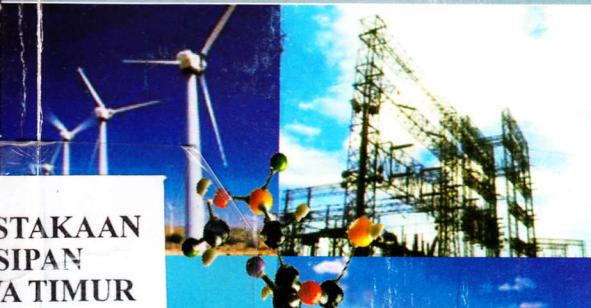




PENERBIT ANDI®

# MESIN KONVERSI ENERGI



STAKAAN  
SIPAN  
A TIMUR

Ir. Astu Pudjanarsa, MT  
Prof. Ir. Djati Nursyahud, MSME

EDISI REVISI

**MESIN**

**Konversi Energi**

**Ir. Astu Pudjanarsa, MT  
Prof. Ir. Djati Nursuhud, MSME**

**Penerbit ANDI Yogyakarta**

Tenaga Angin, Energi dari Laut (beda suhu, pasang surut, dan gelombang lautan), Energi Nuklir, dan Magneto Hidrodinamik.

Mengingat terdapat begitu banyak macam mesin konversi energi maka tidaklah mungkin untuk membahas satu per satu mesin-mesin itu secara mendetail. Dengan demikian yang dibahas meliputi cara kerja dan karakteristik mesin-mesin tersebut. Berbekal itu mahasiswa diharapkan akan mampu melakukan perhitungan dasar atas karakteristik mesin-mesin tersebut.

Ucapan terimakasih penulis sampaikan kepada rekan-rekan staf pengajar Jurusan Teknik Mesin dan Teknik Material Fakultas Teknologi Industri ITS yang memberi masukan dalam penulisan buku ini.

Akhir kata, penulis menyadari bahwa dalam penulisan buku ini masih terdapat banyak kekurangan. Untuk itu penulis mengharapkan masukan, kritik, dan saran yang membangun demi kesempurnaan penulisan berikutnya.

Surabaya, Januari 2008

Penulis,

Astu Pudjanarsa  
Djati Nursuhud

## **DAFTAR ISI**

<b>KATA PENGANTAR .....</b>	<b>iii</b>
<b>DAFTAR ISI .....</b>	<b>v</b>
<b>BAB 1 PENDAHULUAN .....</b>	<b>1</b>
1.1 Energi .....	1
1.2 Availabilitas .....	1
1.3 Klasifikasi Energi .....	2
1.4 Macam-macam Energi .....	3
1.4.1 Energi Mekanis .....	3
1.4.2 Energi Listrik .....	3
1.4.3 Energi Elektromagnetik .....	3
1.4.4 Energi Kimia .....	5
1.4.5 Energi Nuklir .....	5
1.4.6 Energi Termal .....	5
1.5 Sumber Energi .....	5
1.5.1 Asal Sumber Energi .....	6
1.5.2 Sifat Sumber Energi .....	6
1.5.2.1 Sumber Energi yang Tidak Dapat Didaur Ulang .....	6
1.5.2.2 Sumber Energi yang Dapat Didaur Ulang .....	7
1.6 Klasifikasi Mesin Konversi Energi .....	12
1.7 Hukum-hukum yang Berkaitan .....	12
1.7.1 Hukum Termodinamika Pertama.....	12
1.7.2 Hukum Termodinamika Ketiga.....	12
1.8 Hukum Kekekalan Gerak .....	13
1.8.1 Hukum Kekekalan Gerak I .....	13
1.8.2 Hukum Kekekalan Gerak II .....	13
1.8.3 Hukum Kekekalan Gerak III .....	13
1.9 Berbagai Dimensi dan Satuan .....	13
1.9.1 Berbagai Sistem Dimensi .....	14
1.9.2 Berbagai Sistem Satuan .....	15
1.10 Pertanyaan dan Latihan Soal .....	18

<b>BAB 2 Pengulangan Singkat Termodinamika dan Mekanika Fluida .....</b>	21
2.1 Hukum Termodinamika Pertama .....	21
2.2 Keseimbangan Energi untuk Sistem Tertutup .....	21
2.3 Proses Reversibel .....	22
2.4 Proses Volume Konstan dan Proses Tekanan Konstan .....	22
2.5 Gas Ideal .....	23
2.6 Persamaan untuk Perhitungan Proses Gas Ideal.....	25
2.6.1 Proses Isotermal .....	27
2.6.2 Proses Isobarik .....	27
2.6.3 Proses Isochoric (Volume Konstan) .....	27
2.6.4 Proses Adiabatik: Kapasitas Panas Konstan .....	28
2.6.5 Proses Politropik .....	30
2.7 Hukum Termodinamika Pertama untuk Sistem Terbuka (Volume Atur) .....	32
2.8 Proses Ireversibel .....	36
2.9 Kondisi Stagnasi .....	36
2.10 Persamaan Momen dari Momentum: Penerapan pada Mesin Turbo .....	37
2.11 Pertanyaan dan Latihan Soal .....	43
<b>BAB 3 MOTOR PEMBAKARAN DALAM .....</b>	47
3.1 Pengantar .....	47
3.2 Analisis Hukum Termodinamika I untuk Siklus Motor Pembakaran Dalam: Kesetimbangan Energi.....	47
3.3 Sifat Geometris dari Mesin Bolak-balik .....	50
3.4 Motor Pembakaran dalam Jenis Spark Ignition Engines (SIE) .....	52
3.4.1 Motor Bensin Dua Langkah .....	52
3.4.2 Motor Bensin Empat Langkah .....	53
3.4.3 Daya Motor Didasarkan pada Dimensi Mesin. ....	54
3.4.4 Proses Teoretis Motor Bensin .....	55
3.4.5 Siklus Aktual Motor Bensin .....	56
3.4.6 Pembakaran dalam Motor Bensin .....	57
3.4.6.1 Batasan Pembakaran .....	57
3.4.6.2 Tahap Pembakaran dalam Motor Bensin .....	58
3.4.7 Unjuk Kerja Motor Bensin .....	59
3.5 Motor Pembakaran dalam Jenis Compression Ignition Engines (CIE).....	64

