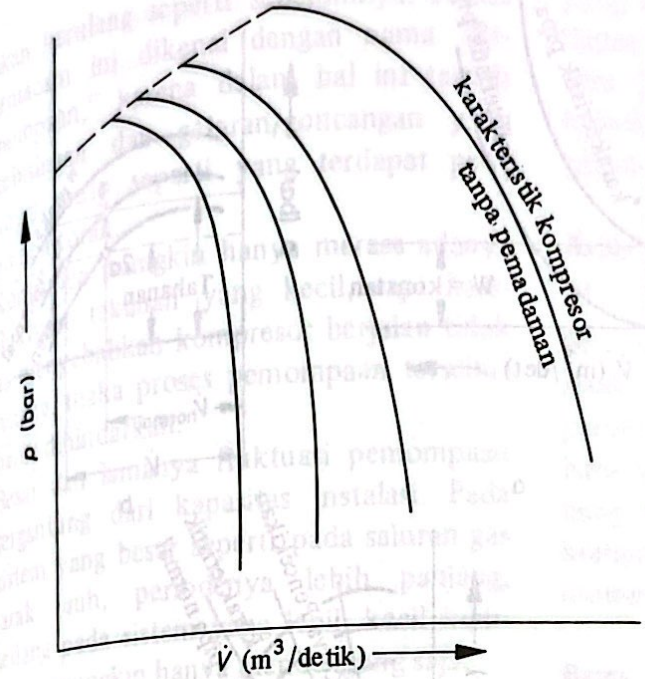
di mana : p_S = tekanan isap tanpa throtle dan
p'_S = tekanan isap dengan throtle.

Dengan menghitung, titik demi titik dari harga-harga yang sesuai untuk p, H dan $\dot{V}$ digambarkan pada kurve karakteristik kompresor, Gambar 5.5.23.

Titik kerja dari kompresor

Titik kerja dari suatu kompresor, yang memberi tekanan udara untuk konsumen/pemakai dilewatkan pada sistem pipa, seperti telah dijelaskan pada pompa sentrifugal yaitu titik potong antara gas karakteristik kompresor dengan gas karakteristik tahanan konsumen.
Tahanan tersebut, seperti yang teah dijelaskan, bisa konstan atau berubah sesuai dengan volume aliran yang dihasilkan.
Tekanan yang konstan diperoleh, bila gas tersebut harus ditekan lewat di dalam suatu cairan.
Sebagai suatu contoh adalah kejadian pada blower-blower pabrik baja atau bila gas dialirkan lewat bermacam-macam bak air untuk tujuan pembersihan atau pemanfaatan produk sampingan. Tahanan yang berubah merupakan tahanan lawan yang terdapat di penukar panas (heat exchange) dan perlengkapan-perlengkapannya, tekanan-tekanan pada pipa saluran. Tahanan ini berubah kwadratis terhadap kecepatan aliran, jadi berubahnya tahanan tersebut sebanding dengan kapasitas, juga sesuai dengan besarnya tekanan cairan dan tekanan terhadap gesekan, terutama pada konsu-

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.5.23. Diagram karakteristik kompresor yang memakai sistem pemadaman pada sisi isap/saluran isap.

men-konsumen yang jaraknya sangat jauh besarnya tahanan ini makin besar.

Pada Gambar 5.5.24 diperlihatkan beberapa kejadian kerjasama antara kompresor dengan konsumen (pemakai udara tekan) yang sering dijumpai.

a) w = konstan, di sini tahanan suatu cairan yang ada di dalam tangki. Tekanan tetap konstan tidak tergantung kepada besarnya kapasitas aliran yang tetap (diperuntukkan buat tinggi permukaan cairan yang sama).
Tahanan antara kompresor dengan tangki cairan diperlihatkan dengan garis karakteristik pipa.
Kompresor harus dapat melawan jumlah tahanan tersebut.

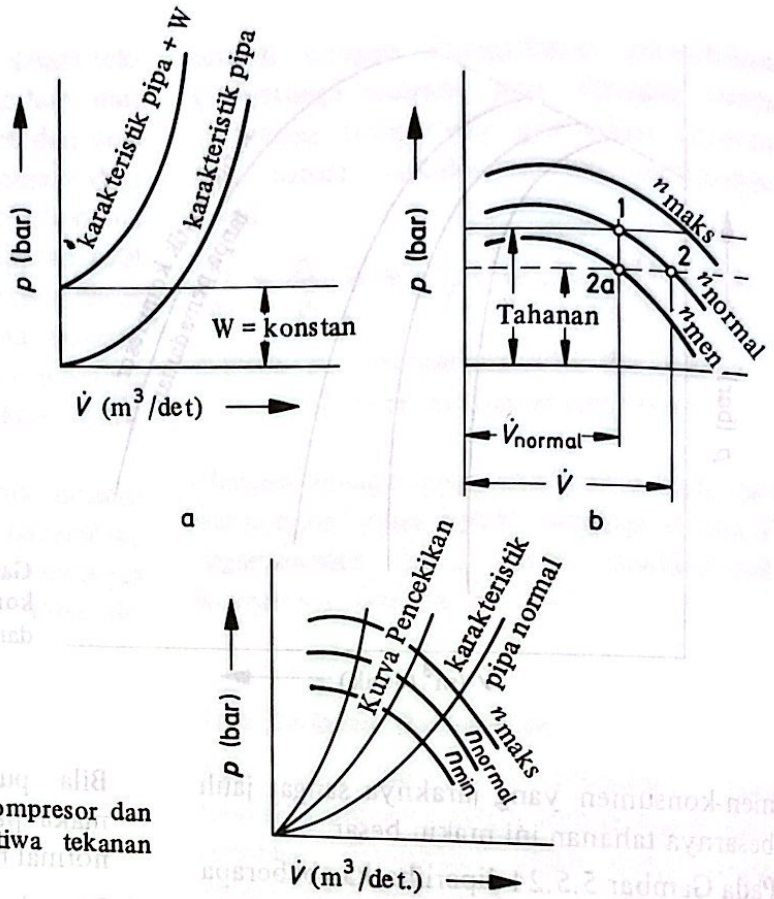
b) Titik kerja dari tahanan yang tetap konstan pada umumnya adalah titik I. Bila w dari bak cairan menurun, maka pada putaran yang sama volume aliran $\dot{V}$ akan mengalir lebih banyak. Oleh karena itu diperlukan daya penggerak yang lebih besar, maka harus dipasang penggerak yang sesuai dengan kebutuhan di atas.
Bila putaran kompresor diturunkan, maka pada titik kerja 2a jumlah garis normal menurun.

c) Di sini diperlihatkan garis karakteristik kompresor yang sesuai dengan perubahan putaran kompresor – sama seperti perubahan karakteristik pipa dan instalasi yang dilengkapi sistim pencekikan (throttle) untuk tahanan karena gesekan murni (pada pipa-pipa saluran, pesawat pemanas dll) adalah tidak boleh terjadi (dilarang) aliran fluida sampai terputus karena gesekan ini, kemudian kurve tahanan selalu memotong sebuah garis karakteristik kompressor (pada kejadian b bisa terjadi pada tinggi tekanan yang normal dan putaran kompresor terkecil tekanan baru tidak tercapai).

Pemompaan, batas pemompaan, melindungi pemompaan

Garis karakteristik suatu kompresor sentrifugal seperti halnya pompa sentrifugal memperlihatkan dengan suatu penurunan maks daripada volume aliran akan menaikkan tinggi tekanan.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.5.24. Hubungan dari kompresor dan konsumen (pemakai); pada peristiwa tekanan yang berbeda-beda.

Alasan mengenai hal ini telah diterangkan. Titik yang penting di dalam garis karakteristik ini adalah mulainya batas pemompaan. Titik ini memberikan keterangan pada volume aliran terkecil berapakah yang masih dapat diharapkan bebas gangguan. Sangatlah menguntungkan bila ada kemungkinan untuk bekerja pada kapasitas batas yang kecil, sehingga daerah kerja kompresor dapat diperbesar.

"Pemompaan" dari kompresor

Pada Gambar 5.5.25 dapat diketahui bahwa 1 adalah titik kerja kompresor. Bila instalasi mengambil gas lebih sedikit dari yang dihasilkan kompresor pada titik 1, maka tekanan di dalam sistim pipa pada instalasi akan naik. Titik kerja pada kompresor KL bergerak ke titik 2.

Bila gas yang dipakai semakin kecil lagi, titik kerja bergeser ke titik 3, dan bila kapasitas yang dialirkan makin sedikit lagi maka titik kerja bergerak ke arah titik 4. Dengan demikian sekarang tekanan pada saluran keluar kompresor lebih kecil dari tekanan sistim instalasi.

Sebagai akibat perbedaan tekanan Δp ini, maka gas mengalir kembali ke kompresor.

Debit aliran pada saat ini terhenti, titik kerja kompresor bergerak ke titik 0. Selanjutnya gas masih mengalir dari sistim melalui kompresor sampai ke mulut isap kompresor. Dengan demikian mulailah terjadi pengosongan pada sistim.

Segera setelah tekanan sistim lebih rendah dari tekanan p_1, kompresor mulai lagi bekerja dan memberikan aliran. Titik kerja meloncat dari titik 0 ke titik 5, kompresor menghasilkan volume aliran $\dot{V}_5$. Pada saat ini jumlah gas lebih besar dari pada yang dibutuhkan sistem, dan bila tekanan mulai naik maka semua proses selanjutnya

CS Dipindai dengan CamScanner

akan berulang seperti sebelumnya. Proses semacam ini dikenal dengan nama "Pemompaan," karena dalam hal ini terjadi kebisingan dan getaran/goncangan yang tinggi mirip seperti yang terdapat pada pompa torak.
Konsumen mungkin hanya merasa adanya fluktuasi tekanan yang kecil, tapi karena menyebabkan kompresor berjalan tidak tenang, maka proses pemompaan tersebut harus dihindarkan.
Besar dan lamanya fluktuasi pemompaan tergantung dari kapasitas instalasi. Pada sistem yang besar seperti pada saluran gas jarak jauh, periodenya lebih panjang, sedang pada sistem yang lebih kecil kompresor mungkin hanya mendengung saja.

Batas pemompaan

Batas pemompaan dimulai apabila karakteristik kompresor telah mencapai tekanan yang paling tinggi, titik 3 pada Gambar 5.5.25.

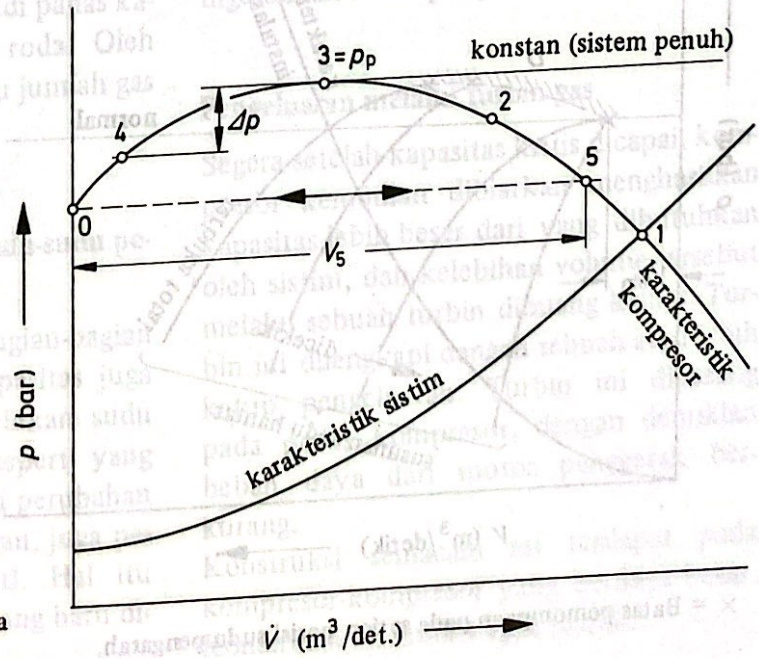
Untuk menghindarkan pemompaan tersebut, maka volume aliran kritis $\dot{V}_3$ tidak boleh dilewati. pada karakteristik kerja yang fluktuasinya sangat besar, titik 1 sedapat mungkin letaknya haruslah jauh dari titik 3. Bila volume kritis sering dilewati, haruslah diambil supaya untuk mencegah terjadinya pemompaan.

Batas pemompaan pada perubahan putaran

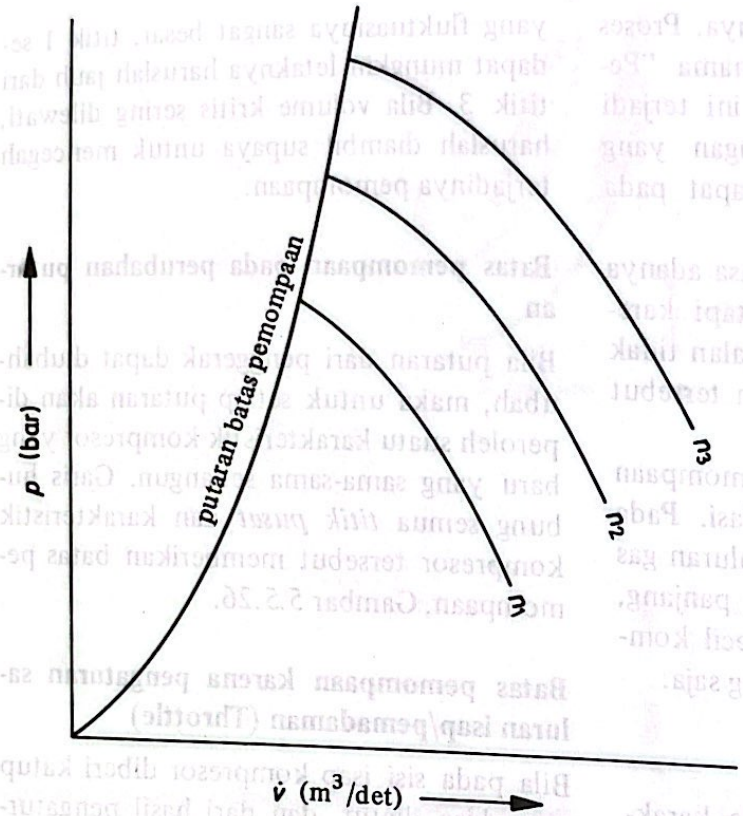
Bila putaran dari penggerak dapat diubah-ubah, maka untuk setiap putaran akan diperoleh suatu karakteristik kompresor yang baru yang sama-sama sebangun. Garis hubung semua *titik pusat* dan karakteristik kompresor tersebut memberikan batas pemompaan, Gambar 5.5.26.

Batas pemompaan karena pengaturan saluran isap/pemadaman (Throttle)

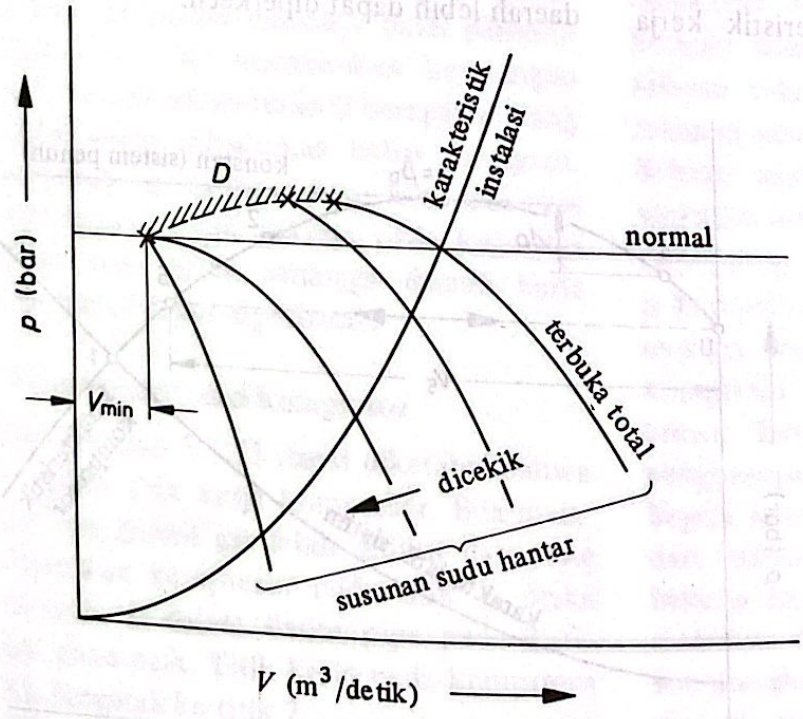
Bila pada sisi isap kompresor diberi katup yang bisa diatur, dan dari hasil pengaturan tersebut diperoleh pula batas pemompaan. Karakteristik ini diperlihatkan pada Gambar 5.5.23,. dan hal ini telah dibicarakan. Dengan adanya pengaturan (pemadaman/throttle) pada saluran isap, maka daerah lebih dapat diperkecil.



Gambar 5.5.25. "Pemompaan" pada suatu kompresor sentrifugal.



Gambar 5.5.26. Batas pemompaan karena perubahan putaran.



× = Batas pemompaan pada setiap posisi sudu pengarah.

Gambar 5.5.27. Karakteristik pada batas pemompaan karena pengaturan sudu-sudu pemutar pendahuluan, dengan kecepatan putar kompresor yang konstan.

CS Dipindai dengan CamScanner

Upaya-upaya untuk mencegah pemompaan

Agar pada kapasitas yang kecil tekanan yang diperlukan oleh instalasi juga dapat dipertahankan, maka dilakukan usaha-usaha sebagai berikut:

Klep buang

Pada penurunan kapasitas sampai tingkat yang kritis, maka pada saluran tekan sebuah klep buang dibuka. Dengan demikian tekanan gas akan diberikan kepada udara sekelilingnya, karena tekanan kompresor lebih besar daripada yang dibutuhkan oleh konsumen. Proses ini sederhana, tetapi tidak ekonomis, karena terjadi suatu kebutuhan daya yang besar yang tidak perlu.

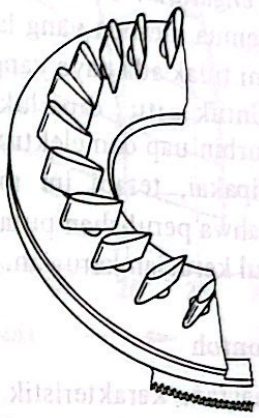
Pengaturan penyempitan pembukaan katup di saluran isap

Segera setelah tekanan yang ditetapkan dapat dicapai pada kapasitas yang lebih kecil, maka saluran isap ditutup. Pada saat yang sama pada saluran tekan suatu klep balik ditutup, dengan demikian tidak ada gas dari sistem yang kembali ke kompresor. Kompresor bekerja pada keadaan kosong. Gas di dalam kompresor menjadi panas karena adanya gesekan dengan roda. Oleh karena itu, bagaimanapun suatu jumlah gas yang kecil harus ditekan lagi.

Pengaturan dengan memutar sudu-sudu pemutar pendahuluan

Bila luas penampang dari bagian-bagian pengarah diperkecil, maka kapasitas juga mengecil. Dalam hal ini diperlukan sudu pengarah yang dapat diatur, seperti yang dikenal pada turbin air. Dengan perubahan ini, tidak terjadi lagi pemompaan, juga penurunan tekanan yang berarti. Hal itu memberikan gas karakteristik yang baru disatukan, Gambar 5.5.27.

Pemompaan tersebut dapat dihindarkan sampai pada kapasitas yang sangat kecil, dimana suatu randemen yang baik masih tetap dapat diperoleh. Garis batas pemompaan dibatasi oleh kurva D. Gambaran konstruksinya sudu pemutar pendahuluan dapat dilihat pada Gambar 5.5.28.