3.5.1 Motor Diesel Dua Langkah .....	64
3.5.2 Motor Diesel Empat Langkah .....	66
3.5.3 Proses Termodinamika .....	66
3.5.3.1 Siklus Diesel .....	66
3.5.3.2 Siklus Ganda .....	67
3.5.4 Siklus Aktual Motor Diesel .....	69
3.5.5 Pembakaran Bahan Bakar dalam Motor Diesel .....	69
3.5.5.1 Tahap Pembakaran .....	71
3.5.5.2 Perbandingan Udara Bahan Bakar (A/F) dalam Motor CI .....	72
3.5.6 Supercharging .....	72
3.5.7 Unjuk Kerja Motor Diesel .....	75
3.6 Turbin Gas .....	83
3.6.1 Pengantar .....	83
3.6.2 Proses Termodinamika Turbin Gas .....	84
3.6.3 Siklus Brayton Ideal .....	84
3.6.4 Siklus Aktual Turbin Gas .....	86
3.6.5 Modifikasi Siklus Brayton .....	88
3.6.5.1 Proses Regenerasi .....	89
3.6.5.2 Pendinginan Antara .....	92
3.6.5.3 Pemanasan Ulang .....	93
3.6.5.4 Siklus Ericsson .....	93
3.6.6 Siklus Kerja Turbin Gas .....	94
3.6.6.1 Siklus Terbuka .....	95
3.6.6.2 Siklus Kombinasi .....	96
3.6.7 Klasifikasi Turbin Gas .....	98
3.6.7.1 Turbin Gas Dilihat dari Susunan Poros .....	99
3.6.7.2 Kegunaan Turbin Gas .....	100
3.6.8 Komponen Utama Turbin Gas .....	105
3.6.8.1 Kompresor .....	105
3.6.8.2 Ruang Bakar .....	106
3.6.8.3 Turbin .....	107
3.7 Pertanyaan dan Latihan Soal .....	108
<b>BAB 4 MOTOR PEMBAKARAN LUAR .....</b>	113
4.1 Pengantar .....	113
4.2 Turbin Gas Siklus Tertutup .....	113
4.2.1 Keuntungan dan Kerugian Siklus Tertutup .....	114
4.2.3 Sistem Energi Uap .....	115

4.3.1 Pemandangan Umum .....	115
4.3.2 Siklus Rankine .....	116
4.3.2.1 Siklus Rankine Ideal .....	116
4.3.2.2 Siklus Rankine Internally Irreversible. ....	117
4.3.3 Modifikasi Siklus Rankine .....	119
4.3.3.1 Pemanas Lanjut (Superheater) .....	120
4.3.3.2 Pemanas Ulang (Reheat).....	120
4.3.3.3 Regenerasi dan Pemanas Air Umpam (Feedwater Heater).....	122
4.3.4 Ketel pada Daerah Superkritis .....	124
4.3.5 Klasifikasi Pembangkit Uap (Ketel Uap). ....	125
4.3.6 Ketel Pipa Api .....	126
4.3.6.1 Perkembangan Awal .....	126
4.3.6.2 Perkembangan Terbaru Ketel Pipa Air .....	128
4.3.7 Karakteristik Ketel Uap .....	130
4.3.7.1 Efisiensi Ketel .....	130
4.3.7.2 Kapasitas Ketel .....	130
4.4 Pertanyaan dan Latihan Soal .....	131
<b>BAB 5 MESIN FLUIDA .....</b>	<b>133</b>
5.1 Turbin Uap .....	133
5.1.1 Aliran Gas Uap Kering Melalui Nosal .....	134
5.1.1.1 Persamaan Energi .....	134
5.1.1.2 Kecepatan Ideal .....	136
5.1.2 Klasifikasi Turbin Uap .....	136
5.1.2.1 Klasifikasi Berdasar Ada Tidaknya Kondensasi Uap .....	137
5.1.2.2 Klasifikasi Turbin Uap Menurut Jenis Tingkatnya .....	138
5.1.2.3 Klasifikasi Turbin Uap Menurut Arah Alirannya .....	139
5.1.3 Perhitungan Daya Turbin Uap .....	146
5.1.3.1 Gaya Tangensial .....	146
5.1.3.2 Daya pada Keliling Roda Turbin, $W_t$ .....	147
5.1.4 Kerugian Energi pada Turbin Uap .....	147
5.1.4.1 Kerugian Internal .....	147
5.1.4.2 Kerugian Eksternal.....	148
5.2 Turbin Air.....	153

5.2.1 Energi Hidrolik, Motor Hidrolik, Klasifikasi Turbin .....	153
5.2.2 Hubungan Antara Head, Flow Rate dan Output; Efisiensi .....	158
5.2.3 Kincir Air .....	160
5.2.4 Turbin Kaplan .....	161
5.2.5 Turbin Pelton.....	163
5.2.6 Turbin Francis .....	166
5.2.7 Pemilihan Turbin .....	169
5.3 Pompa .....	169
5.3.1 Klasifikasi Pompa .....	170
5.3.1.1 Klasifikasi Pompa Berdasar Cara Memindahkan Fluidanya .....	170
5.3.1.2 Klasifikasi Pompa Berdasar Kondisi Kerja Pompa .....	173
5.3.1.3 Klasifikasi Pompa Berdasar Jenis Penggeraknya .....	174
5.3.1.4 Klasifikasi Pompa Berdasar Sifat Zat Cair yang Dipindahkan .....	175
5.3.2 Unjuk Kerja Pompa .....	175
5.3.3 Grafik Karakteristik Pompa .....	179
5.3.4 Perhitungan Tinggi Kenaikan H, Tekanan p, Daya yang Dibutuhkan P, Harga $\eta_p$ Berdasar Segitiga Kecepatan untuk Pompa Sentrifugal Jenis Radial.....	181
5.3.4.1 Segitiga Kecepatan .....	181
5.3.4.2 Persamaan Euler .....	182
5.3.4.3 Tinggi Kenaikan (Head), H .....	182
5.3.4.4 Tekanan, P .....	183
5.3.4.5 Daya Air dan Daya Pemompaan .....	183
5.3.4.6 Kapasitas Aliran .....	184
5.3.5 Pemilihan Pompa .....	187
Kompresor .....	188
5.4.1 Klasifikasi Kompresor .....	189
5.4.2 Kompresor Kerja Positif .....	189
5.4.3 Kompresor Kerja Dinamik .....	194
5.4.3.1 Kompresor Radial .....	194
5.4.3.2 Kompresor Aksial .....	204

5.4.4 Kompresor Aksial/Radial yang Umum Digunakan .....	212
<b>5.5 Pertanyaan dan Latihan Soal .....</b>	<b>212</b>
<b>BAB 6 MESIN PENDINGIN DAN PENGONDISIAN UDARA ...</b>	<b>217</b>
6.1 Mesin Pendingin.....	217
6.1.1 Sejarah Singkat Refrigerasi .....	217
6.1.2 Penggunaan Mesin Pendingin .....	217
6.1.2.1 Penyiapan Bahan Makanan .....	217
6.1.2.2 Penyimpanan dan Distribusi Bahan Makanan.....	218
6.1.2.3 Proses Kimia yang Memerlukan Pendinginan. .....	218
6.1.3 Prinsip Dasar Sistem Refrigerasi .....	219
6.1.4 Siklus Kompresi Uap .....	220
6.1.4.1 Siklus Kompresi Uap Standar .....	220
6.1.4.2 Penukar Panas .....	221
6.1.4.3 Siklus Standar Uap Aktual .....	222
6.1.4.4 Satuan Kapasitas Refrigerasi (“ton”) .....	223
6.1.4.5 Unjuk Kerja Siklus Standar Uap .....	223
6.1.4.6 Refrigeran .....	224
6.1.5 Peralatan Mesin Pendingin .....	226
6.1.5.1 Kompresor .....	226
6.1.5.2 Kondensor .....	227
6.1.5.3 Peralatan Eksansi .....	229
6.1.5.4 Evaporator .....	232
6.2 Pengondisian Udara (Air Conditioner) .....	236
6.2.1 Pesawat Pengondisian Udara untuk Industri .....	236
6.2.2 Pesawat Pengondisian Udara untuk Kenyamanan ..	236
6.2.3 Prinsip Kerja Pengondisi Udara .....	237
6.2.4 Diagram Psychrometric .....	238
6.3 Perhitungan Beban Pendinginan .....	243
6.3.1 Beban Produk .....	243
6.3.2 Transmisi Panas .....	244
6.3.3 Beban Pekerja .....	244
6.3.4 Peralatan Elektrik .....	245
6.3.5 Infiltrasi .....	245
6.3.6 Ventilasi .....	245
6.3.7 Beban Laten .....	245
6.3.8 Transmisi Melalui Kaca .....	245

6.3.9 Sumber Lain .....	246
6.4 Pengaruh Refrigeran Terhadap Lingkungan .....	246
6.5 Pertanyaan dan Latihan Soal .....	246
<b>BAB 7 MESIN KONVERSI ENERGI</b>	<b>249</b>
<b>NON-KONVENTIONAL .....</b>	<b>249</b>
7.1 Sistem Pembangkit Tenaga Panas Bumi .....	249
7.1.1 Asal-usul dan Jenis Geotermal .....	250
7.1.2 Sistem Hidrotermal .....	251
7.1.2.1 Vapor Dominated System .....	251
7.1.2.2 Liquid Dominated System .....	254
7.1.3 Geopressedure System .....	259
7.1.4 Petrothermal System .....	259
7.2 Energi Surya .....	260
7.2.1 Terjadinya Matahari .....	260
7.2.2 Temperatur Matahari .....	260
7.2.3 Rapat Massa Matahari .....	262
7.2.4 Umur Matahari .....	262
7.2.5 Radiasi Matahari .....	262
7.2.5.1 Menentukan Besaran Radiasi Matahari .....	263
7.2.5.2 Menentukan Suhu Permukaan Matahari .....	264
7.2.6 Daya yang Dipancarkan oleh Bumi .....	265
7.2.7 Densitas Tiap Satuan Panjang Gelombang .....	266
7.2.8 Radiasi Energi Surya .....	270
7.2.9 Pemanfaatan Energi Surya .....	270
7.2.10 Teknologi Surya untuk Pembangkit Tenaga Listrik .....	271
7.2.10.1 Latar Belakang Sejarah .....	271
7.2.10.2 Metode Pelaksanaan .....	271
7.2.10.3 Sel Surya .....	271
7.2.10.4 Pembangkit Tenaga Listrik Melalui Konversi Fotoelektrokemis .....	275
7.2.10.5 Generator Listrik Melalui Pesawat Penyerap Kalor Surya dengan Sistem Terdistribusi (Tidak Terpusat) .....	276
7.2.10.6 Generator Listrik Melalui Pesawat Penyerap Kalor Surya dengan Sistem Terpusat .....	278
7.2.11 Teknologi Surya untuk Penggerak Mesin .....	279
7.2.12 Teknologi Surya untuk Pemanas .....	280