Gambar 5.5.28. Sudu-sudu pemutar pendahuluan dengan segmen roda gigi untuk penyetelan.

Suatu pengarah pendahuluan depan mempunyai pasak putar yang dituang dan distel dengan segmen roda gigi. Penyetelan tersebut dilakukan lewat tuas gigi yang digerakkan lewat pengatur.

Pengeluaran melalui turbin gas

Segera setelah kapasitas kritis dicapai, kompresor kemudian dibiarkan menghasilkan kapasitas lebih besar dari yang dibutuhkan oleh sistim, dan kelebihan volume tersebut melalui sebuah turbin dibuang keluar. Turbin ini dilengkapi dengan sebuah atau lebih katup pengeluaran. Turbin ini dipasang pada poros kompresor, dengan demikian beban daya dari motor penggerak berkurang.

Konstruksi semacam ini terdapat pada kompresor-kompresor yang berdaya besar. Konstruksi ini sedikit agak mahal.

Dipindai dengan CamScanner

5.5.6 Pengaturan dari kompresor radial

Dengan pertolongan kemungkinan-kemungkinan yang telah diberikan di atas seperti perubahan putaran, pengaturan katup saluran isap (throttle), dengan memutar sudu-sudu atau turbin hembus, kompresor dapat mengadaptasi terhadap semua kondisi kerja yang terjadi.

Pengaturan Putaran : Cara ini mengatasi semua metode yang lain, karena dalam hal ini tidak ada daya yang harus dibuang.

Untuk itu diperlukan penggerak dari turbin uap dan elektromotor yang juga bisa dipakai, tetapi ini mempunyai kejelekan bahwa perubahan putaran terbatas dan timbul kerugian-kerugian.

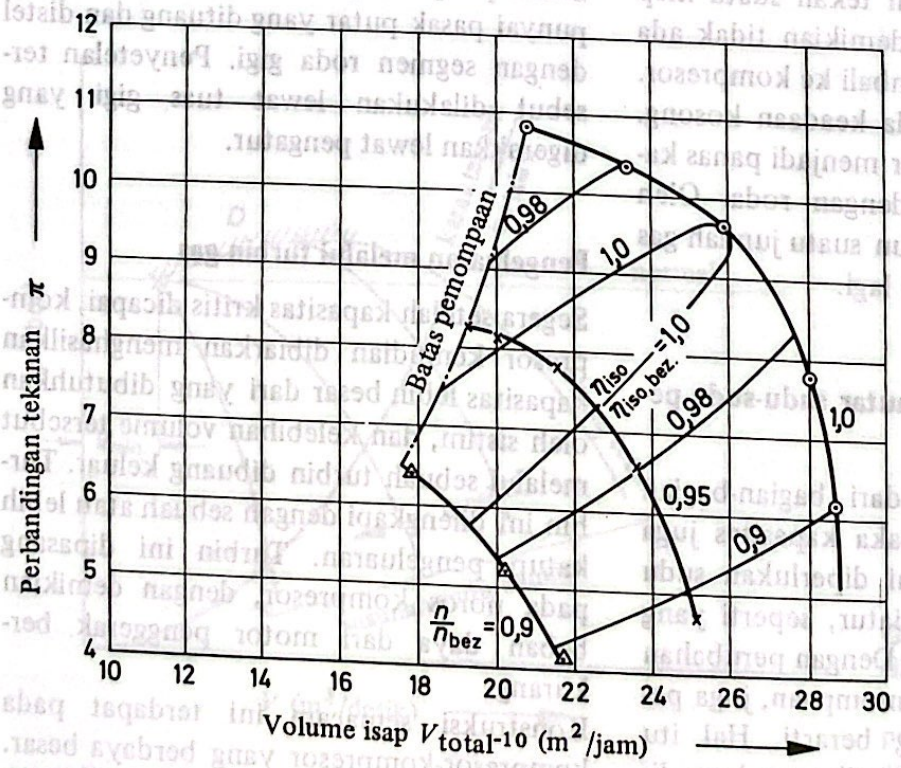
Contoh

Diagram karakteristik suatu kompresor 4 tingkat pada Gambar 5.5.18.

Diagram karakteristik pada gambar 5.5.29 memperlihatkan daerah kerja untuk putaran-putaran 90% sampai dengan 100% dari putaran perencanaan, dan juga termasuk effisiensi inthermis yang sesuai dengan kerja tersebut (kompresor dengan pendinginan). Pada Gambar 5.5.30 diperlihatkan diagram karakteristik dari kompresor yang sama, dengan n = konstan, dan dengan dilengkapi sudu pengarah difuser yang bisa diatur. Bila dilakukan pencekikan (throttle) yang lebih besar, maka garis karakteristik akan semakin tegak. Hal ini dapat diketahui dengan jalan memperkecil (menutup) saluran aliran fluida.

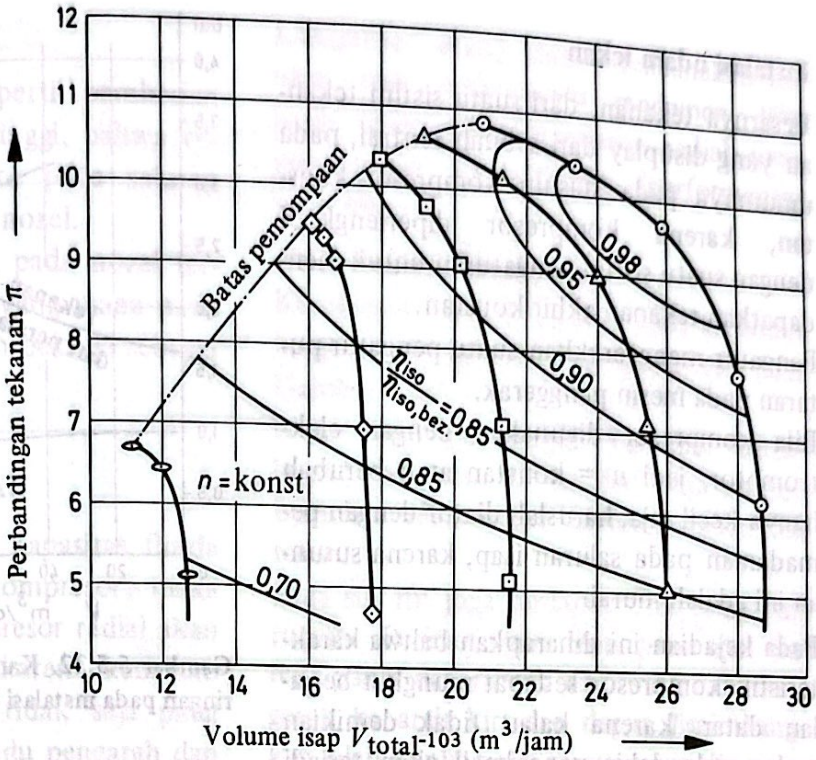
Pengaruh dari kondisi kerja terhadap pemilihan jenis/type

Pemilihan dari type kompresor beserta karakteristiknya, dan titik-titik terbaik untuk konstruksinya, dan juga pemilikan peralatan pengatur, ditentukan berdasarkan kondisi kerja. Kondisi kerja ini harus diketahui. Beberapa contoh akan dibicarakan secara singkat.

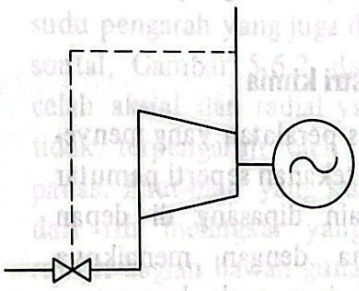


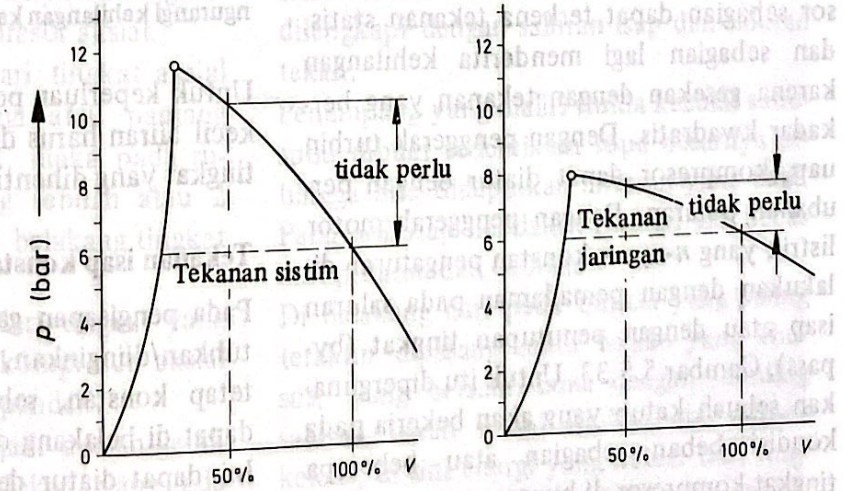
Gambar 5.5.29. Diagram karakteristik kompresor udara 4 tingkat pada Gambar 5.5.18 dengan pengaturan putaran, G.H.H.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.5.30.
Diagram karakteristik kompresor udara 4 tingkat dari Gambar 5.5.18 dengan pengaturan sudu pengarah difuser (seperti sudu-sudu pemutar pendahuluan yang bisa diatur), G.H.H.





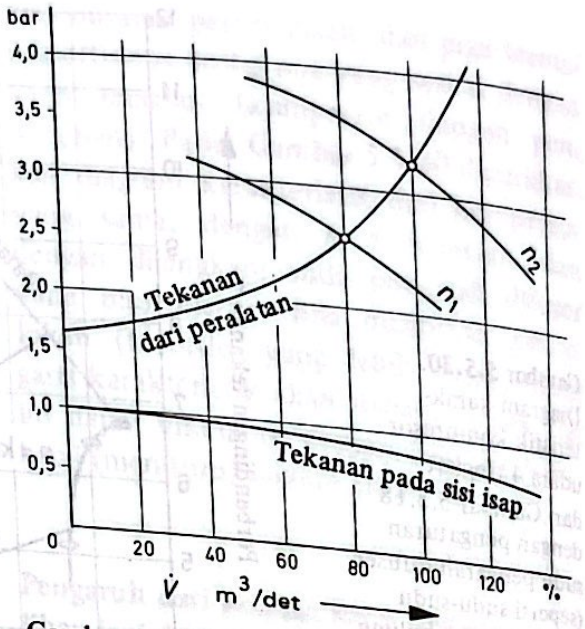
Gambar 5.5.31.
Garis karakteristik dengan pemadaman pada saluran isap

Instalasi udara tekan

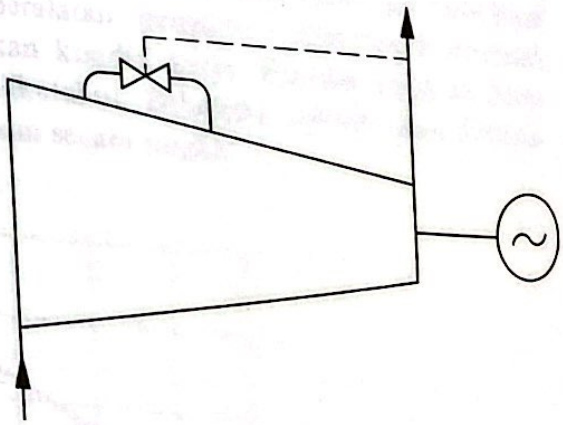
Besarnya tekanan, dari suatu sistim tekanan yang disuplay dari sebuah sentral, pada umumnya pada stasiun kompresor konstan, karena kompresor diperlengkapi dengan suatu sistim pengaturan untuk mendapatkan tekanan akhir konstan.
Pengatur menggerakkan suatu pengatur putaran pada mesin penggerak.
Bila kompresor digunakan dengan elektromotor, jadi n = konstan atau berubah hanya kecil saja, haruslah diatur dengan pemadaman pada saluran isap, karena susunan ini adalah murah.
Pada kejadian ini diharapkan bahwa karakteristik kompresor sedapat mungkin berjalan datar, karena kalau tidak demikian maka pada debit yang kecil akan terjadi tekanan tinggi yang tidak diinginkan, yang mana hal ini akan menyebabkan kebutuhan udara penggerak yang lebih besar, Gambar 5.5.31.

Instalasi pada industri kimia

Pada banyak proses peralatan yang menyebabkan kehilangan tekanan seperti pemutar panas yang lain-lain dipasang di depan kompresor. Karena dengan menaiknya kapasitas, tekanan isap pada kompresor menurun, Gambar 5.5.32.
Peralatan-peralatan pada sisi tekan kompresor sebagian dapat terkena tekanan statis, dan sebagian lagi menderita kehilangan karena gesekan dengan tekanan yang berkadar kwadratis. Dengan penggerak turbin uap, kompresor dapat diatur dengan perubahan putaran. Dengan penggerak motor listrik yang n-nya = konstan pengaturan dilakukan dengan pemadaman pada saluran isap atau dengan penutupan tingkat (bypass), Gambar 5.5.33. Untuk itu diperguna-kan sebuah katup yang akan bekerja pada kondisi beban sebagian atau beberapa tingkat kompresor di bypass.



Gambar 5.5.32. Karakteristik kompresor dan jaringan pada instalasi industri kimia.



Gambar 5.5.33. Suatu klep bypass, yang tergantung dari pengatur tekanan maupun debit, mengurangi kehilangan karena pemadaman (throttle).

Untuk keperluan pendinginan suatu jumlah kecil aliran harus dilewatkan pada tingkat-tingkat yang dihentikan.

Tekanan isap konstan

Pada pengisapan gas pada umumnya dibutuhkan/diinginkan, bahwa tekanan isap tetap konstan, sebagai contoh yang terdapat di belakang deretan dapur batu bara. Ini dapat diatur dengan pengatur putaran atau dengan pemadaman pada saluran isap.

Dipindai dengan CamScanner

Volume isap konstan

Apabila dikehendaki, seperti pemberian angin pada suatu dapur tinggi, bahwa volume isap konstan, maka pada saluran tekan kompresor dipasang nozel.
Dengan perubahan debit, pada nozel terjadi perubahan tekanan, yang mana pada penggerak kompresor akan bekerja sebagai impuls.

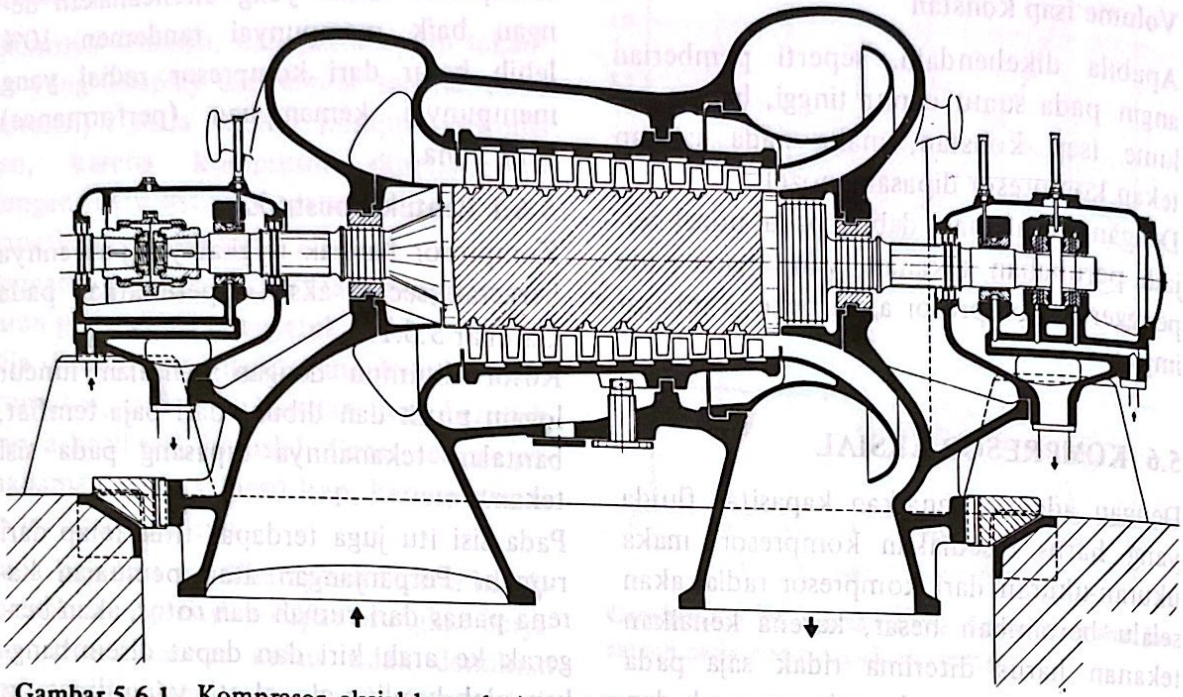
5.6 KOMPRESOR AKSIAL

Dengan adanya kenaikan kapasitas fluida yang harus disediakan kompresor, maka ukuran-ukuran dari kompresor radial akan selalu bertambah besar, karena kenaikan tekanan harus diterima tidak saja pada rotor, tetapi juga pada sudu pengarah dan selanjutnya juga pada diffuser yang merupakan bagian dari rumah kompresor.
Ukuran ke arah radial dari rumah kompresor mengambil banyak ruangan, dan hal ini menyebabkan kesukaran-kesukaran pada pembuatan dan transportasinya.
Pada kompresor aksial, kenaikan tekanan akan terjadi dengan memperlambat aliran yang terutama bergerak ke arah aksial.
Ukuran ke arah radial pada dasar dapat dipertahankan lebih kecil, tetapi kecepatan gas adalah tinggi.
Di bidang industri kimia dan teknik proses kenaikan produksi tidak hanya dimungkinkan oleh pemakaian kompresor aksial.
Apabila tekanan akhir dari tingkat aksial tidak dapat cukup tinggi atau panjang sudu-sudu terlalu pendek, maka pada rumah yang sama dipasang sebuah atau 2 sampai 3 tingkat radial di belakang tingkat aksial.
Untuk mengalirkan gas dari tingkat yang satu ke tingkat lainnya kompresor aksial membutuhkan jalan yang pendek.
Tekanan aliran yang terjadi adalah lebih kecil, karena belokan-belokan yang ada jumlahnya sedikit.
Kompresor aksial yang direncanakan dengan baik mempunyai randemen 10% lebih besar dari kompresor radial yang mempunyai kemampuan (performance) yang sama.

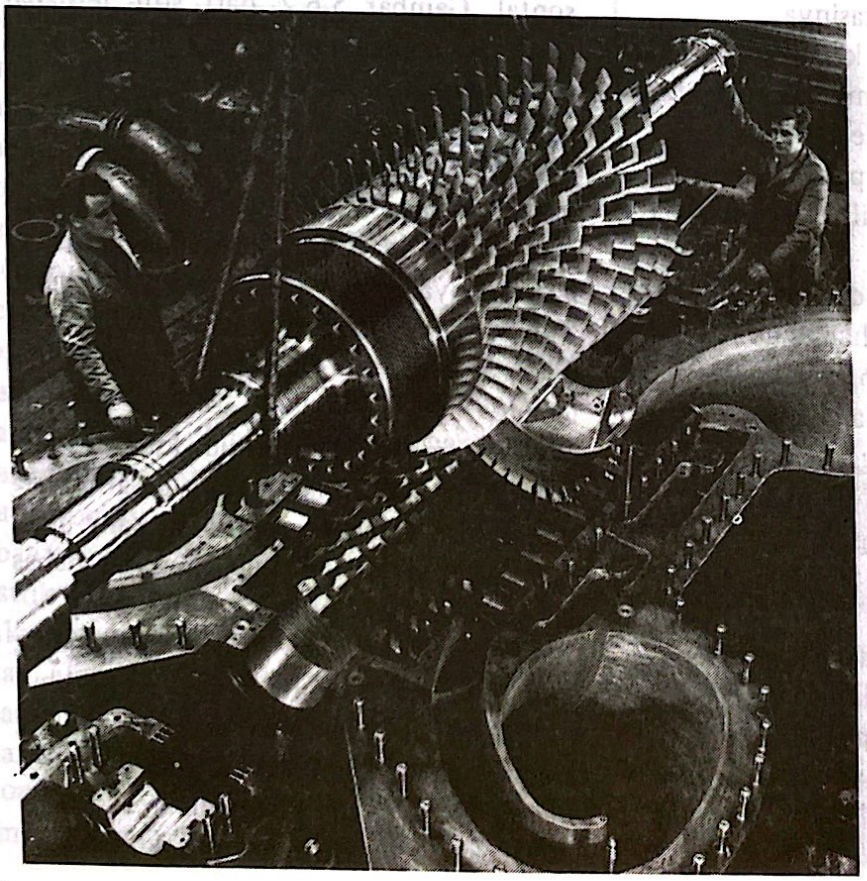
5.6.1 Bentuk Konstruksi

Kompresor banyak tingkat yang alirannya bergerak secara aksial diperlihatkan pada Gambar 5.6.1.
Rotor ditumpu dengan bantalan luncur logam putih dan dibuat dari baja temfiat, bantalan tekanannya dipasang pada sisi tekan.
Pada sisi itu juga terdapat titik tetap dari rumah. Perpanjangan atau pemuaian karena panas dari rumah dan rotor, akan bergerak ke arah kiri dan dapat diseimbangkan oleh kopling gigi elastis yang dipasang berhadapan dengan motor penggerak.
Rumah yang dibagi secara horisontal dibuat dari besi tuang spesial.
Sudu-sudu pengarah dipasang pada rumah sudu pengarah yang juga dibagi secara horisontal, Gambar 5.6.2 dari situ terdapat celah aksial dan radial yang per sisi yang tidak terpengaruh oleh regangan karena panas. Baut-baut yang kuat di sebelah kiri dari rib melingkar yang berputar pada rumah bagian bawah gunanya untuk mengikat rumah dan untuk keamanan terhadap bergeraknya rumah penyangga sudu pengarah karena tekanan. Rumah bagian luar dilengkapi dengan saluran isap dan saluran tekan.
Penampang yang dialiri fluida kecuali sudu-sudu dibuat sedemikian rupa besarnya sehingga bisa didapatkan lintasan yang baik.
Pada sisi isap hendaknya aliran gas bebas dari putaran dan olahan.
Di belakang dari pada tingkat yang paling terakhir dipasang suatu bagian yang khusus, yang bersama-sama dengan dinding saluran tekan membentuk suatu difuser keluar, di sini energi yang keluar dari tingkat terakhir diubah menjadi energi tekan-

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.6.1. Kompresor aksial banyak tingkat; Sulzer, Winterthur/Schweiz.



Gambar 5.6.2. Suatu gambar dari sudu-sudu kompresor aksial seperti Gambar 5.6.1, sulter.

Dipindai dengan CamScanner

an. Diameter dari luas penampang aliran semakin keluar semakin besar sampai mencapai mulut flens keluar. Dari jumlah tingkat dan dari panjang sudu-sudunya dapat diketahui, bahwa kompresor ini adalah untuk perbandingan tekanan kira-kira $pd/ps = 2–3$.

5.6.2 Problema-problema Dasar Mengenai Jumlah Enèrgi

Semua sudu-sudu dari kompresor aksial yang bertingkat banyak mempunyai bentuk profil seperti bentuk sayap pesawat udara dan semua sisinya dikerjakan. Penampang aliran yang terbentuk harus dapat memberi kecepatan yang sama bentuknya, antara sisi isap dan sisi tekan di dalam sebuah tingkat.

Pada sisi masuk profil sudu dibuat bundar, di tengah-tengah agak dipertebal kemudian semakin ke ujung ke arah sisi keluar semakin langsing, Gambar 5.6.3. Garis penghubung titik-titik tengah dari kontur profil disebut garis rangka.

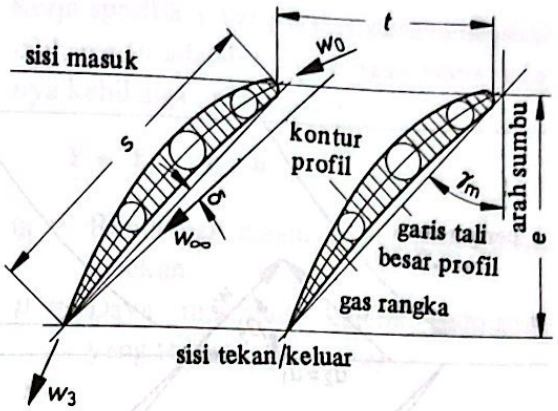
Kelengkungan dibuat sedemikian rupa sehingga sudu mempunyai sudut β_1 dan β_2.

Garis tali busur profil adalah menyinggung kontur profil pada sisi masuk dan keluar.

Sudu penempatan (setting) δ yang penting untuk gerakan aliran dibuat sedemikian rupa sehingga harga rata-rata w_0 dan w_3 dengan w_∞ effektif. Di mana w_0 adalah kecepatan sebelum masuk dan w_3 kecepatan sesudah keluar sudu. Pada sudu jalan bekerja w_1 dan w_2. Kemudian perhitungan-perhitungan selanjutnya selalu memakai pengenal 1 dan 2 tersebut. Jumlah energi di dalam tingkat ditentukan melaui penggunaan dalil putaran dan dengan perhitungan yang memakai persamaan Euler.

Kemudian untuk $\dot{m}$ (kg/det) gas yang dihasilkan dibutuhkan momen putar :

$$\dot{M} = \dot{m} \cdot (c_{u2} \cdot r_2 - c_{u1} \cdot r_1)$$



Gambar 5.6.3. Penampang melintang dari sudu-sudu jalan sebuah tingkat kompresor aksial.

Dalam hal ini daya penggerak yang diperlukan rotor adalah :

$$P = M \cdot \omega$$

Dipilih dari hasil kali antara jumlah gas yang dilewatkan m dan kerja spesifik Y sesuai dengan daya penggerak di atas :

$$P = \dot{m} \cdot Y$$

Dengan mengganti kerja P pada kedua persamaan di atas, dengan menganggap tidak ada kehilangan energi akan diperoleh:

$$\dot{m} \cdot (c_{u2} \cdot r_2 - c_{u1} \cdot r_1) \cdot \omega = \dot{m} \cdot Y$$

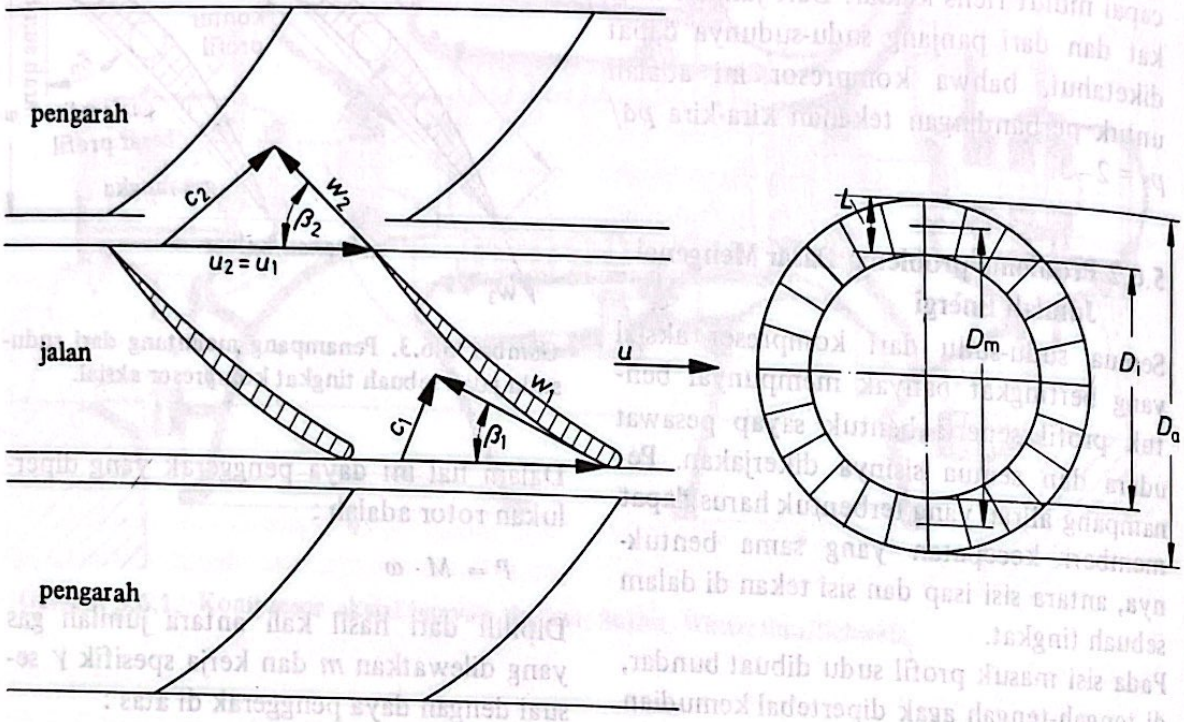
Di sini $r \cdot \omega = u$ · di samping itu untuk tingkat aksial $u_1 = u_2 = u$, Gambar 5.6.4. Oleh karena itu diperoleh kerja spesifik yang tanpa kerugian yang dicari dan diperlukan, dari persamaan :

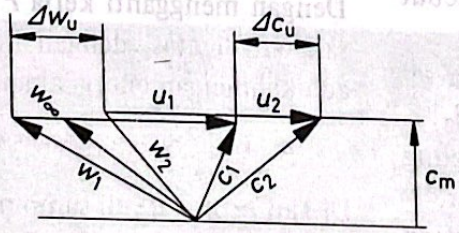
$$Y_{th\infty} = u \cdot (c_{u2} - c_{u1}) = u \cdot \Delta c_u$$

Pada gambar kiri atas adalah suatu potongan penampang silindris koaksial lewat sudu-sudu jalan yang paralel terhadap poros, diperlihatkan pula segitiga kecepatan pada sebelah kanan penampang potongan melintang deretan sudu-sudu jalan.

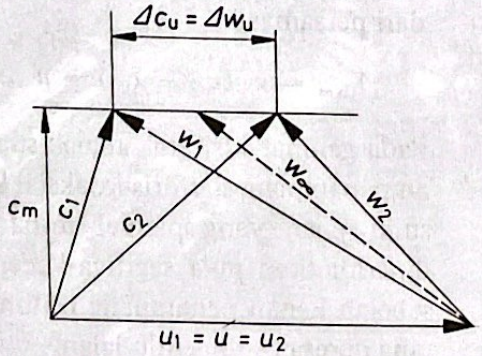
Terhadap gambar-gambar ini, akan dibicarakan secara ringkas 2 buah bentuk yang umumnya dari segitiga kecepatan. Di sini segitiga masuk dan keluar mempunyai ke-

Dipindai dengan CamScanner





$$c_m = \frac{\dot{V} \cdot \tau}{(D_a^2 - D_i^2) \cdot \pi/4}$$



$$c_m = \frac{\dot{V} \cdot \tau}{D_m \cdot \pi \cdot L}$$

Gambar 5.6.4. Potongan sudu-sudu dan segi tiga kecepatan suatu tingkat aksial.

Dipindai dengan CamScanner

tinggian yang sama, jadi berbeda dengan tingkat radial. Ini disebabkan oleh kecepatan meridian c_{m1} dan c_{m2} arahnya paralel terhadap poros, pada sisi masuk dan keluar besarnya praktis sama, yaitu :

$$c_m = \frac{\dot{V} \cdot \tau}{(D_a^2 - D_i^2) \cdot \pi/4} \quad \text{juga} \quad \frac{\dot{V} \cdot \tau}{D_m \cdot \pi \cdot L}$$

Terdapat perbedaan-perbedaan ketebalan (pengecilan penampang) dari sisi masuk dan keluar, demikian pula dari kaki dan ujung sudu, yang diperhatikan dengan memakai koefisien $\tau(\tau_1, \tau_2)$.

Dengan menggabungkan segitiga kecepatan masuk dan keluar ke dalam suatu diagram kecepatan, pada penggambaran di sebelah atas, letak segitiga masuk dan keluar diambil sedemikian rupa, sama seperti posisi potongan sudu (atas), tinggi segitiga kecepatan adalah sama.

Pada gambar bawah diambil bahwa $u_1 = u_2 = u$, oleh karena itu harga-harga komponen w dan c digambarkan seperti yang diberikan (direncanakan, hasil perhitungan).

Dari diagram kecepatan ini dapat dilihat, bahwa kerja spesifik dapat diambil dari harga-harga Δc_u atau Δw_u. Dengan demikian diperoleh :

$$Y_{th\infty} = u \cdot \Delta c_u = u \cdot \Delta w_u$$

Kerja spesifik Y yang sesungguhnya dipakai oleh mesin adalah kerja dengan akibat adanya kehilangan-kehilangan :

$$Y = Y_{th\infty} \cdot \eta_i \cdot \mu$$

η_i = Randemen dalam, kehilangan karena gesekan.

μ = Daya minimum karena sudu-sudu yang terbatas (tertentu).

Distorsi Profil Sudu

Kerja spesifik $Y = u \cdot \Delta c_u$ sepanjang tinggi sudu L, jadi dari hub. sampai puncak harus konstan, agar aliran yang merata dapat dicapai

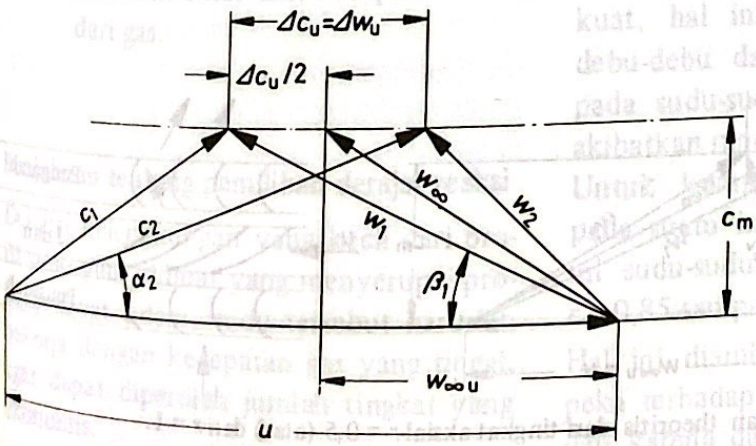
Tetapi karena u_1 didekat hub (kaki sudu) lebih kecil dari u_a pada puncak sudu, supaya bisa memenuhi:

$$u_i \cdot \Delta c_{ui} = u_a \cdot \Delta c_{ua} = \text{konstan}$$

sudu-sudu harus dilengkungkan, karena sudut-sudut sudu β_i dan β_a harus dibuat dengan besar yang berbeda-beda .

Hal ini dijelaskan pada Gambar 5.6.7, yaitu yang termasuk ke dalam suatu perhitungan rancangan, untuk 2 macam sudu dengan daya yang sama, tetapi masing-masing dengan $r = 0{,}5$ dan $r = 1$.

Energi yang dihasilkan dibagi-bagi ke sudu-sudu jalan dan sudu-sudu pengarah.



Gambar 5.6.5u. Penentuan derajat reaksi pada suatu tingkat aksial.

Di dalam pasal 5.4.1 dan pada Gambar 5.4.3 kerja sama antara sudu jalan dan sudu pengarah pada tingkat aksial secara singkat telah dibicarakan.

Dengan pemilihan sudut sudu dan bentuk profil, dimungkinkannya suatu pembagian tinggi kenaikan yang ditandai dengan derajat reaksi r, yaitu antara $r = 0$ dan $r = 1$. Suatu persamaan yang ringkas dan jelas untuk derajat reaksi dapat diturunkan dari Gambar 5.6.5 yaitu:

$$Y_{\text{tingkat}} = u \cdot \Delta c_u = u \cdot \Delta w_u$$

Kerja dari sudu jalan adalah :

$$Y_{\text{jalan}} = (w_1^2 - w_2^2)/2$$

$$r = \frac{Y_{\text{jalan}}}{Y_{\text{tingkat}}} = \frac{(w_1^2 - w_2^2)/2}{u \cdot (c_{2u} - c_{1u})}$$

$$= \text{juga } \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot u \cdot (w_{1u} - w_{2u})}$$

Pada saluran keluar dan saluran masuk dari kisi-kisi sudu-sudu c_m dibuat = konstan, yang mana karena adanya kelengkungan dan tebal sudu yang berbeda-beda maka hal tersebut tidak tepat betul, selanjutnya secara umum adalah $w^2 = {c_m}^2 + {w_u}^2$ dan kemudian :

$$w_1^2 - w_2^2 = w_{1u}^2 - w_{2u}^2$$

$$= (w_{1u} - w_{2u}) \cdot (w_{1u} + w_{2u}),$$

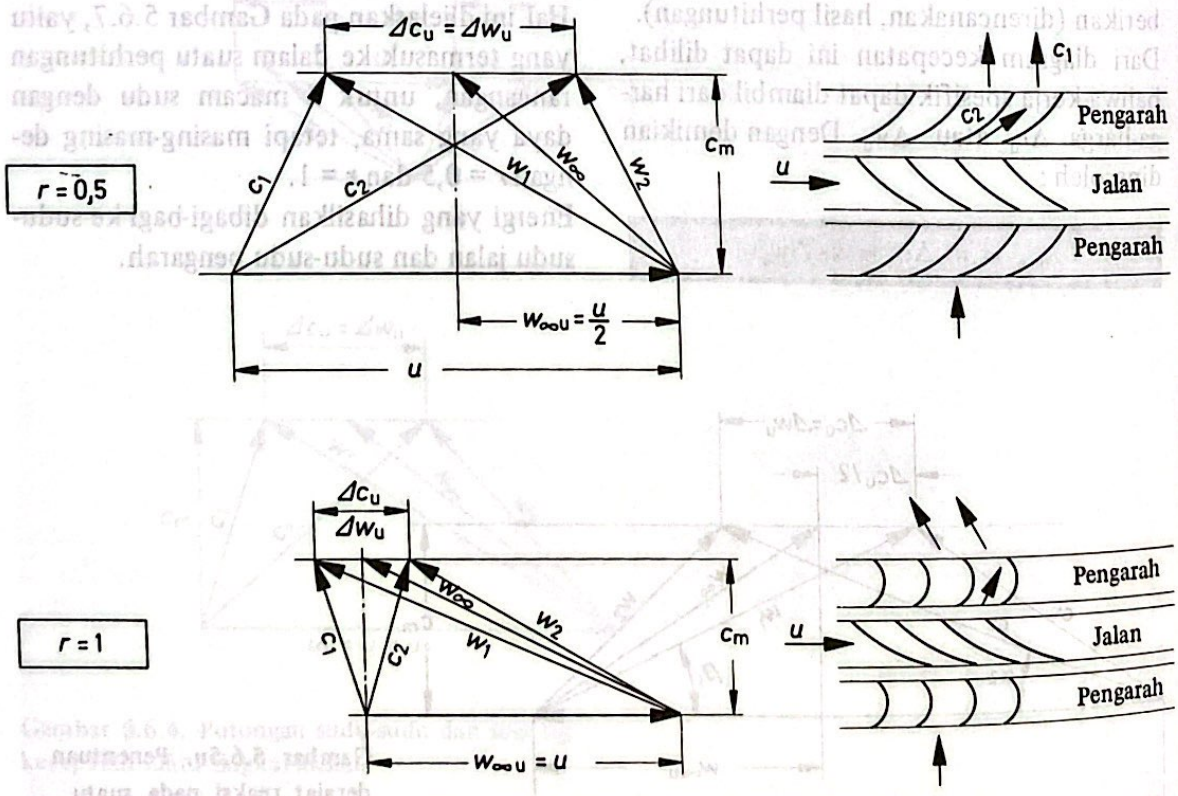
Dengan memasukkan harga-harga ini pada persamaan untuk r di atas, maka diperoleh:

$$r = \frac{1}{2} \cdot \frac{w_{1u} + w_{2u}}{u},$$

yang mana $\frac{1}{2} \cdot (w_{1u} + w_{2u}) = w_{\infty u}$,

Gambar 5.6.5.