7.2.12.1 Latar Belakang Permasalahan .....	280
7.2.12.2 Energi panas Surya untuk Destilasi .....	280
7.2.12.3 Energi Surya untuk Pemanas Kolam Renang .....	281
7.2.12.4 Energi Surya untuk Pemanas Ruangan .....	281
7.2.12.5 Energi Surya untuk Pemanas Air .....	283
7.2.12.6 Energi Surya untuk Pendingin .....	285
7.2.12.7 Energi Surya untuk Pengering .....	285
7.3 Pesawat Pengonversi Tenaga Angin .....	287
7.3.1 Terjadinya Angin .....	287
7.3.2 Sejarah Energi Angin .....	288
7.3.2.1 Kincir Angin Sumbu Vertikal .....	288
7.3.2.2 Kincir Angin Sumbu Horisontal .....	289
7.3.3 Pembangkit Listrik .....	289
7.3.4 Prinsip Energi Angin .....	289
7.3.4.1 Tenaga Total .....	290
7.3.4.2 Tenaga Maksimum .....	292
7.3.4.3 Tenaga Aktual .....	293
7.3.4.4 Gaya pada Sudu .....	294
7.3.5 Pengembangan Turbin Angin Terbaru .....	296
7.4 Pesawat Pengonversi Energi Termal Samudra (OTEC)...	299
7.4.1 Siklus Terbuka (Siklus Claude).....	300
7.4.2 Modifikasi Siklus OTEC Terbuka .....	303
7.4.3 Siklus Tertutup (Siklus Anderson) .....	304
7.5 Pesawat Pengonversi Energi Pasang Surut .....	305
7.5.1 Sistem Tidal Kolam Tunggal Sederhana .....	308
7.5.2 Sistem Tidal Kolam Tunggal Modulasi .....	310
7.6 Gelombang Laut, Sifat, dan Pengertiannya .....	313
7.6.1 Gelombang Linier .....	313
7.6.1.1 Tinjauan Matematis .....	315
7.6.2 Gelombang Non-Linier .....	316
7.6.2.1 Gelombang Stokes .....	317
7.6.2.2 Tinjauan Matematika .....	317
7.6.2.3 Gelombang Soliter .....	319
7.6.2.4 Pendekatan Matematis .....	319
7.6.3 Pengaruh Angin .....	320
7.6.4 Energi Gelombang Tiap Satuan Luas Permukaan ..	321
7.6.5 Teknik Pelaksanaan dalam Memanfaatkan Energi Gelombang Laut .....	322

7.6.5.1 Heaving and Pitching Bodies .....	323
7.6.5.2 Cavity Resonators .....	328
7.6.5.3 Pressure Devices .....	329
7.6.5.4 Surging-Wave Energy Convertors .....	332
7.6.5.5 Particle Motion Convertors .....	333
7.6.5.6 Float-Wave-Power Machine .....	335
7.6.5.7 The Dolphin Type Wave-Power Generation .....	337
7.6.5.8 Salter's Nodding Duck .....	338
7.6.5.9 Cockerell's Rafts .....	338
7.6.5.10 Russell Rectifier .....	339
7.6.5.11 Wave Focusing Techniques .....	340
7.7 Pembangkit Uap Berbahan Bakar Nuklir .....	343
7.7.1 Pengantar .....	343
7.7.2 Fisi dan Fusii Nuklir .....	344
7.7.3 Sistem Pembangkit Tenaga Uap Berbahan Bakar Nuklir .....	345
7.7.3.1 Reaktor Pendidihan Air .....	346
7.7.3.2 Reaktor Air Bertekanan .....	347
7.7.3.3 Reaktor Pembiakan Cepat dengan Pendingin Logam Cair (LMFBR) .....	349
7.7.3.4 Reaktor Temperatur Tinggi Berpendingin Gas (HTGR) .....	349
7.8 Pesawat Magneto Hydro Dynamics .....	351
7.8.1 Magneto Hydro Dynamics (MHD) .....	351
7.8.2 Teori Terjadinya Generator MHD .....	352
7.8.3 Beberapa Kendala pada Generator MHD .....	354
7.8.3.1 Peningkatan Konduktivitas Listrik dengan Memanfaatkan Sistem Seeding .....	355
7.8.3.2 Masalah Material dengan Temperatur Tinggi .....	355
7.8.3.3 Masalah Perpindahan Panas .....	355
7.8.3.4 Kerugian Daya Magnetik .....	356
7.8.3.5 Kerugian Arus Listrik pada Ujung Ducting System .....	356
7.8.3.6 Tenaga Generator Sistem Arus Bolak-balik (AC System) .....	356
7.8.4 Kemungkinan Penggunaan Generator MHD Bertenaga Besar .....	357

7.8.5 Generator Sistem Terbuka dengan Bahan Bakar Fosil .....	357
7.8.6 Generator MHD Sistem Tertutup dengan Bahan Bakar Nuklir .....	358
7.9 Pertanyaan dan Latihan Soal .....	359
<b>LAMPIRAN .....</b>	<b>363</b>
<b>BIODATA PENULIS . .....</b>	<b>369</b>

**BAB I****PENDAHULUAN**

Dalam mempelajari mesin konversi energi perlu kiranya terlebih dahulu mempelajari materi yang mendasari dan mendukung prinsip-prinsip pengonversian energi di dalam mesin konversi energi itu.

Beberapa materi yang dipandang mendasari dan mendukung untuk mempelajari mesin konversi energi adalah:

1. Energi,
2. Availabilitas,
3. Klasifikasi Energi,
4. Macam-macam Energi,
5. Sumber-sumber Energi,
6. Klasifikasi Mesin Konversi Energi,
7. Hukum-hukum yang Berkaitan,
8. Hukum Kekekalan Gerak,
9. Berbagai Dimensi dan Satuan.

**1.1 ENERGI**

Energi adalah sesuatu yang bersifat abstrak yang sukar dibuktikan tetapi dapat dirasakan adanya. Energi adalah kemampuan untuk melakukan kerja (*energy is the capacity for doing work*).

**1.2 AVAILABILITAS**

Availabilitas adalah kemampuan sistem untuk menghasilkan kerja yang berguna (*availability is an ability of a system to produce a useful effect*). Jadi keberadaan availabilitas lebih realistik, mudah dibuat dan dapat dirasakan kegunaannya.

Menurut Hukum Termodinamika Pertama, energi bersifat kekal. Energi tidak dapat diciptakan dan tidak dapat dimusnahkan, tetapi dapat dikonversi dari bentuk energi yang satu ke bentuk energi yang lain. Sedang availabilitas adalah kemampuan suatu sistem untuk menghasilkan suatu pengaruh yang berguna bagi kebutuhan manusia secara positif.