Akhirnya diperoleh hubungan yang sederhana, apabia c_m = konstan.



Gambar 5.6.6. Diagram kecepatan theoritis dari tingkat aksial $r = 0,5$ (atas) dan $r = 1$.

$r = \frac{w_{\infty u}}{u}$ derajat reaksi pada tingkat aksial

Kompresor aksial yang bertingkat banyak dibuat dengan mempunyai i = 0,5 sampai dengan r = 1 dan r = 1,5.

Sehubungan dengan hal tersebut pertama-tama akan diberikan diagram kecepatan dan potongan sudu theoritis, Gambar 5.6.6.

r = 0,5 berarti, bahwa pemindahan energi terjadi setengah pada sudu jalan dan setengah lagi pada sudu pengarah dalam hal ini $w_{\infty u} = u/2$.

Segitiga kecepatan masuk dan kecepatan keluar adalah sama dan simetris. Juga profil dari sudu jalan maupun sudu pengarah bisa sama bentuknya.

Susunan sudu-sudu seperti ini pada mulanya tidak dipergunakan pada kompresor aksial. Dalam hal ini diagram kecepatan dapat diambil sedemikian rupa, agar pada kecepatan keliling u yang setinggi mungkin dapat direalisir suatu w_1 dan c_2 yang sebesar-besarnya, yang keduanya sama besarnya dan terbatas sampai dicapainya kecepatan suara dari gas yang bersangkutan.

r = 1,0 berarti, bahwa perpindahan energi terjadi pada sudu jalan. Pada sudu pengarah kecepatannya hanya dibelokkan; karena $c_2 = c_1$, maka $(c_2^2 - c_1^2)/2 = 0$, dan energi tingkat adalah $(w_1^2 - w_2^2)^2/2$, di mana w_1 tidak boleh lebih besar dari kecepatan suara dari gas.

Penjelasan tentang pemilihan derajat reaksi

Dengan kelengkungan yang kecil dari profil sudu yang dibuat yang menyerupai profil pesawat udara, sudu tersebut haruslah bekerja dengan kecepatan gas yang tinggi, agar dapat diperoleh jumlah tingkat yang ekonomis.

Kecepatan gas hendaknya juga tidak melampaui kecepatan suara, karena bila tidak akan terjadi gangguan terhadap jalannya aliran dan oleh karena itu kemudian harus dihitung penurunan randemen. Di samping itu akibat dari aliran yang terganggu tersebut, pada sudu-sudu akan terjadi pembebanan mekanis tambahan kecepatan suara $a = \sqrt{\varkappa \cdot R_i \cdot T}$ untuk masing-masing gas berbeda-beda, ini dipengaruhi oleh temperatur dan akan bertambah tinggi sesuai dengan kerapatannya (kenaikan temperatur).

Untuk suatu temperatur isap 17°C, a pada: C_{O_2} = 270 m/det. Udara = 330 m/det., Helium 980 m/det.

Untuk gas-gas yang dengan kecepatan suara yang lebih rendah sudu-sudunya lebih cocok mempergunakan r = 0,5.

Dengan demikian pada sudu-sudu jalan dan sudu-sudu pengarah dibuat w_1 demikian pula c_2 mencapai 0,9 a dan oleh karena itu dapat dicapai tinggi tekan tingkat yang maksimal.

Untuk gas-gas dengan kecepatan suara yang lebih tinggi dipilih r = 1 dan bila perlu harga u bisa mencapai batas kekuatan yang diijinkan dengan demikian w_2 dapat dibuat tinggi dan Δw_u yang sesuai dapat dicapai. Untuk pemampatan udara kedua konstruksi tersebut dapat dipergunakan.

Dalam hal ini penentuan derajat reaksi dipengaruhi oleh kondisi kerja.

Dengan r = 0,5 diperoleh kecepatan absolut c yang lebih besar dengan olakan yang kuat, hal ini menyebakan pengendapan debu-debu dan timbulnya erosi (kikisan) pada sudu-sudu dan bersama-sama mengakibatkan randemen yang lebih buruk.

Untuk kompresor aksial yang dipasang pada suatu instalasi tetap (stationer) saat ini sudu-sudunya memakai derajat reaksi r = 0,85 sampai 1,0.

Hal ini diambil, karena sudu-sudu tidak peka terhadap pengotoran dan pengikisan, dan karena daerah karakteristik, memper-

Dipindai dengan CamScanner

lihatkan bentuk yang lebih menguntungkan pada beban kerja sebagian, maka nanti hal ini akan dibatasi.

Selanjutnya pada pemilikan derajat reaksi suatu sudu-sudu kompresor aksial akan didapatkan, bila kerja dari tingkat yang tertentu direalisir dengan suatu jumlah tingkat tertentu atau dengan jumlah tingkat yang terbatas, bila yang berhubungan dengan aliran dan kondisi kekuatan dioptimasi, bila masalah-masalah dari karakteristik untuk beban sebagian harus diperhitungkan secara khusus.

Selama pemampatan volume yang dialirkan dan temperatur berubah-ubah dari tingkat yang satu ke tingkat lainnya.

Seperti telah dikatakan, terdapat bermacam-macam aspek dan kriteria pemilihan, pemasangan dan penetapan sudu-sudu masing-masing pabrik akan berbeda-beda. Bersama-sama dengan hasil-hasil dari teori sayap pesawat udara hal ini memberi problema yang sulit.

Pada prinsipnya dipergunakan derajat reaksi $r = 0{,}5$ dan 0,85, juga 1,15.

5.6.3 Contoh perhitungan yang diberikan secara singkat

Contoh 9

Kompresor aksial 8 tingkat seperti yang telah dibicarakan, Gambar 5.6.1, mempunyai ukuran-ukuran utama sbb.:

$D_a = 650$ mm; $D_i = 450$ mm.

Panjang sudu tingkat pertama $L = 100$ mm.

Direncanakan bekerja dengan putaran $n = 6300$ putaran/menit. Tekanan akhir $P_d = 2{,}5$ bar, tekanan isap = 1,0 bar. Selama pemampatan, tidak diberi pendinginan, jadi diperhitungkan dengan $n = 1{,}4$. Randemen politropis dengan memperhitungkan semua kehilangan-kehilangan adalah $\eta_i = 0{,}85$.

Volume udara yang diisap direncanakan $\dot{V} = 60.000\ m^3/jam = 16{,}65\ m^3/detik$.

Untuk derajat reaksi $r = 0{,}5$ dan $r = 1{,}0$ serta $\Delta w_u \cdot u$ = konstan, harus ditentukan/digambarkan diagram kecepatan pada kaki sudu, di tengah-tengah roda dan pada ujung sudu.

Penyelesaian

Tinggi tekan total H, seperti telah dibicarakan pada kompresor radial, diperoleh dari :

$$H = p_s \cdot \upsilon_s \cdot C/g = R_i \cdot T_s \cdot C/g$$

dalam m (kolom gas)

$$R_i = 287 \frac{Nm}{kg\ K} = \left(\frac{kg\ m}{detik^2}\right) \cdot \frac{m}{kg\ K}$$

$$= 287 \frac{m^2}{detik^2 \cdot K}$$

$$T_s = 15\,°C = 288\ K$$

$$C = \frac{n}{n-1} \cdot \left[\left(\frac{p_d}{p_s}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]$$

dari Gambar 5.5.3.

didapat $c = 1{,}05$ (atau dihitung dengan $n = 1{,}4$ dan $p_d/p_s = 2{,}5$).

$$g = 9{,}81\ m/detik^2$$

$$H = 287 \frac{m^2}{detik^2 \cdot K} \cdot 288\ K \cdot 1{,}05/9{,}81 \frac{m^2}{detik^2}$$

$$= 8840\ m$$

Dengan $i = 8$ tingkat, maka tinggi tekan tiap tingkat $\Delta H = H/i = 8840/8 = 1105$ m.

Jadi kerja spesifik masing-masing tingkat adalah :

$$\Delta Y = g \cdot \Delta H = 9{,}81\ m/detik^2 \cdot 1105\ m$$

$$= 10\,850\ m^2/detik^2$$

Ini kemudian dinyatakan dengan y dan untuk tiap tingkat besarnya sama.

Di pihak lain seperti telah diberikan :

$$Y = u \cdot \Delta w_u,$$

dari sini $\Delta w_u = Y/u$. Harga ini akan berubah dari kaki sudu sampai puncak sudu tergantung harga u.

Untuk diameter D yang ditentukan; kecepatan keliling dihitung dari $u = D \cdot \pi \cdot n/$

Dipindai dengan CamScanner

60, dengan D dalam m, n, dalam put/menit dan 60 detik/menit, dan dari sini diperoleh $\Delta w_u = Y/u$ seperti berikut

pada kaki sudu u_i = 150 m/det Δw_{ui} = 72 m/det.

Pada tengah-tengah sudu u_m = 180 m/det. Δw_{um} = 60 m/det.

Pada ujung sudu u_a = 210 m/det. Δw_{ua} = 51 m/det.

Agar diagram kecepatan dapat digambarkan selain itu harga kecepatan meridian c_m juga harus diketahui:

$$c_m = \frac{\dot{V} \cdot \tau}{D_m \cdot \pi \cdot L}$$

$\dot{V}$ = 16,65 m^3/det.

τ = 1,04 faktor penyempitan sudu (diambil)

D_m = 0,55 m (diketahui)

L = 0,1 m panjang sudu tingkat ke 1 (diketahui).

$$c_m = \frac{16{,}65\ m^3/\text{detik} \cdot 1{,}04}{0{,}55\ m \cdot \pi \cdot 0{,}1\ m} = 100\ \text{m/detik}$$

Bentuk dari diagram kecepatan adalah seperti Gambar 5.6.7.

Untuk r = 0,5, barisan atas dari gambar

Pertama-tama digambarkan ketiga harga dari u, tegak lurus terhadap u dibuat jarak c_m = 100 m/det, yang pada ke 3 kejadian tersebut sama besarnya (ada perbedaan kecil, karena tebal sudu pada kaki sedikit lebih tebal dan jaraknya satu sama lain lebih sempit dari ujung sudu, dalam hal ini tidak berpengaruh); harga τ pada kaki sudu lebih besar.

Kemudian ditarik garis tegak lurus tetap di tengah-tengah u, di atas, pada jarak c_m dari u dibuat harga Δw_u paralel terhadap u dan digambarkan $\Delta w_u/2$ ke kiri dan $\Delta w_u/2$ ke kanan dari garis tegak lurus yang telah ditarik tadi. Ujung dari garis tegak lurus tersebut (perpotongan garis tegak lurus ujung dari garis dengan Δw_u) adalah juga merupakan ujung akhir dari komponen w_∞; dengan demikian kondisi yang cocok untuk r = 0,5 dipenuhi dengan $w_{\infty u} = u/2$

Selanjutnya kedua ujung Δw_u dihubungkan dengan ujung u. dari sini diperoleh harga w_1 dan w_2. Sedangkan hubungan ujung u yang lain dengan ujung-ujung Δw_u akan memberikan komponen-komponen c_1 dan c_2 dari diagram kecepatan.

Jadi dengan demikian akan diperoleh sudut-sudut sudu $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$ yang merupakan ukuran-ukuran untuk perencanaan suatu profil sudu. Segitiga kecepatan dari sisi masuk dan tekan adalah sama dan simetris.

Kesimpulan

Sudu-sudu mempunyai bentuk profil yang melengkung. Sudut-sudut masuk dan keluar dari kaki sampai ujung sudu bertambah kecil. Kelengkungan total yang terbesar $\beta_2 - \beta_1$ terdapat pada kaki sudu; di sana juga Δw_a terbesar. Pada sudu-sudu jalan kecepatan harus diperlancar dari w_1 ke w_2

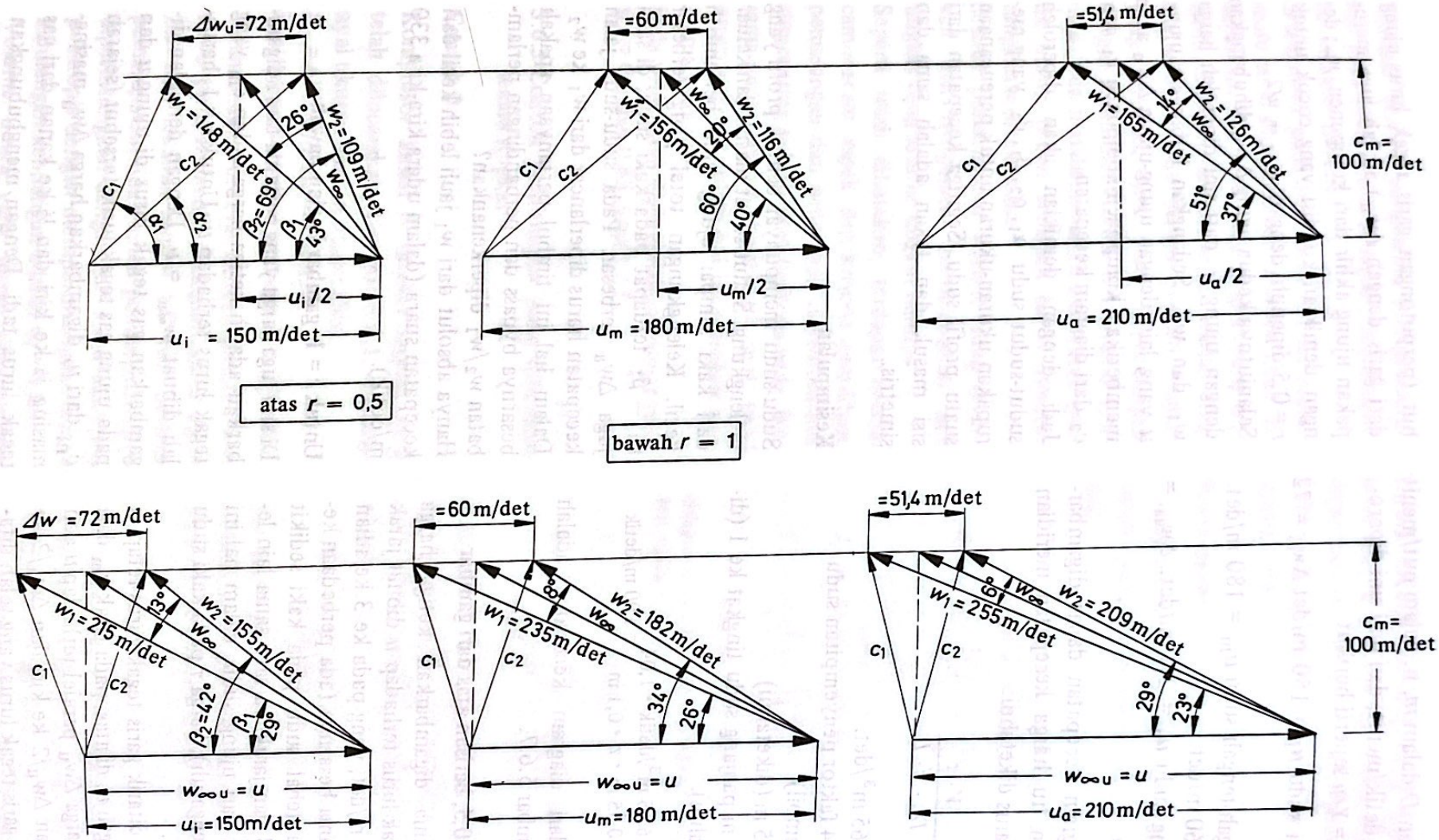
Dalam hal ini timbul pertanyaan apakah besarnya bypass dan perbandingan perlambatan w_2/w_1 diperkenankan?

Hanya absolut dari w_1 jauh lebih kecil dari kecepatan suara (dalam udara kira-kira 330 m/detik).

Untuk r = 1, gambar bagian bawah

Di sini juga harga yang pertama-tama digambarkan adalah ketiga harga u dan c_m yang tegak lurus terhadap u. Untuk r = 1, haruslah dibuat $w_{\infty u} = u$. Dengan demikian digambarkan gas tegak lurus di ujung u dan pada ujung gas tegak lurus tersebut (sejarah c_m dari u, digambarkan harga Δw_u masing-masing ½ ke kiri dan ½ ke kanan dari gas tegak lurus tadi. Dengan menghubungkan kedua ujung Δw_u dengan u yang akan di-

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.6.7. Diagram kecepatan dari tingkat pertama suatu kompresor aksial untuk $\eta \cdot \Delta w_u$ yang konstan pada seluruh panjang sudu (sepanjang sudu).
Di sebelah atas sudu-sudu dengan $r = 0{,}5$.
Di sebelah bawah sudu-sudu dengan $r = 1$.
Contoh perhitungan.

PERPUSTAKAAN ... TEKNIK

Dipindai dengan CamScanner

peroleh w_1 dan w_2 demikian pula dengan menghubungkan ujung u yang lain dengan kedua ujung dari Δw_u akan diperoleh komponen-komponen c_1 dan c_2, di samping itu diperoleh juga sudut sudu α_1, α_2, β_1 dan β_2. Energi kemudian secara terpisah dipindahkan pada sudu jalan.

Kesimpulan

Untuk kapasitas dan tinggi tekan tingkat yang sama, distorsi dari profil pada sudu-sudu jalan akan lebih kecil, demikian pula putaran dari β_1 ke β_2 lebih kecil, tetapi kecepatan-kecepatan w_1 jelas lebih besar daripada dalam kejadian $r = 0{,}5$.

Demikianlah di sini kecepatan pada ujung sudu $w_1 = 255$ m/det dan jaraknya terhadap kecepatan suara lebih kecil dari kalau $r = 0{,}5$. Pada sudu-sudu pengarah hanya terdapat belokan tidak ada perlambatan (tidak ada pengubahan energi).

Panjang sudu dari tingkat terakhir, perhitungan secara estimasi (perkiraan)

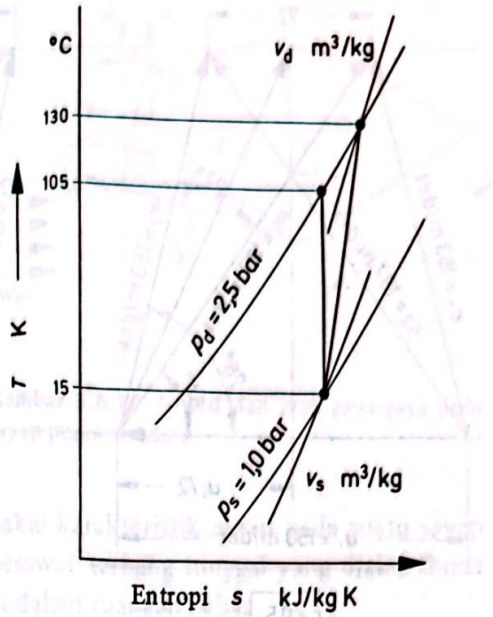
Pada tingkat terakhir tekanan akhir seharusnya $p_d = 2{,}5$ bar.