Suatu contoh sederhana dari energi adalah *nilai kalor* bahan bakar bensin ( $C_8H_{18}$ /iso-oktan) yang merupakan energi kimia yang tersimpan dalam bahan yang berbentuk cair tersebut, yang mudah menguap dan berbau. Bila satu liter bensin ditumpahkan ke lantai maka dalam sekejap akan habis dan tinggal aromanya saja. Dalam hal ini satu liter bensin bila dibiarkan menguap di lantai (tempat terbuka) dalam waktu yang singkat akan berubah bentuk dari cair menjadi uap atau gas yang tidak kasat mata. Satu liter bensin tersebut akan sia-sia. Tidak ada manfaat dari satu liter bensin yang ditumpahkan tersebut. Akan tetapi bila satu liter bensin tersebut dimasukkan ke dalam tangki mesin konversi energi jenis motor pembakaran dalam, sepeda motor misalnya, maka bahan bakar tersebut akan dapat memberikan hasil guna yang bermanfaat bagi manusia.

Energi dalam satu liter bensin tersebut oleh sistem motor pembakaran dalam dikonversi menjadi kerja yang berhasil guna tinggi, yakni menjadi energi gerak yang dapat memindahkan manusia dari suatu tempat ke tempat lain yang jauh jaraknya. Dalam hal ini faktor availabilitas yang berperan dalam mewujudkan konversi energi melalui suatu sistem, dari energi dalam bentuk tersimpan menjadi bentuk energi transisi yang siap untuk memberikan kerja yang berguna bagi kepentingan manusia.

### 1.3 KLASIFIKASI ENERGI

Secara garis besar energi dapat diklasifikasikan menjadi dua, yakni:

1. Energi dalam Transisi

Energi dalam transisi (*transitional energy*) adalah energi yang sedang bergerak melintasi batas sistem.

2. Energi Tersimpan

Energi tersimpan (*stored energy*) adalah energi yang tersimpan dalam suatu sistem atau massa, biasanya berbentuk massa atau medan gaya, biasanya mudah dikonversi menjadi energi transisi.

### 1.4 MACAM-MACAM ENERGI

Secara umum energi dapat dikategorikan menjadi berbagai macam, yaitu:

1. Energi Mekanis,
2. Energi Listrik,
3. Energi Elektromagnetik,
4. Energi Kimia,
5. Energi Nuklir, dan
6. Energi Termal (panas).

#### 1.4.1 Energi Mekanis

Bentuk transisi dari energi mekanis adalah kerja. Energi mekanis yang tersimpan adalah energi potensial atau energi kinetik.

#### 1.4.2 Energi Listrik

Energi listrik adalah energi yang berkaitan dengan akumulasi arus elektron, dinyatakan dalam *watt-jam* atau *kilowatt-jam*. Bentuk transisinya adalah aliran elektron melalui konduktor jenis tertentu. Energi listrik dapat disimpan sebagai energi *medan elektrostatik* yang merupakan energi yang berkaitan dengan medan listrik yang dihasilkan oleh terakumulasinya muatan elektron pada pelat-pelat kapasitor. Energi medan listrik ekivalen dengan energi medan elektromagnetik yang sama dengan energi yang berkaitan dengan medan magnet yang timbul akibat aliran elektron melalui kumparan induksi.

#### 1.4.3 Energi Elektromagnetik

Energi elektromagnetik merupakan bentuk energi yang berkaitan dengan radiasi elektromagnetik. Energi radiasi dinyatakan dalam satuan energi yang sangat kecil, yakni elektron volt (eV) atau mega elektrovolt (MeV), yang juga digunakan dalam evaluasi energi nuklir.

Radiasi elektromagnetik merupakan bentuk energi murni dan tidak berkaitan dengan massa. Radiasi ini merupakan energi transmisi yang bergerak dengan kecepatan cahaya,  $c$ , di mana besarnya adalah:

$$E = \frac{h.c}{\lambda} = h.v$$

1.1

di mana  $E$  = energi transmisi (joule)

$H$  = konstanta plank ( $6,626 \times 10^{-34}$  J.s)

$v$  = frekuensi ( $s^{-1}$ )

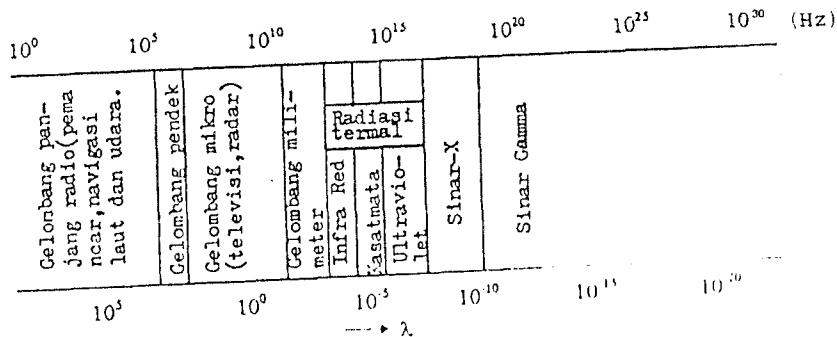
$\lambda$  = panjang gelombang (m)

Energi transmisi semakin besar atau semakin energetik apabila panjang gelombangnya semakin pendek dan frekuensinya semakin tinggi. Sumber radiasi atau panjang gelombang radiasi elektromagnetik dibagi atas beberapa kelas di mana radiasi sinar gamma ( $\gamma$ ) merupakan jenis radiasi yang paling paling energetik dari energi elektromagnetik. Sinar X dihasilkan oleh keluar orbitnya elektron.

Radiasi termal adalah radiasi elektromagnetik yang timbul akibat getaran atom. Kelompok energi elektromagnetik ini sangat besar, termasuk radiasi ultraviolet atau radiasi temperatur tinggi dan kelompok kecil radiasi tembus pandang serta kelompok radiasi temperatur rendah atau sinar inframerah.

Radiasi gelombang millimeter dan gelombang mikro adalah bentuk energi berikutnya dari jenis radiasi elektromagnetik, digunakan untuk radar serta *microwave-cookers*.

Bentuk terakhir dari radiasi elektromagnetik adalah radiasi gelombang radio. Spektrum gelombang elektromagnetik ditunjukkan melalui Gambar 1.1.