Temperatur keluar mencapai $t_d = 105°C$, untuk $n = 1{,}4$ dan dengan randemen $\eta_i = 985$ temperatur naik menjadi 130°C, dari sini dapat dibuat suatu diagram T,S atau h, s, Gambar 5.6.8.

Dengan demikian volume aliran menurun sesuai dengan persamaan keadaan gas dengan perbandingan $R_i \cdot T_d \cdot p_s / R_i \cdot T_s \cdot p_d = 403 \cdot 1/2028 \cdot 2{,}5 = 0{,}56$ menjadi $\dot{V}_d = 0{,}56 \cdot 16{,}65 = 9{,}3$ m³/det. Panjang sudu juga berkurang dengan perbandingan yang sama yaitu dari $L = 100$ mm menjadi $L = 56$ mm pada tingkat terakhir.

Memperbesar laju aliran (debit)

Bila kompresor seperti yang diperlihatkan pada Gambar 5.6.1, pada ukuran yang sama harus bekerja dengan volume aliran yang



Gambar 5.6.8. Pemampatan pada *T,S*, diagram sebagai informasi untuk contoh perhitungan.

lebih besar, maka kecepatan meridiannya harus diperbesar sesuai dengan :

$$c_m = \frac{\dot{V} \cdot \tau}{D_m \cdot \pi \cdot L}$$

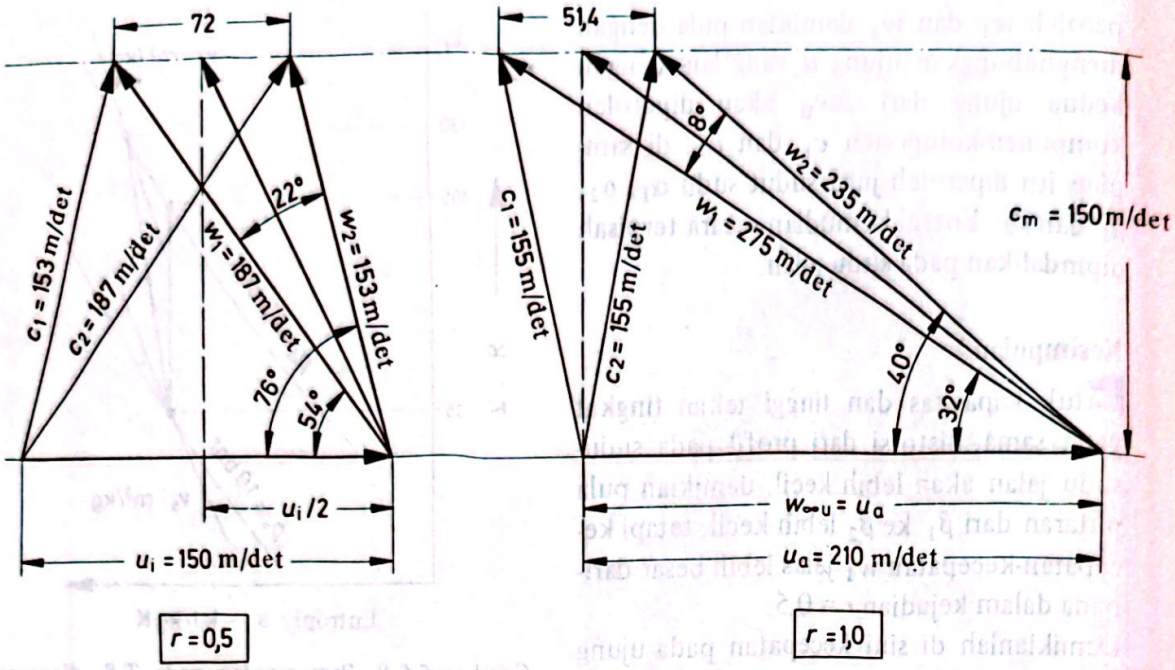
Dengan terbentuknya diagram kecepatan yang baru, D dan juga komponen-komponen u dan Δw_u konstan besarnya (putaran sama, perbandingan tekanan sama, panjang sudu dan diameter sama).

Pada Gambar 5.6.9 diperlihatkan diagram kecepatan yang sesuai dengan kapasitas 90.000 m³/h, yang mempunyai kecepatan meridian $c_m = 150$ m/det.

Dalam pada itu untuk $r = 0{,}5$ digambarkan diagram kecepatan untuk kaki sudu, karena di sana terdapat sudut sudu yang terbesar dan lengkungan terbesar. Untuk $r = 1$, digambarkan diagram kecepatan untuk ujung sudu, karena di sana terjadi kecepatan relatif w_1 terbesar.

Pada $r = 0{,}5$ sudut sudu bertambah curam, lengkungan agak kecil, harga w_1 dan w_2 bertambah besar, tetapi masih cukup jauh lebih rendah dari kecepatan sura.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.6.9. Diagram kecepatan pada kapasitas yang diperbesar

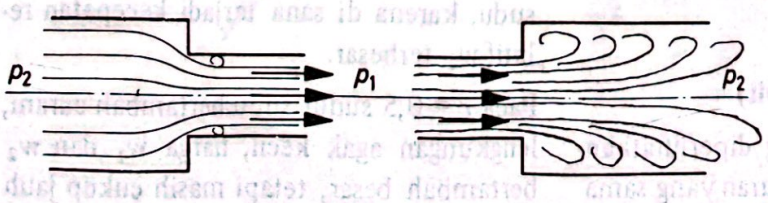
Kiri $r = 0{,}5$ – kaki sudu
Kanan $r = 1{,}0$ – ujung sudu.

Pada $r = 1$, lengkungan bertambah besar, komponen w_1 dan w_2 bertambah besar dan akibatnya hampir mencapai kecepatan suara (0,82 M) pada $w_1 = 275$ m/det.

5.6.4 Penjelasan tentang problema-problema perencanaan teori sayap pesawat udara

Di dalam tingkat-tingkat dari kompresor aksial kecepatan-kecepatan sudu jalan dan sudu pengarah harus diperlambat (hanya pada sudu, untuk $r = 1$).
Pada kondisi yang sama, kehilangan-kehilangan berupa aliran pada aliran yang diperlambat selalu lebih besar daripada aliran yang dipercepat.

Apabila pada perbandingan tekanan yang sama, dengan demikian juga pada perbandingan kecepatan yang sama, dan pada bentuk penampang yang telah ditentukan aliran harus dipercepat dan pada saat yang lain harus diperlambat, maka akan diperoleh keadaan yang ekstrim seperti pada Gambar 5.6.10, di mana pada perlambatan aliran akan terjadi kehilangan/kerugian aliran yang lebih besar.
Pada perlambatan timbul banyak sekali pusaran yang kuat dengan tendensi pemecahan.
Hal ini berlaku pula untuk profil kisi-kisi tingkat aksial yang ujung pada sisi masuknya dibulatkan.



Gambar 5.6.10. Aliran yang diperlambat dan dipercepat; p_2 adalah tekanan yang tinggi.

Dipindai dengan CamScanner

Gambar 5.6.11 Perubahan mendadak lapisan batas pada kondisi aliran turbulent; suatu aliran laminar terletak pada lapisan bawah.

Selain itu dalam hal ini timbul pula problema-problema yang khusus dari segi teknik aliran, termasuk dalam hal ini adalah problema-problema lapisan batas.

Pada Gambar 5.6.11 problema seperti tersebut di atas dijelaskan secara singkat.

Pada perlambatan aliran yang diizinkan (deklimasi/penyimpangan) sudut pada sisi masuk dan tekan sudu-sudu hanya kecil saja.

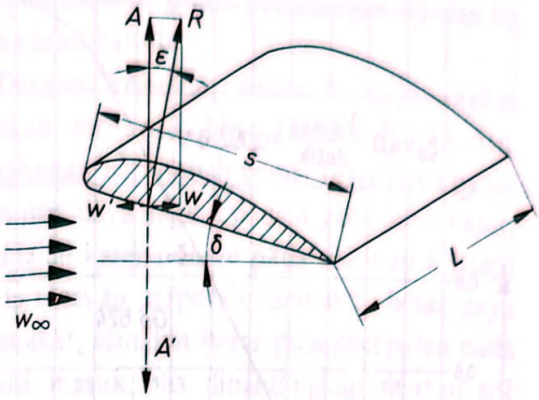
Suatu harga batas yang umum adalah bahwa perbandingan perlambatan w_2/w_1 demikian pula c_1/c_2 hendaknya tidak lebih kecil dari 0,7.

Di lain pihak dengan pemasukan oleh dinding terjadi suatu konstruksi, dengan demikian tidak mungkin lagi untuk menurunkan perbandingan kecepatan ini.

Hendaknya harga batas dari kecepatan aliran tidak melebihi 0,86 sampai 0,88 bilangan rach (kecepatan suara).

Penjelasan mengenai perhitungan dengan teori sayap pesawat udara

Pada rotor radial sudu-sudu mempunyai sudut kemiringan yang kecil pada keliling-nya dan di antara β_1 dan β_2 terdapat suatu lengkungan yang kecil. Pada kompresor kecepatan relatif w adalah tinggi, dan gesekan/kekasaran sudu mempunyai arti yang lebih banyak daripada kisi-kisi kecepatan, istilah sebabnya maka pembagian harus lebih besar, jumlah sudu dibuat lebih sedikit dari difesa, perbandingan t/s lebih besar. Sudu-sudu tidak lagi saling menutupi. Bila profil sudu tidak terlalu melengkung, maka untuk masalah aliran dapat di-



Gambar 5.6.12. Notasi dan arah gaya-gaya pada sayap pesawat udara.

pakai karakteristik aliran pada suatu sayap pesawat terbang tunggal yang dialiri fluida di dalam ruangan bebas.

Pada suatu sayap pesawat udara bekerja gaya angkat ke atas (lift force) A dan tekanan W, Gambar 5.6.12. luas permukaan sayap adalah $s \cdot L$, di mana s adalah panjang profil (tali busur) dan L adalah panjang sayap (dari badan pesawat sampai ke ujung sayap yang sesuai sudu-sudu pada suatu kompresor) dengan tekanan stagnasi $\varrho \cdot w_\infty^2 / 2$ (di mana w_∞ adalah kecepatan pengaliran rata-rata), yang diberikan aliran terhadap sayap, maka diperoleh :

$$\text{Daya angkat } A = \zeta_a \cdot \varrho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot s \cdot L$$

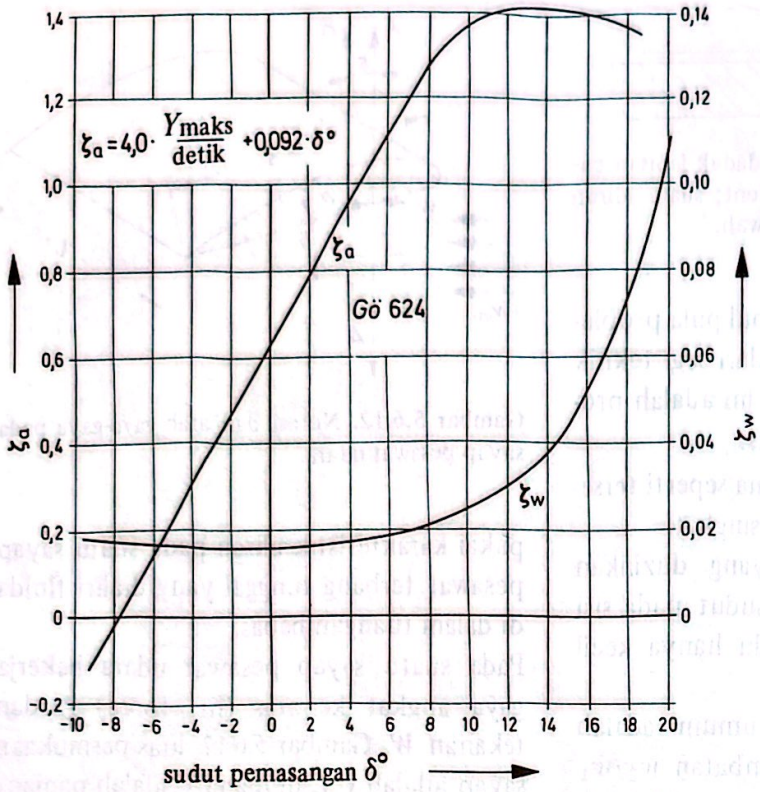
$$\text{Tekanan } W = \zeta_w \cdot \varrho \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot s \cdot L$$

Di mana :

ζ_a dan ζ_w adalah koefisien gaya angkat dan tahanan, yang besarnya tergantung dari profil sayap dan sudut (kemiringan) penempatan δ. Sudut penempatan δ adalah sudut yang dibentuk oleh arah aliran w_∞ dengan tali busur profil (lihat Gambar 5.6.12).

Koefisien aliran dapat ditentukan melalui percobaan pada terowongan angin (wind

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.6.13. Koefisien gaya angkat dan tahanan untuk "profil Gottingen 624"

tunnel); untuk suatu profil yang tertentu harga-harga koefisien tersebut dapat dibuat dalam suatu tabel, Gambar 5.6.13.

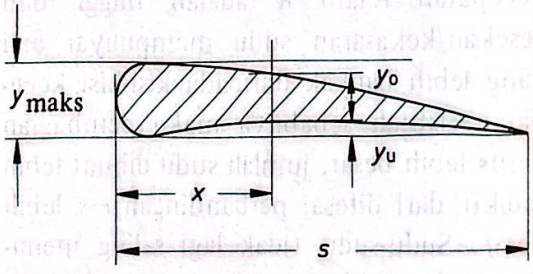
Untuk profil busur lingkaran dengan kelengkungan yang kecil, yang mirip seperti pada Gambar 5.6.12, koefisien gaya angkat pasti dapat diambil dari tabel (hasil-hasil dari lembaga pengujian aero dynamic gottingen; Oldenburg Verlag; Profile der National Advisory Coomitte for Aeronantieics (NACA), Washington). Sebagai contoh, hafil Co" 624 (ringkasan).

x	0	1,25	2,5	5,0	10	20	40	100
Y_0	4,0	7,15	8,50	10,40	12,85	15,3	15,4	0,5
Y_u	4,0	2,25	1,65	0,95	0,40	0,05	0,0	0,0

dihitung dari rumus yang telah diketahui, sebagai contoh untuk "profil" gottinger Nr 622,623 dan 624, adalah :

$$\zeta_a = 4{,}0 \cdot \frac{Y_{maks}}{detik} + 0{,}092 \cdot \delta^0$$

Di mana Y_{maks} adalah tebal profil terbesar, S panjang profil, δ sudut pemasangan (kemiringan) sudu, Gambar 5.6.14. Ukuran-ukuran yang lain yang ditetapkan secara



Gambar 5.6.14. Notasi pada suatu profil.

Dipindai dengan CamScanner

Dengan mengalikan ordinat-ordinat Y_0 dan Y_u dengan suatu faktor yang tetap, memberi suatu kemungkinan untuk memperkuat atau memperlemah profil.

Pada suatu sudu yang sama dapat dipergunakan profil yang sama yang pada kaki sudu diperkuat sedang pada ujung sudu diperlemah.

Dengan adanya aliran, pada bagian bawah sayap terjadi suatu pengurangan tekanan.

Sayap memberikan gaya A' yang arahnya ke bawah kepada medium, tegak lurus terhadap w_∞ dan suatu gaya W' yang berlawanan dengan w_∞.

Gaya-gaya yang berlawanan dengan gaya tadi adalah gaya-gaya A dan W dari medium yang bekerja pada sayap.

Resultan dari A dan w adalah R. Gaya R ini mempunyai arah dengan sudut sebesar ε terhadap gaya ke atas. Sudut ε tersebut disebut sudut luncur; sebuah pesawat udara tanpa mesin diarahkan ke tanah dengan sudut pemasangan δ yang lebih curam dari sudut luncur c, Gambar 5.6.15. Dalam hal ini sudut luncur ε dihitung dari persamaan berikut:

$$\tan \varepsilon = \zeta_W / \zeta_A \; ; \; \varepsilon = \text{sudut luncur}$$

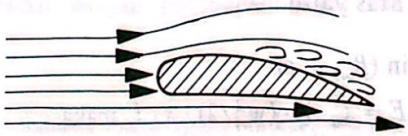
Sudu profil akan semakin baik, bila mempunyai ε yang semakin kecil.

Wilayah/daerah pemakaian suatu sayap pesawat udara adalah terbatas ke arah atas (pembesaran sudut pemasangan δ) dan ke ke arah bawah.

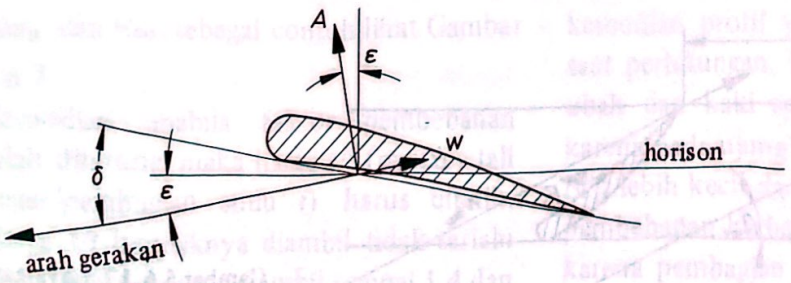
Dengan kenaikan sudut δ, gaya angkat akan menurun, lihat Gambar 5.6.13, dan tahanan bertambah besar. Terjadinya penurunan daya angkat pada δ yang lebih besar, adalah karena aliran pada sisi masuk (isap) dari sayap terpecah. Semakin besar gaya angkat, semakin besar pula kecepatan pada sisi masuk bila dibandingkan dengan sisi tekan, ini diterangkan dengan $p/\varrho + c^2/2 =$ konstan, Gambar 5.6.16. Kecepatan yang terlalu besar tersebut harus diperlambat sampai ujung belakang sayap, bila tidak aliran akan terpecah, koefisien tahanan naik dengan sendi-sendi di lain pihak. Pada sudut penyetelan yang terlalu kecil, koefisien gaya angkat selalu bertambah kecil.

Di dalam mesin-mesin fluida terdapat suatu keadaan yang mendorong terjadinya pemecahan aliran, bila pada penurunan debit $\dot{V}$ harga c_m mengecil dan dengan demikian arah w_∞ dan sudut β_∞ bergeser dari keadaan normal.

Pada turbin air dan pompa sentrifugal fenomena ini menyebabkan timbulnya kavitasi.



Gambar 5.6.16. Aliran yang pecah pada sisi masuk dari profil sayap pesawat udara.



Gambar 5.6.15. Pengertian "sudut luncur".

Dipindai dengan CamScanner

Keadaan karakteristik aliran pada kisi-kisi

Karakteristik/keadaan yang diukur pada suatu sayap tunggal, haruslah dipindahkan kepada kisi-kisi sudu. Dengan demikian hafil tidak lagi berada pada suatu aliran yang paralel, melainkan pada suatu aliran yang telah dibelokkan oleh kisi-kisi sudu. Dengan tanpa bermaksud membicarakan hal tersebut secara detail, telah diketahui bahwa pengarah sudu-sudu tinggal satu sama lainnya menyebabkan menaiknya gaya angkat.