Gambar 1.1 Spektrum gelombang elektromagnetik

#### 1.4.4 Energi Kimia

Energi kimia merupakan energi yang keluar sebagai hasil interaksi elektron di mana dua atau lebih atom/molekul berkombinasi sehingga menghasilkan senyawa kimia yang stabil. Energi kimia hanya dapat terjadi dalam bentuk energi tersimpan. Bila energi dilepas dalam suatu reaksi maka reaksinya disebut *reaksi eksotermis* yang dinyatakan dalam kJ, Btu, atau kkal. Bila energi dalam reaksi kimia terserap maka disebut dengan *reaksi endotermis*. Sumber energi bahan bakar yang sangat penting bagi manusia adalah reaksi kimia eksotermis yang pada umumnya disebut *reaksi pembakaran*. Reaksi pembakaran melibatkan oksidasi dari bahan bakar fosil.

#### 1.4.5 Energi Nuklir

Energi nuklir adalah energi dalam bentuk tersimpan yang dapat dilepas akibat interaksi partikel dengan atau di dalam inti atom. Energi ini dilepas sebagai hasil usaha partikel-partikel untuk memperoleh kondisi yang lebih stabil. Satuan yang digunakan adalah *juta elektron reaksi*. Pada reaksi nuklir dapat terjadi peluruhan radioaktif, fisi, dan fusi.

#### 1.4.6 Energi Termal

Energi termal merupakan bentuk energi dasar, yaitu semua energi yang dapat dikonversi secara penuh menjadi energi panas. Sebaliknya, pengonversian dari energi termal ke energi lain dibatasi oleh Hukum Thermodinamika II. Bentuk energi transisi dan energi termal adalah energi panas, dapat pula dalam bentuk energi tersimpan sebagai *kalor latent* atau *kalor sensibel* yang berupa entalpi.

### 1.5 SUMBER ENERGI

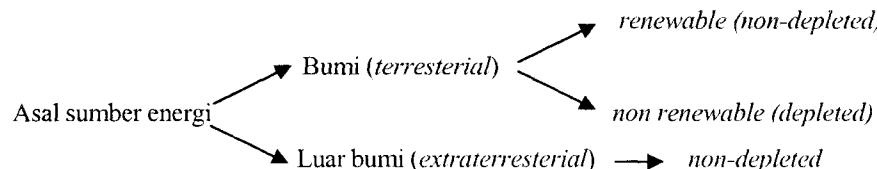
Berdasar sumbernya, energi dapat dibedakan menjadi energi yang berasal dari bumi (*terrestrial*) dan yang berasal dari luar bumi (*extraterrestrial*). Sumber energi juga dapat diklasifikasikan berdasarkan sifatnya.

Sumber energi dari bumi dikategorikan menjadi jenis *renewable* atau *non-depleted* dan *nonrenewable* atau *depleted energy*. Sumber energi yang *renewable* atau dapat didaur ulang, misalnya energi kayu, biomassa, biogas. Sumber energi dari luar bumi, misalnya energi surya dan energi sinar kosmis yang sifatnya tidak habis atau *non-depleted energy resources*. Sedang

sumber energi seperti minyak bumi, batubara dan gas alam adalah sumber energi yang bersifat tidak dapat diperbarui atau dapat habis.

### 1.5.1 Asal Sumber Energi

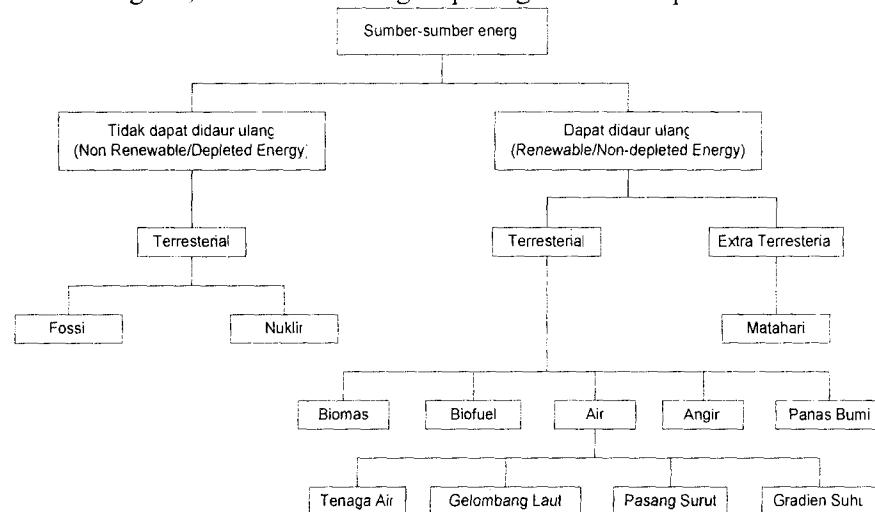
Asal dan sifat sumber energi dapat diskemakan seperti Gambar 1.2.



Gambar 1.2 Klasifikasi sumber energi berdasarkan asal energi

### 1.5.2 Sifat Sumber Energi

Secara diagram, sifat sumber energi dapat digambarkan seperti Gambar 1.3.



Gambar 1.3 Klasifikasi sumber energi berdasarkan sifat energi

#### 1.5.2.1 Sumber Energi yang Tidak Dapat Didaur Ulang

Sumber-sumber energi yang dapat habis dan tidak dapat didaur ulang (*Depleted/Non Renewable Energy Resources*) yang berasal dari bumi (*terrestrial*) adalah sumber energi konvensional yang pada umumnya

### Pendahuluan

merupakan energi tambang atau energi fosil yang berasal dari perut bumi, seperti minyak, gas, batu bara dan energi nuklir.

**Sumber energi fosil.** Bahan bakar minyak, khususnya, akan segera habis, paling lambat akhir Abad XXI. Gas alam diprediksi para ahli akan habis lebih kurang 100 tahun lagi, sedang cadangan batubara akan habis lebih kurang 200 sampai dengan 300 tahun yang akan datang. Ketiga jenis bahan bakar fosil tersebut dikategorikan sebagai energi yang kurang akrab lingkungan karena kadar polusinya cukup tinggi. Kadar CO<sub>2</sub> semakin meningkat di tahun-tahun terakhir ini, menyebabkan suhu udara meningkat, mengakibatkan sebagian es di kutub mencair dan tinggi permukaan air laut terus meningkat yang lambat laun akan mengakibatkan banjir besar di kota-kota yang berada di tepi pantai di seluruh dunia.