Penggunaan perhitungan sayap pesawat udara pada rotor aksial

Dari aliran yang merupakan harga rata-rata dari w_1 dan w_2 dinyatakan dengan w_∞, gaya resultante F dari A dan W bekerja pada sudu, Gambar 5.6.17.
Dalam hal ini gaya resultan yang bekerja pada arah keliling adalah :

$$F_u = F \cdot \cos [90° - (\beta_\infty + \varepsilon)] = F \cdot \sin (\beta_\infty + \varepsilon)$$

Dalam keadaan yang sebenarnya dengan $\varepsilon = 1°$ sampai $7°$ adalah sangat kecil, dalam hal ini dapat diambil $F = A$, dan gaya F_u yang diberikan ke arah keliling adalah sama seperti di atas yaitu :

$$F_u = F \cdot \sin (\beta_\infty - \varepsilon)$$

dengan $F = \zeta_a \cdot \varrho \cdot (w_\infty^2/2) \cdot s \cdot L$ maka

$$F_u = \zeta_a \cdot \varrho \cdot (w_\infty^2/2) \cdot s \cdot L \cdot \sin (\beta_\infty - \varepsilon)$$

Gaya-gaya ini dikerjakan oleh sayap sudu kepada gas. Di lain pihak besarnya gaya yang dibutuhkan dapat ditentukan dari persamaan Euler. Gaya ini diambil sebagai fungsi dari debit V_t di antara dua sudu-sudu, yang luas permukaannya sama dengan t kali panjang sudu L.

Sebagai kecepatan aliran diambil komponen kecepatan meridian $c_m = w_\infty \cdot \sin \beta_\infty$. Oleh karena itu debit bagian $V_t = t \cdot L \cdot w_\infty \cdot \sin \beta_\infty$ dan dengan demikian sesuai dengan persamaan Euler :

$$F_u = \dot{V}_t \cdot \varrho \cdot \Delta c_u \quad \text{atau}$$

$$F_u = t \cdot L \cdot w_\infty \cdot \sin \beta_\infty \cdot \varrho \cdot \Delta c_u$$

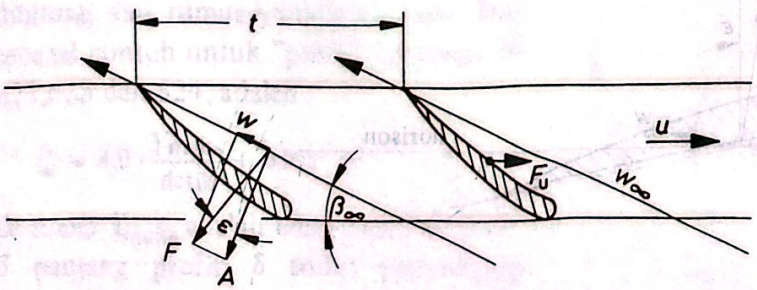
Dengan mengeliminir harga F_u dari sayap dan dari persamaan Euler, maka diperoleh :

$$\zeta_a \cdot \varrho \cdot (w_\infty^2/2) \cdot s \cdot L \cdot \sin (\beta - \varepsilon) = t \cdot L \cdot w_\infty \cdot \sin \beta_\infty \cdot \varrho \cdot \Delta c_u$$

Karena ε sangat kecil, maka $\sin \beta_\infty = \sin (\beta_\infty - \varepsilon)$. Dengan demikian persamaan di atas dapat diperpendek menjadi :

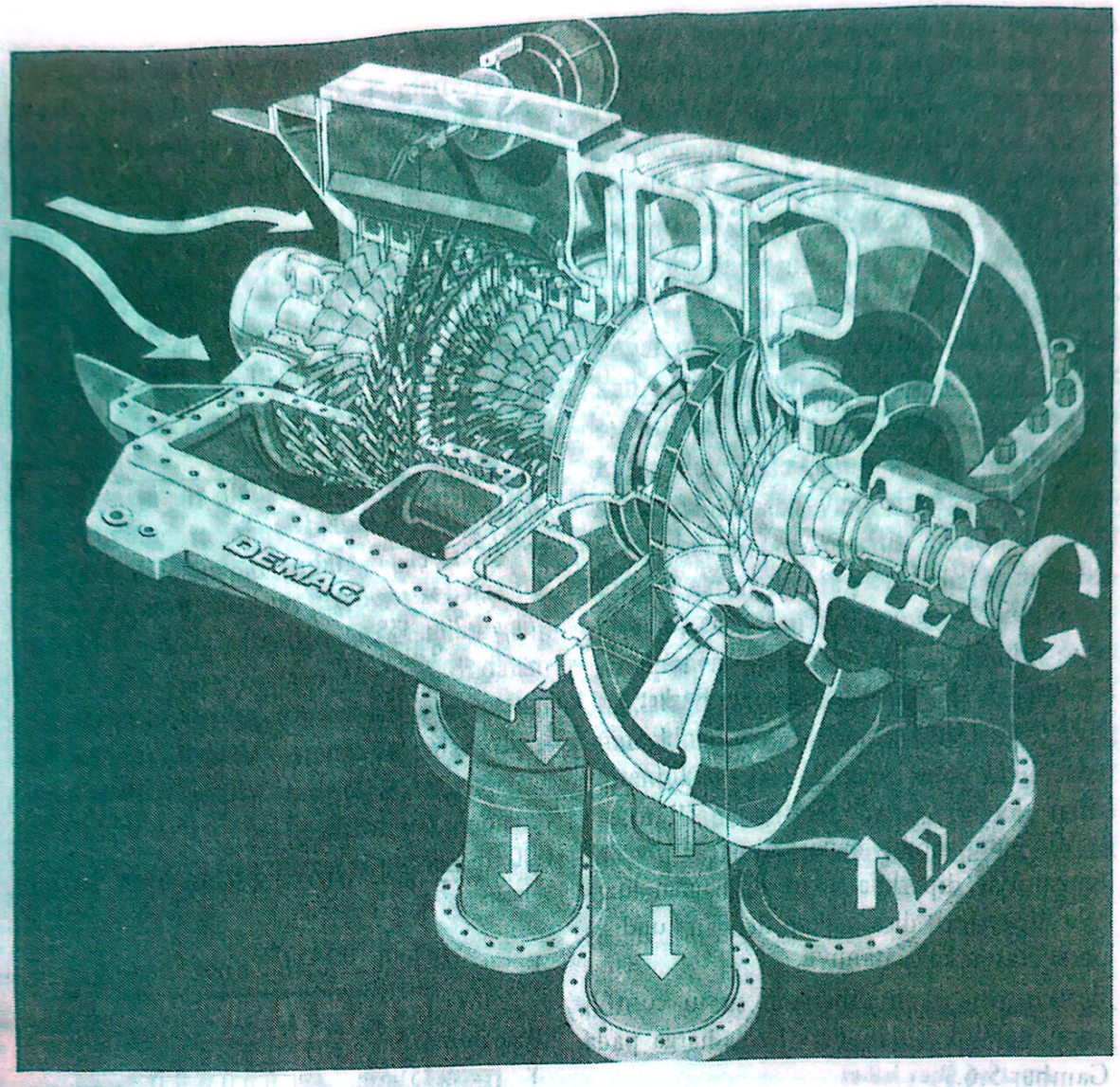
$$\zeta_a \cdot \frac{s}{t} = 2 \frac{\Delta c_u}{w_\infty} \quad \text{faktor pembebanan}$$

Harga $\zeta_a \cdot s/t$ dikenal sebagai faktor pembebanan. Bertitik tolak dari segi kecepatan yang digunakan untuk tingkat yang diperhitungkan, dapat ditentukan harga $\Delta c_u =$



Gambar 5.6.17. Gaya-gaya pada profil sudu jalan.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.6.18. Konstruksi kompresor rotari aksial-radial dengan pengisapan aksial dan sudu pengarah aksial yang dapat diatur.

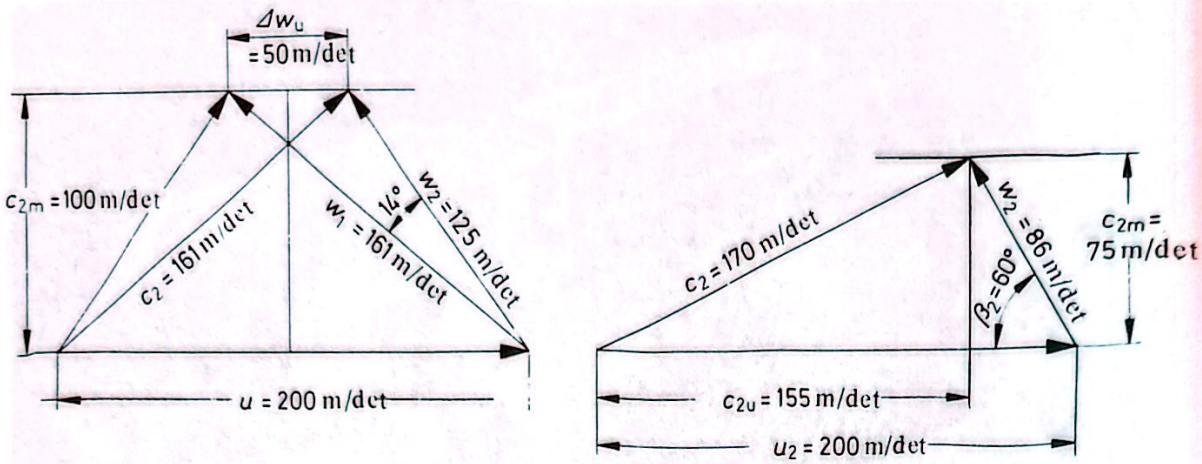
1. Rumah isap
2. Saluran tekan bagian aksial
3. Saluran isap tingkat radial yang pertama
4. Saluran tekan tingkat radial yang pertama
5. Saluran isap tingkat radial yang kedua
6. Saluran tekan tingkat radial yang kedua

Δw_u dan w_∞, sebagai contoh lihat Gambar 5.6.7.

Kemudian apabila faktor pembebanan telah dihitung, maka harga s/t (panjang tali busur/pembagian sudu t) harus dipilih. Harga s/t hendaknya diambil tidak terlalu besar, sebaiknya s/t diambil sampai 1,4 dan jangan sekali-kali lebih dari itu.

Dengan ini, akhirnya harga ζ_a dihitung dan kemudian profil yang sesuai dipilih. Pada saat perhitungan, faktor pembebanan berubah dari kaki sudu sampai ujung sudu, karena pada ujung sudu w_∞ lebih besar dan Δc_u lebih kecil daripada kaki sudu. Faktor pembebanan berbanding terhadap harga s/t karena pembagian sudu di luar lebih besar dari di dalam tergantung dari perbandingan D_a/D_i dan panjang sudu L.

Dipindai dengan CamScanner



$$H = \frac{u \cdot \Delta w_u}{g}$$

$$H = \frac{200 \cdot 50}{9{,}81} = 1050 \text{ m}$$

$$H = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g}$$

$$H = \frac{200 \cdot 155}{9{,}81} = 3150 \text{ m}$$

Gambar 5.6.19. Perbandingan suatu tingkat dari kompresor aksial dan radial dengan kecepatan keliling yang sama

Profil yang dipilih dapat dibuat di bagian tengahnya diperkuat dan di bagian luarnya dipertipis, disesuaikan dengan kondisi/persyaratan kekuatannya.

Berikut ini akan diberikan suatu contoh yang bertitik tolak dari harga-harga pada Gambar 5.6.7.

Contoh 10

Harus ditentukan harga Y_{maks} untuk kaki sudu dan ujung sudu, bila diketahui profil adalah Go" 624, lihat Gambar 5.6.13.

Penyelesaian

$$\zeta_a \cdot \frac{s}{t} = 2 \cdot \frac{\Delta c_u}{w_\infty}$$

$$\text{Bagian luar} = 2 \cdot \frac{51{,}4 \text{ m/det}}{145 \text{ m/det.}} = 0{,}71$$

dipilih $s/t = 1{,}3$ dan $\zeta_a = 0{,}71/1{,}3 = 0{,}545$

$$\zeta_a = 4{,}0 \cdot \frac{Y_{maks}}{\text{detik}} + 0{,}092 \cdot \delta$$

dipilih $s = 40$ mm (panjang tali busur dari profil).

$$Y_{maks} = \frac{s \cdot \zeta_a}{4} - 0{,}092 \cdot \delta; \text{ untuk } \delta = 1°, \text{ maka}$$

$$Y_{maks} = \frac{40 \text{ mm} \cdot 0{,}545}{4} - 0{,}092 \cdot 1 = 5{,}35 \text{ mm}$$

Bagian dalam pada kaki sudu diperoleh :

$Y_{maks} = 9{,}25$ mm.

Ukuran profil yang diberikan secara ringkas di dalam tabel, haruslah diperkecil dengan cara pembagian dengan suatu faktor V yang yang sesuai untuk $x = 0$ dan $x = 100$, dengan demikian karakteristik gaya angkat dan tahanan tetap dapat dipertahankan.

Sudut pemasangan δ yang diperlukan dihitung dari suatu persamaan yang sesuai untuk profil yang dipilih, sebagai contoh untuk profil GO" 624 yang diharapkan seperti pada Gambar 5.6.13, maka persamaan tersebut adalah :

$$\delta = \frac{\zeta_a - 4{,}0 \cdot Y_{maks/detik}}{0{,}092}$$

Sudut pemasangan bertambah besar dari sebelah luar ke sebelah dalam.

Dipindai dengan CamScanner

Akhirnya harus dibuktikan, apakah profil yang direncanakan tersebut mempunyai luasan penampang yang cukup untuk menahan gaya-gaya tarik, bengkok dan dinamis.

5.6.5 Kompresor aksial/radial yang dipergunakan secara umum

Pada Gambar 5.6.18 diperlihatkan jalannya aliran dan konstruksi suatu kompresor aksial/radial.

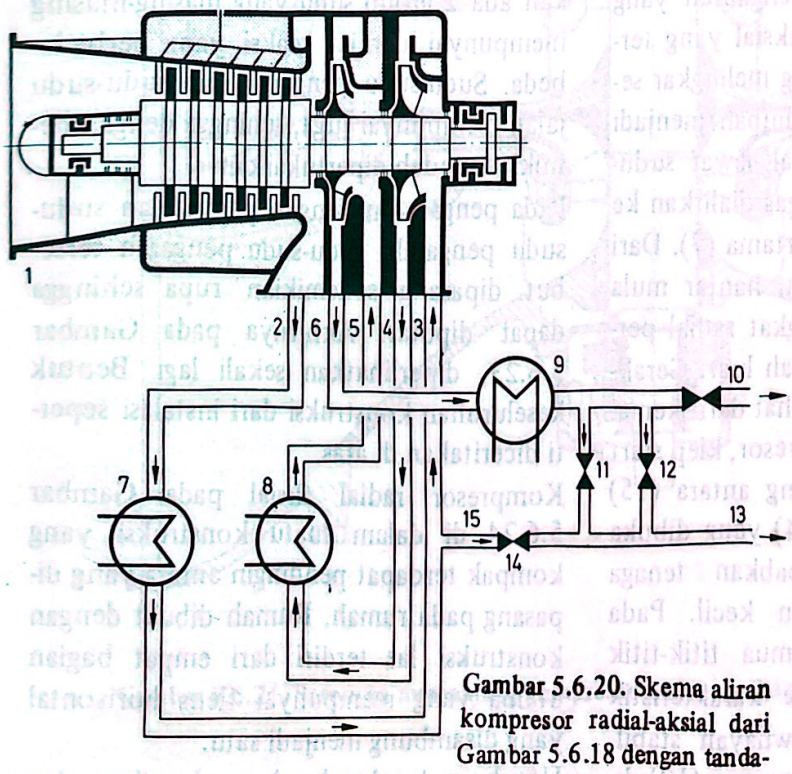
Mesin tersebut dibuat dalam satu rumah.

Kompresor tersebut biasanya digunakan sebagai pemampat udara, gas-gas yang seperti udara, dan gas nitrogen sebagai pemampat udara pada instalasi-instalasi yang membutuhkan udara yang banyak di dalam pabrik-pabrik baja, untuk pembuatan bahan pupuk pada instalasi amoniak, dipasang pada pengasan (gasiper) batubara.

Di dalam seri model konstruknya memenuhi 6 ukuran rumah untuk debit dari 50 000 m^3/jam sampai 540 000 m^3/jam dan pada perbandingan tekanan 6 sampai 8,5 bar.

Tergantung daripada perbandingan tekanan, kompresor jenis ini dibuat dengan 5 sampai 9 tingkat aksial. Setelah melewati bagian aksial dan tingkat radial yang pertama gas dimasukkan ke dalam suatu pendingin antara. Tingkat radial tidak mendapat impuls dari gas yang telah didinginkan. Tingkat-tingkat radial lebih tidak sensitif terhadap pengotoran daripada tingkat aksial. Pada Gambar 5.6.19 diberikan suatu pandangan yang singkat dari 2 diagram kecepatan teoritis rata-rata suatu tingkat aksial dan tingkat radial yang mempunyai kecepatan keliling yang sama.

Komponen meridiannya c_{2m} dipilih sedemikian rupa, sehingga sesuai dengan kemungkinan-kemungkinan konstruksi yang ditentukan dari panjang sudu dan lebar rotor. Dapat dilihat, bahwa tingkat radial bila dibandingkan dengan tingkat aksial



Gambar 5.6.20. Skema aliran kompresor radial-aksial dari Gambar 5.6.18 dengan tanda-tanda (penjelasan) lanjutan :

7. Pendinginan antara bagian aksial dengan tingkat radial yang pertama.
8. Pendinginan antara tingkat radial yang ke satu dan yang kedua.
9. Pendinginan akhir (bila diperlukan dan proses).
10. saluran tekan (saluran hasil produksi)
11. Klep (start).
12. Pentil/klep pengatur batas pemompaan.
13. Saluran pembuang (drani).
14. Klep pembuang untuk start.
15. Saluran pembuang antara untuk start.

Manmesmam Demag, Teknik Kompresor Demag.

Dipindai dengan CamScanner

memberikan debit 3 kali lebih besar jadi dengan demikian suatu tingkat radial dapat menggantikan sampai 3 tingkat aksial. Segera setelah panjang sudu dari tingkat aksial cukup pendek, kehilangan pada sekeliling (celah radial) akan bertambah besar, dan tingkat radial secara umum mempunyai effisiensi yang lebih jelek, sebaliknya effisiensi suatu tingkat aksial tidak turun lebih dari itu.

Gambar potongan berikut memperlihatkan, bahwa penampang aliran masuk dari suatu tingkat radial akibat pengecilan diameter dari lubang keluar tingkat aksial yang terakhir akan sama besarnya dengan lubang keluar tersebut, dengan demikian akan terjadi, bahwa karena gas sebelum masuk tingkat radial terlebih didinginkan, maka akibatnya akan terjadi suatu penurunan debet aliran.

Konstruksi dan cara kerja dari kompresor ini, akan dibicarakan bersama dengan Gambar 5.6.20.

Di sini gas dihisap secara aksial, dengan cara ini diperoleh kondisi pengaliran yang baik. Di belakang tingkat aksial yang terakhir pada suatu kanal yang melingkar secara simetris aliran aksial diubah menjadi aliran yang mengarah radial lewat sudu-sudu pembelah yang tetap gas dialirkan ke pendinginan antara yang pertama (7). Dari sana dengan melewati suatu hantar mula gas bergerak memasuki tingkat radial pertama yang terletak di sebelah luar. Gerakan gas selanjutnya dapat dilihat dari skema.

Pada waktu menstart kompresor, klep start yang terbuka dan pembuang antara (15) dengan klep pembuang (14) yang dibuka bekerja sehingga menyebabkan tenaga penggerak yang diperlukan kecil. Pada kerja yang maksimum semua titik-titik yang bergerak pada kurve karakteristik kompresor terletak pada wilayah stabil.

Pentil pengatur batas pemompaan (12) diatur/dikontrol dari pengatur batas pemompaan dan menghindarkan terjadinya pemompaan dari kompresor, bila debit yang dihasilkan terlalu kecil sehingga batas pemompaan terlewati.

Pada potongan dari Gambar 5.6.21 diperlihatkan dimensi secara konstruktifnya.

Bagian aksial mempunyai diameter dalam konstan yang besarnya pada bagian radial dapat dilihat belokan (elbow) dan sudu-sudu hantar mula. Penampang tumpuan yang besar akan memberikan penurunan kecepatan aliran yang baik. Gaya geser aksial, dengan membuat aliran pada bagian aksial dan radial berlawanan akan ditiadakan. Gaya geser yang masih sisa ditahan oleh kombinasi bantalan dukung dan tekan.

Sudu-sudu jalan dan pengarah dari bagian aksial, Gambar 5.6.22, dibuat dari baja chram sudu-sudu tersebut dibuat dengan cara tempa presisi.

Sudu-sudu dibuat berdasarkan profil-profil sistematika – NACA.

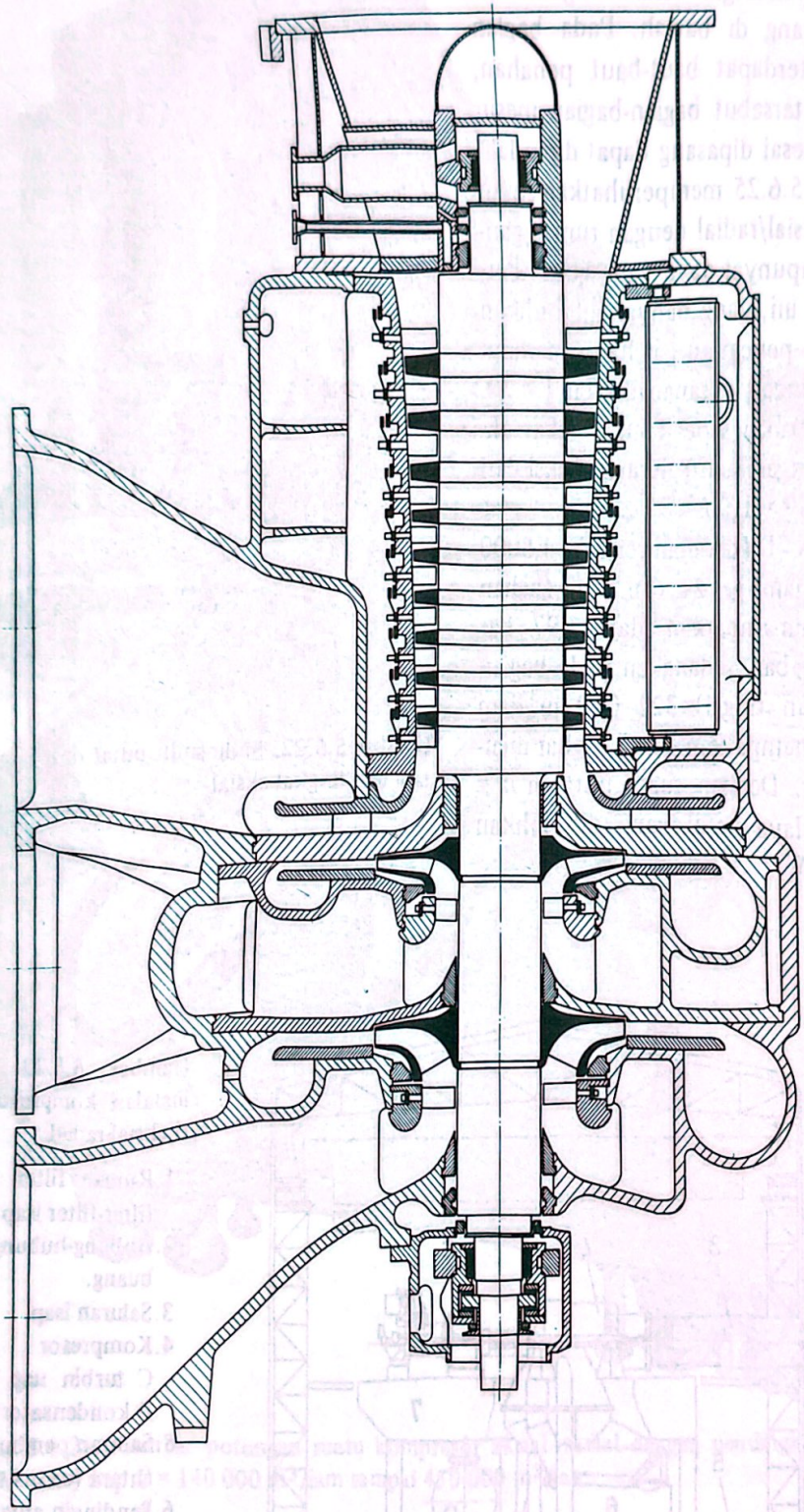
Tergantung dari persyaratan yang diinginkan ada 2 group sudu yang masing-masing mempunyai derajat reaksi yang berbeda-beda. Sudu-sudu pengarah dan sudu-sudu jalan mempunyai juga, sehingga dengan demikian mudah dipertukarkan.

Pada pengaturan dengan penyetelan sudu-sudu pengarah, sudu-sudu pengarah tersebut dipasang sedemikian rupa sehingga dapat diputar. Akhirnya pada Gambar 5.6.23, diperlihatkan sekali lagi. Bentuk keseluruhan konstruksi dari instalasi seperti diceritakan di atas.

Kompresor radial aksial pada Gambar 5.6.24 di dalam suatu konstruksi yang kompak terdapat pendingin antara yang dipasang pada rumah. Rumah dibuat dengan konstruksi las terdiri dari empat bagian utama yang mempunyai flens horisontal yang disambung menjadi satu.

Untuk maksud-maksud pembersihan dan reparasi bundel-bundel pendingin dapat di-

Dipindai dengan CamScanner



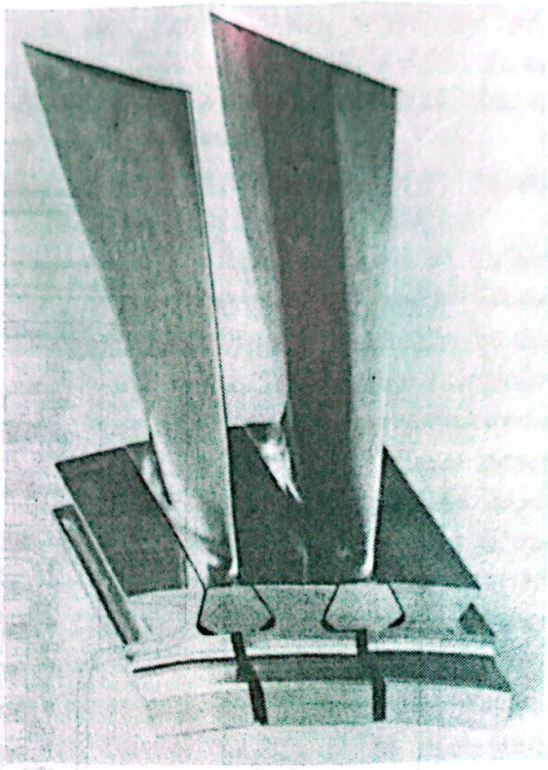
Gambar 5.6.21. Potongan memanjang kompresor aksial–radial pada Gambar 5.6.18.

Dipindai dengan CamScanner

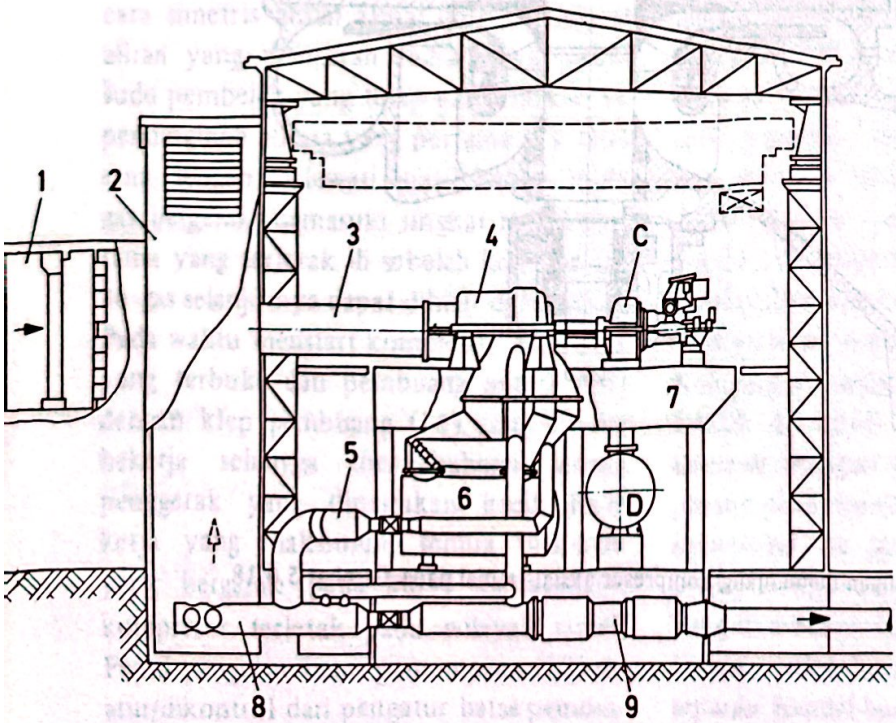
keluarkan ke atas.

Saluran air pendingin disambungkan dengan flens yang di bawah. Pada bagian luar rumah terdapat baut-baut penahan, dengan baut tersebut bagian-bagian mesin yang telah selesai dipasang dapat dipindahkan. Gambar 5.6.25 memperlihatkan suatu kompresor aksial/radial dengan rumah ganda yang mempunyai daya yang besar. Peralatan seperti ini, yang banyak dibutuhkan pada instalasi pencairan gas harus mempunyai perbandingan tekanan sekitar 1 : 20. Dengan konstruksi seperti ini, tingkat aksial dibuat dengan suatu derajat reaksi dari $r = 0{,}8$ sampai $r = 1{,}0$.

Pada bagian N–D (tekanan rendah) 4,8000 m^3/jam (980/jam) gas zat cair arang (bahan pendingin) dimampatkan dari 1,97 bar menjadi 6,36 bar, sedangkan pada bagian H·DL tekanan tinggi) 322 000 m^3/jam (2408 *t/s*) dimampatkan dari 5,59 bar menjadi 40,0 bar. Dengan suatu putaran n = 3000/menit daya total yang dibutuhkan adalah 162 MW.



Gambar 5.6.22. Sudu-sudu putar dan bagian antara dari tingkat aksial.

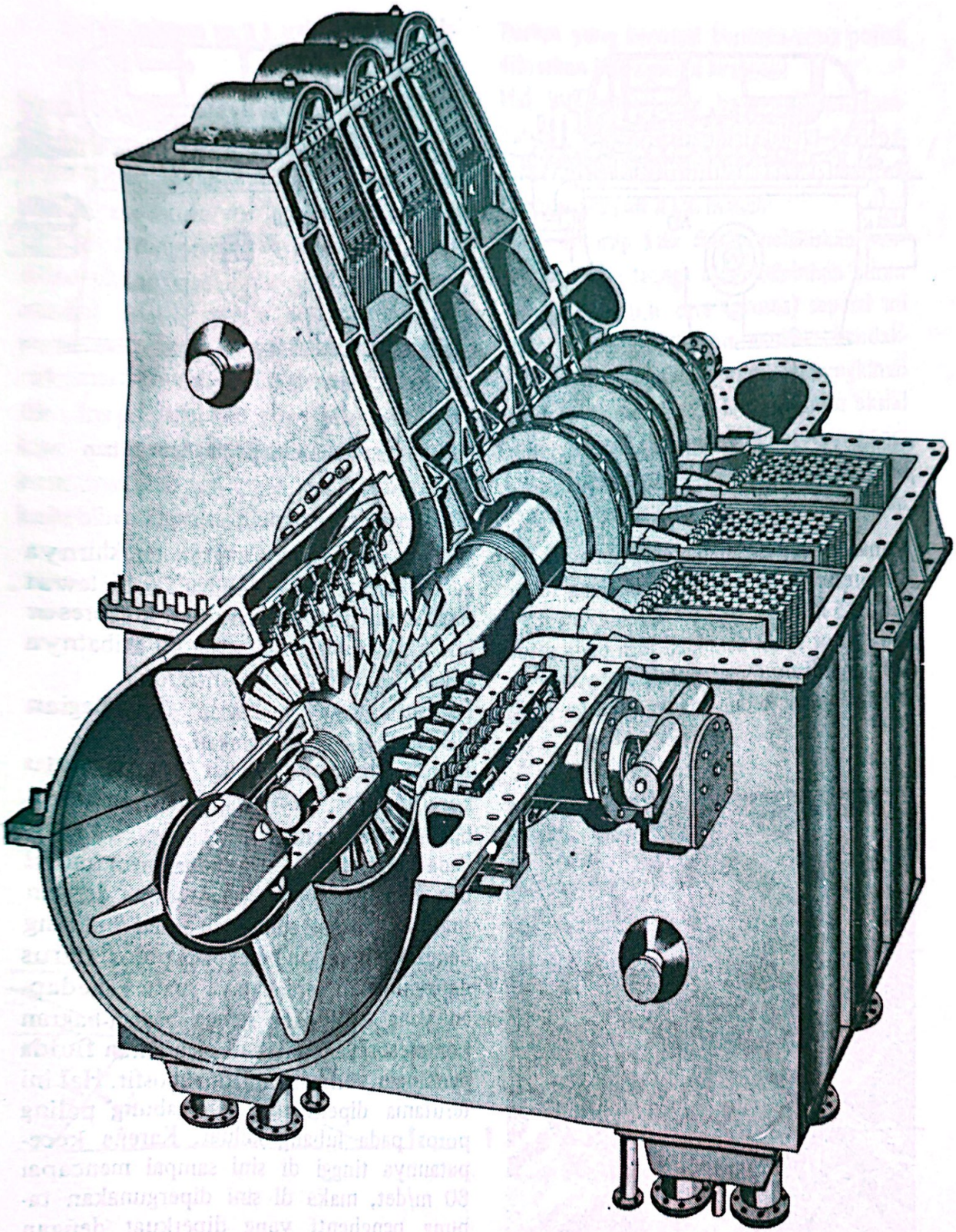


Gambar 5.6.23. Suatu instalasi kompresor rotari aksial-radial.

1. Rumah filter dengan filter-filter isap.
2. Hubung-hubung pembuang.
3. Saluran isap
4. Kompresor
   C turbin uap dengan
   D kondensator uap.
5. Saluran pembuang antara (untuk start).
6. Pendingin antara
7. Meja tempat kompresor mesin
8. Saluran pembuang
9. Saluran tekan (saluran produksi)

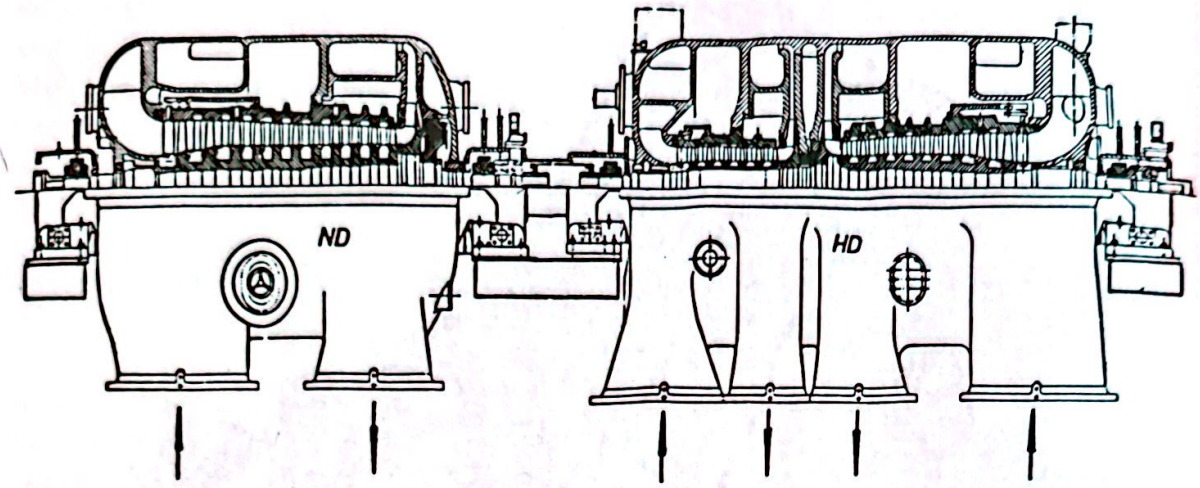
Manesmanm DEMAG.

Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.6.24. Gambar potongan suatu kompresor aksial–radial dengan pendingin antara dan akhir. Volume isap $\dot{V}$ = 140 000 m³/jam sampai 450 000 m³/jam.

CS Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.6.25. Gambar potongan suatu instalasi kompresor-aksial rumah ganda untuk gas bahan pendingin untuk campuran pada pencairan gas.

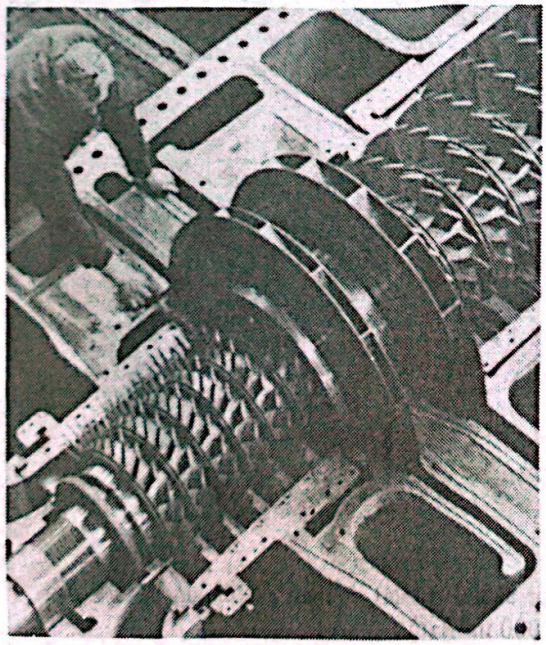
Rumah mempunyai diameter luar 3,5 m, kompresor N–D dan H–D panjang totalnya 12,5 m.

Pada rotor N–D demikian juga pada rotor HD yang disusun mempunyai alur yang berlawanan dan kedua-duanya diputar oleh sumbu yang sama, tingkat terakhirnya adalah tingkat radial, Gambar 5.6.26, lewat tingkat ini panjang konstruksi kompresor bisa agak pendek dan selain itu akibatnya sangat baik bagi putaran kritis rotor.

Di antara kedua bagian dari bagian HD tersebut, gas didinginkan.

Rumah kompresor dibuat dengan suatu konstruksi las, pemegang sudu hantar dibuat dari besi tuang.