Sumber energi fosil, khususnya minyak, di samping jumlahnya terbatas, memerlukan waktu pembentukan sampai ratusan juta tahun. Untuk itu pemgunaannya harus dialihkan ke sumber energi yang terbarukan.

**Sumber energi nuklir.** Sumber energi ini merupakan sumber energi hasil tambang yang lain, yang dapat dibudidayakan melalui proses fisi dan fusi. Energi nuklir, meskipun bersih, mengandung risiko bahaya radiasi yang mematikan sehingga pengolahannya harus ekstra hati-hati, di samping memerlukan modal yang besar untuk investasi awalnya.

#### 1.5.2.2 Sumber Energi yang Dapat Didaur Ulang

Dibedakan sumber energi yang dapat didaur ulang (*Renewable*) seperti biomassa, *biofuel*, kayu bakar, dan sumber energi yang tidak habis-habisnya sepanjang masa (*Non-Depleted Energy Resources*) seperti sumber energi panas bumi yang berasal dari perut bumi (*terrestrial*). Yang dari luar bumi (*extra-terrestrial*) adalah energi matahari yang dimanfaatkan secara langsung (*photovoltaic*) dan secara tidak langsung (*radiation energy, thermal energy*).

Sumber-sumber energi ini mempunyai sifat pembentukan yang lebih singkat, bahkan banyak yang sudah tersedia di alam dan tidak merusak lingkungan.

**Biomassa** adalah proses daur ulang pada tumbuhan melalui fotosintesis di mana energi surya memegang peranan. Daun menyerap energi surya untuk proses pertumbuhannya dan mengeluarkan gas CO<sub>2</sub>. Pada tumbuh-tumbuhan, energi surya diproses menjadi energi kimia sebagai

energi dalam bentuk tersimpan. Tumbuh-tumbuhan tersebut akan mengeluarkan energi tersimpannya pada proses pengeringan maupun saat dibakar langsung, dan dapat pula melalui berbagai proses untuk menghasilkan bahan bakar yang cukup potensial seperti etanol, metana, atau gas lain, bahan bakar dalam bentuk cair (minyak nabati). Nilai kalor bakar dari tumbuh-tumbuhan kering dapat mencapai 4800 kkal/kg. Konversi dari biomassa menjadi bahan bakar dapat melalui:

1. Proses pirolisa,
  2. Proses hidrogasifikasi,
  3. Proses hidrogenisasi,
  4. Proses distilasi distruktif, dan
  5. Proses hidrolisa asam.

**Biofuel** adalah bahan bakar perantara yang terbentuk dari material organik umpan kimiawi (*chemical feedstock*) sebagai transformasi proses melalui radiasi surya secara fotosintesis untuk menghasilkan biogas, etanol cair, biodiesel dan *charcoal solid* (arang bakar padat).

**Biogas** adalah sumber energi yang bersih dan murah, diproduksi dari kotoran binatang melalui proses anaerobik yang merupakan kegiatan mikrobial *organism*. Gas yang terjadi mengandung 70 persen metana.

Suatu sistem gas bio terdiri dari:

1. Tangki pencampur,
  2. Pencerna (*digester*),
  3. Tanki penyimpan gas,
  4. Pembakar gas, dan
  5. Kotoran hewan sebagai bahan baku.

Adapun proses terjadinya gas bio adalah sebagai berikut: Kotoran binatang (lembu/babi) dicampur dengan air, dimasukkan ke dalam tangki pencampur, diaduk sampai rata hingga membentuk lumpur kotoran yang biasa disebut *slurry* yang kemudian dimasukkan ke dalam digester untuk menghasilkan gas bio. Gas yang terjadi dikumpulkan dan disimpan dalam tangki penyimpan gas. Suatu estimasi kasar memberikan gambaran bahwa untuk kebutuhan masak-memasak dengan gas bio untuk konsumsi 30 orang

memerlukan 30 m<sup>3</sup> gas per hari dengan kebutuhan kotoran binatang/ternak seberat 200 kg, yang dihasilkan lebih kurang 40 ekor ternak atau lembu.

Biofuel dapat berupa *biodisel* dan *bioetanol*. Biodiesel didefinisikan sebagai *monoalkil ester* dari rantai panjang *fatty acid* yang didapat dari sumber terbarukan, untuk digunakan pada motor *compression ignition engines* (mesin diesel). Biodiesel merupakan salah satu bahan bakar yang komposisinya berasal dari komoditas minyak sawit, minyak jarak, minyak kelapa atau minyak kedelai. Terhadap minyak tersebut dilakukan reaksi transesterifikasi untuk memurnikannya. Biofuel berupa *bioetanol* yang berasal dari singkong dan umbi-umbian. Pati yang dikandung bahan-bahan tersebut diekstrak kandungan minyaknya melalui proses fermentasi yang menghasilkan etanol. Bioetanol dapat menggantikan bensin sebagai bahan bakar motor *spark ignition engines* (motor bensin).

Air adalah sumber energi yang dapat didaur ulang yang dapat dibedakan menurut tenaga air (*hydropower*). Suatu energi air penggerak listrik bergantung kepada energi potensial air pada suatu ketinggian tertentu. Energi potensial air dikonversi menjadi energi mekanis melalui sebuah turbin untuk kemudian dikonversi ke bentuk energi listrik melalui generator listrik. Daya keluaran dari pusat listrik tenaga air bergantung dari aliran massa air yang mengalir dan tinggi jatuhnya air. Energi air bergerak terdapat di tempat-tempat yang curah hujannya tinggi. Indonesia memiliki potensi tenaga air yang cukup besar. Penggunaan potensi tenaga air skala kecil dan menengah mulai dikembangkan dan digalakkan akhir-akhir ini untuk menghasilkan pusat listrik tenaga mini dan mikrohidro di daerah-daerah yang potensi sumber energi airnya tidak terlalu besar. Hal seperti ini banyak dilakukan di negara-negara yang sedang berkembang, termasuk Indonesia. Sumber energi air dapat digolongkan sebagai bagian dari sumber energi matahari mengingat keberadaannya berasal dari proses penguapan air laut melalui radiasi sinar matahari yang kemudian berakumulasi menjadi gumpalan awan tebal yang mengandung uap air untuk kemudian berubah menjadi hujan, ditampung melalui bendungan-bendungan sebagai sumber energi air yang berpotensi tinggi.