Pada kompresor H–D, kedua rotor radial dan sebuah trommel bersama-sama dengan suatu bagian dari sudu-sudu aksial dipasang dengan sambungan berat pada poros. Harus dapat dijamin terdapatnya suatu kekedapan yang baik pada semua bagian-bagian kompresor yang dilewati oleh aliran fluida pendingin, terhadap udara atmosfir. Hal ini terutama diperlukan oleh tabung paling poros pada lubang keluar. Karena kecepatannya tinggi di sini sampai mencapai 80 m/det, maka di sini dipergunakan tabung penghenti yang diperkuat dengan labirint dan tekanan oli, Gambar 5.6.26. Agar supaya pada kerja sebagian, masih terdapat jarak yang cukup aman dari batas pemompaan, masing-masing rumah dari kedua kompresor tersebut mempunyai peralatan pembuangan berkeliling yang gunanya untuk mengalirkan gas dari saluran tekan kembali ke saluran masuk dengan melewati pendinginan.



Gambar 5.6.26. Pandangan pada rotor H–D; sebelah kiri adalah bagian H D yang mempunyai rotor radial yang tipis, pandangan terhadap tabung penghenti poros pada sisi H–D. Gaya geser aksial dinetralkan dengan pemasangan sudu-sudu yang berlawanan. G H H

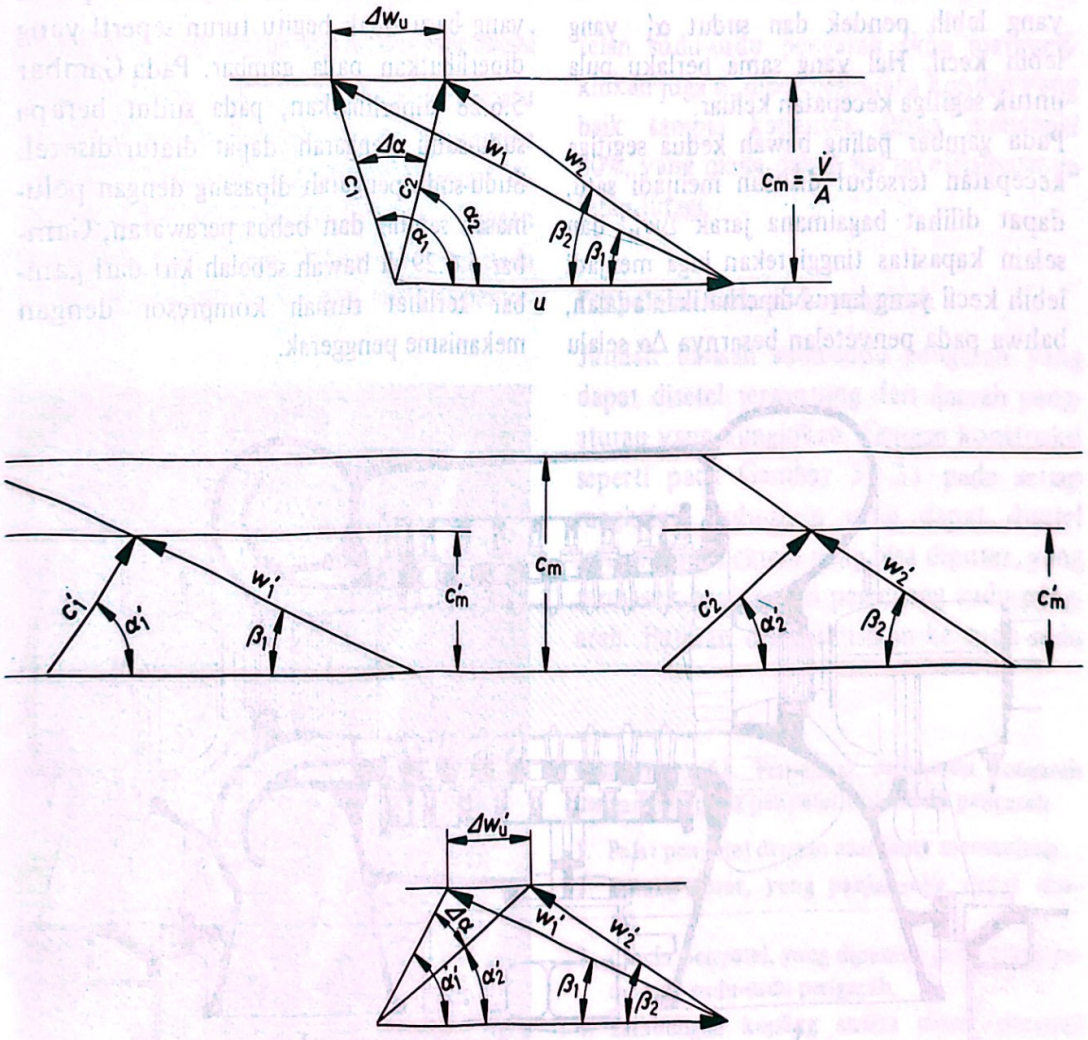
Dipindai dengan CamScanner

5.6.6 Pengaturan garis karakteristik, karakteristik kerja

Pada saat kompresor bekerja ternyata terdapat penyimpangan antara titik kerja dan titik perencanaan. Itu berarti terjadi penurunan randemen dan langkah selanjutnya adalah memperbesar daya penggerak yang dibutuhkan secukupnya, yang paling memadai adalah apabila dengan perubahan putaran dari kompresor karakteristik-karakteristiknya dapat memenuhi karakteristik kerja yang baru yang bila menyamakan penggerak dari turbin uap tidak ada kemungkinan terlaksana, jalan lain adalah kelebihan kapasitas akibat pemakaian suatu Turbin yang berotasi bersama-sama poros, dibiarkan berekspansi kembali.

Hal ini memerlukan bagian rumah tambahan, sistim pemipaan dan klep pengatur yang kesemua ini menyebabkan intalasi menjadi lebih mahal.

Pada sisi isap kita dapat melakukan pencekikan (throttling) atau kelebihan aliran dibuang, namun cara (proses) seperti ini pada operasi yang terus menerus hendaknya jangan digunakan suatu kemungkinan yang baik terdapat pada kompresor aksial yaitu dengan penyetelan sudu-sudu pengarah. Dengan menyetel sudut sudu-sudu pengarah maka jalannya aliran masuk dan



Gambar 5.6.27. Diagram kecepatan dan segitiga kecepatan untuk bekerja dalam kondisi beban sebagian.

Dipindai dengan CamScanner

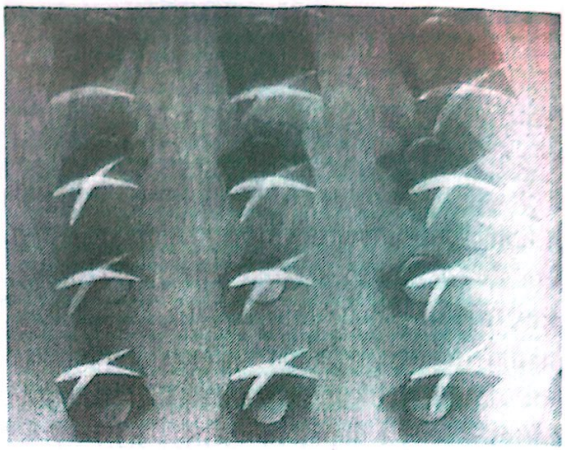
keluar pada sudu jalan dapat memenuhi karakteristik yang baru, kehilangan karena tambahan dan penurunan effisiensi dapat dipertahankan pada batas yang diijinkan.

Gambar 5.6.27 memperlihatkan secara sederhana pembakar dari sudut sudu-sudu. Gambar atas memperlihatkan diagram kecepatan untuk titik perencanaan. Pada keadaan ini sudut-sudut sudu putar β_1 dan β_2 adalah konstan.

Di bagian bawah adalah segitiga kecepatan masuk dan keluar yang konstruktif untuk kapasitas yang kecil, jadi untuk suatu c_m yang kecil.

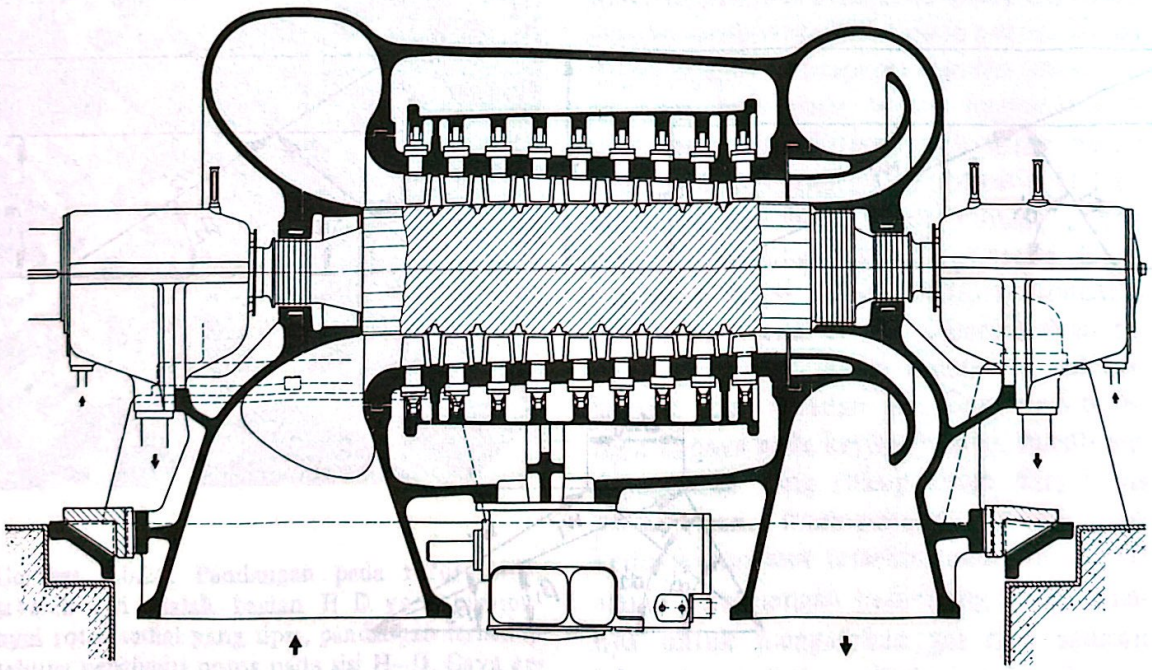
Di sini w_1' yang merupakan perpotongan dengan garis lurus c_m' yang baru menjadi lebih pendek, dan akan memberikan c_1' yang lebih pendek dan sudut α_1' yang lebih kecil. Hal yang sama berlaku pula untuk segitiga kecepatan keluar.

Pada gambar paling bawah kedua segitiga kecepatan tersebut disusun menjadi satu, dapat dilihat bagaimana jarak $\Delta w_u'$ dan selain kapasitas tinggi tekan juga menjadi lebih kecil yang harus diperhatikan adalah, bahwa pada penyetelan besarnya $\Delta\alpha$ selalu



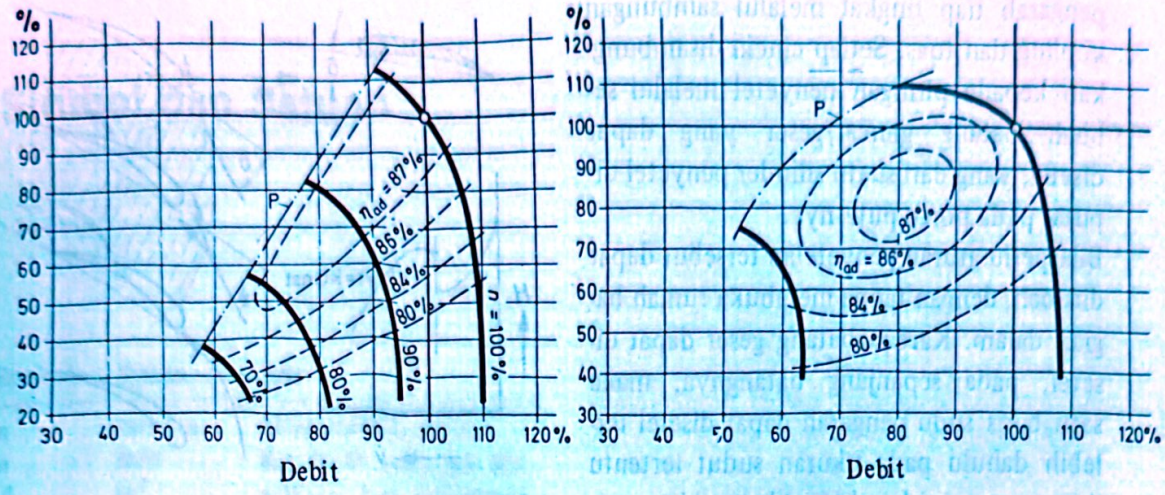
Gambar 5.6.28. Penyetelan sudu-sudu pengarah memungkinkan pengaturan kapasitas dari 100% sampai 60% pada putaran konstan.

konstan, oleh karena itu diagram kecepatan yang baru tidak begitu turun seperti yang diperlihatkan pada gambar. Pada Gambar 5.6.28 diperlihatkan, pada sudut berapa sudu-sudu pengarah dapat diatur/disetel. Sudu-sudu pengarah dipasang dengan pelumasan sendiri dan bebas perawatan, Gambar 5.6.29 di bawah sebelah kiri dari gambar terlihat rumah kompresor dengan mekanisme penggerak.



Gambar 5.6.29. Kompresor aksial dengan sudu-sudu pengarah yang dapat disetel secara otomatis.

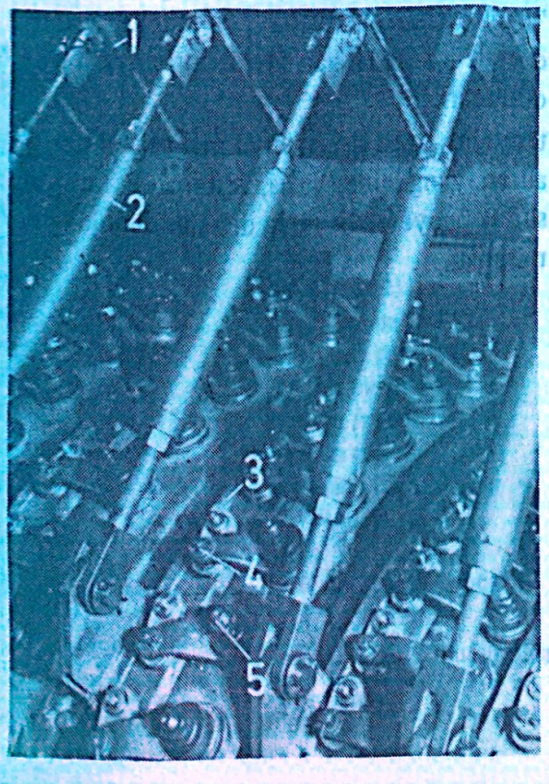
Dipindai dengan CamScanner



Gambar 5.6.30. Diagram karakteirstik kompresor aksial.
Kiri : Putaran yang berubah-ubah.
Kanan: Sudu pengarah yang dapat disetel secara otomatis, n = konstan.

Diagram karakteristik dan kompresor aksial

Pada Gambar 5.6.30 diberikan lagi suatu diagram karakteristik suatu kompresor aksial. Diagram karakteristik tersebut dibatasi oleh batas pemompaan P. Dengan perbandingan dapat dilihat, bahwa pada putaran penggerak konstan dengan penyetelan sudu-sudu pengarah akan memungkinkan juga u. diperoleh suatu kondisi yang baik sampai kapasitas aliran mencapai 60%, yang mana dalam hal ini effisiensinya tetap tinggi.



Penyetelan sudu-sudu pengarah

Jumlah barisan sudu-sudu pengarah yang dapat disetel tergantung dari daerah pengaturan yang diinginkan. Dengan konstruksi seperti pada Gambar 5.6.31 pada setiap rangkaian sudu-sudu yang dapat disetel terdapat satu cincin yang bisa diputar, yang termasuk bagian dari pemegang sudu pengarah. Putaran ditransmisikan ke sudu-sudu

Gambar 5.6.31. Pemegang sudu-sudu pengarah dengan peralatan penyetel sudu-sudu pengarah.

1. Pelat penyetel dengan alur geser memanjang.
2. Batang geser, yang panjangnya dapat disetel.
3. Cincin penyetel, yang dipasang pada ujung pemegang sudu-sudu pengarah.
4. Sambungan kopling antara cincin penyetel dan pasak-pasak sudu.
5. Pasak sudu pengarah yang dipasang dengan dapat diputar.

Dipindai dengan CamScanner

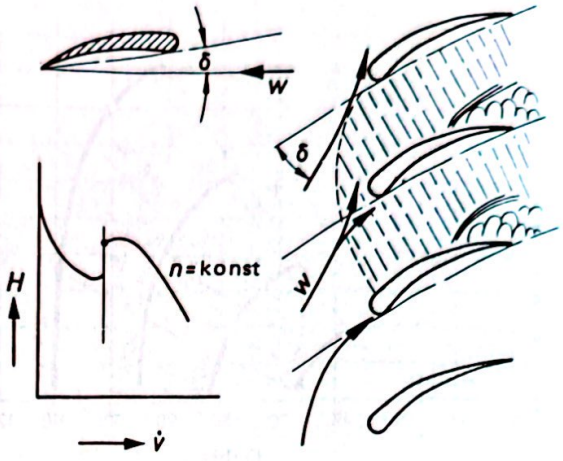
pengarah tiap tingkat melalui sambungan kopling dan tuas. Setiap cincin disambungkan kepada piringan penyetel melalui sebuah batang glincar/geser yang dapat disetel, yang dari suatu silinder penyetel diputar pada poros putarnya.

Bila perlu aturan penyetelan tersebut dapat dirubah, dengan tanpa membuka rumah bagian dalam. Karena batang geser dapat disetel, pada sepanjang batangnya, maka satu baris sudu pengarah dapat disetel terlebih dahulu pada ukuran sudut tertentu dengan cara ini karakteristik total kompresor akan berubah. Pada kompresor aksial, sehubungan dengan batas pemompaan terdapat suatu fenomena tambahan apabila batas pembelahan telah dicapai.

Pada Gambar 5.6.16 telah diperlihatkan, mengenai apa yang dimaksud dengan aliran terpecah/terbelah.

Dalam hal ini sekali lagi akan dijelaskan yaitu: Pada penurunan kecepatan aliran yang sangat tajam akan terjadi pelepasan/pemisahan aliran pada profil, yang disebabkan oleh terjadinya perubahan arah aliran, Gambar 5.6.32. Pemisahan ini terjadi tidak bersamaan pada semua profil, tetapi/melainkan masih terdapat suatu daerah pemisahan (daerah antara).

Bersama itu akan terjadi penyempitan luas penampang, yang menyebabkan suatu pengalihan aliran ke kedua sisi dalam bentuk arah panah. Profil yang saling ber-



Gambar 5.6.32. Penjelasan dari fenomena pemecahan aliran yang berputar pada tingkat kompresor aksial.

Daerah pemisahan bergeser secara tetap di dalam suatu bagian.

Beberapa wilayah pemisahan bergerak melingkar (berkeliling) terus menerus. Dalam hal ini aliran tidak berfluktuasi seperti halnya pada pemompaan, tetapi setiap sudu mendapat pembebanan yang berganti-ganti (dinamis), yang mana hal ini pada kompresor aksial akan menyebabkan getaran. Dasar ini dikenal dengan sebutan "Pembelahan berputar", suatu kerja dari daerah ini pada bagian menurunnya harus dihindarkan.

temu ini, pada sisi isapnya mengalami pengaliran yang amat jelas, karena di tempat sudut penyetel dirubah, di sana dimulai pemisahan.

Dipindai dengan CamScanner