**Energi gelombang laut** merupakan sumber energi yang berasal dari gelombang laut yang dikonversi melalui sistem mekanisme torak yang bekerja maju-mundur mengikuti irama gerak gelombang laut. Beberapa sistem energi gelombang laut sedang dikembangkan dan akan dijelaskan pada Sub-bab 7.6 secara lebih detail.

**Energi pasang-surut** adalah sumber energi laut pada daerah-daerah tertentu di belahan dunia ini di mana pasang-surut air laut lebih dari 10 meter. Selisih ketinggian tersebut cukup potensial untuk menggerakkan turbin air berskala besar dengan tinggi jatuh rendah tetapi dapat menghasilkan tenaga listrik dengan daya besar sampai ratusan megawatt. Di negara-negara dengan potensi tenaga pasang-surut yang besar, air laut pada waktu pasang dapat dibendung melalui pantai yang berbentuk alamiah. Pintu-pintu bendungan dibangun untuk menutup air laut pada waktu air sedang pasang. Air laut kemudian dialirkan kembali ke laut pada waktu air surut melalui terowongan air yang dibuat untuk menggerakkan turbin dan generator listrik sehingga baik pada waktu pasang maupun surut dapat menggerakkan turbin secara terus-menerus sepanjang hari.

**Energi gradien suhu** adalah sumber energi yang berasal dari perbedaan suhu air laut di permukaan laut dan pada kedalaman tertentu, yang dapat dimanfaatkan untuk menghasilkan sistem konversi energi. Gradien suhu air laut yang dikenal dengan OTEC (*Ocean Thermal Energy Conversion*) dapat dilaksanakan baik dengan sistem terbuka maupun dengan sistem tertutup. Pada sistem terbuka, fluida air laut dengan suhu 30° di-expansikan melalui turbin bertekanan sangat rendah untuk menghasilkan tenaga listrik, sedangkan uap air dikondensasikan untuk konsumsi air minum. Jadi pada sistem ini akan diperoleh dua manfaat sekaligus, yakni energi listrik dan produk air bersih untuk konsumsi air minum.

Sistem tertutup menggunakan media kerja dari bahan amonia, butana, etana, propana, SO<sub>2</sub> cair, dan bahan pendingin chlorofluoro carbon (CFC), sedang untuk sistem kerjanya memanfaatkan proses rankine. Teknik energi gradien suhu memanfaatkan perbedaan suhu antara permukaan air laut sehingga energi radiasi matahari yang melalui permukaan air laut memegang peran penting. Energi gradien suhu air laut dapat dikatakan sebagai bagian dari sumber energi matahari karena matahari lah yang memanasai permukaan air laut, mencairkan es kutub, dan mengalir ke dasar laut pada suhu dingin 0°C sampai dengan 5°C.

**Energi angin** merupakan sumber energi yang juga dapat dikatakan berasal dari energi matahari melalui radiasi panas matahari di permukaan bumi yang berbeda-beda sehingga menimbulkan perbedaan temperatur dan rapat massa udara di permukaan bumi yang mengakibatkan terjadinya perbedaan tekanan hingga kemudian menjadi aliran udara. Aliran udara tersebut dapat diperecepat dengan adanya perputaran bumi pada porosnya dengan kecepatan putar konstan.

**Energi panas bumi** merupakan sumber energi yang tidak habis-habisnya sepanjang zaman selama tata surya ini berfungsi normal sesuai peredarnya. Energi panas bumi merupakan energi terrestrial yang berlimpah adanya dan dapat dimanfaatkan sebagai pembangkit listrik tenaga panas bumi. Secara alami temperatur bumi akan meningkat 30°C untuk setiap kedalaman 1 kilometer, terkecuali yang dekat dengan gunung berapi aktif, di mana aliran magma yang panas dapat muncul ke permukaan bumi dengan panas yang dapat mencapai 250°C. Pada kedalaman 25 km dari permukaan bumi, temperatur dapat mencapai sekitar 750°C. Secara ekonomis kedalaman yang ideal untuk eksplorasi sumber panas bumi adalah kurang dari 10 km dengan temperatur kerja 150°-300°C. Selain digunakan sebagai sumber energi pembangkit tenaga listrik, energi panas bumi juga dapat dimanfaatkan sebagai pemanas kolam air untuk proses pengobatan tradisional, pemanas ruangan rumah tangga, proses pemanasan bahan pulp untuk pabrik kertas, untuk pengering *diatomite* di Iceland, proses produksi kimia untuk es kering dan kalsium klorida serta produk borax. Secara estimasi, panas yang dapat dimanfaatkan dari sumber energi panas bumi yang berada pada kurang lebih 10 km dari permukaan bumi mampu memberikan energi panas untuk satu juta sistem energi panas bumi yang masing-masing mempunyai kapasitas produksi 200 MW selama 10.000 tahun. Di Indonesia beberapa sumber energi panas bumi telah dimanfaatkan, seperti di daerah Kamojang, Jawa Barat, dengan kapasitas 150 MW.

**Energi surya** adalah sumber energi yang melimpah-ruah adanya, bersih, bebas polusi dan tidak akan habis sepanjang masa, merupakan *extra terrestrial energy* yang dapat dimanfaatkan melalui konversi langsung, seperti pada fotovoltaik dan secara tidak langsung melalui pusat listrik tenaga termal surya.

Di samping itu energi surya juga dapat dimanfaatkan untuk:

1. Pemanas air untuk keperluan domestik, secara komersial maupun industri.
2. Pemanas udara untuk pemanas ruangan dan pengering biji tumbuhan-tumbuhan.
3. Destilasi air laut untuk air minum.
4. Untuk pemompaan air.
5. Penggerak *air conditioning, refrigerator*, ataupun *chiller*.

Saat ini sudah banyak produk yang memanfaatkan baik secara tidak langsung energi termal surya, maupun yang langsung dengan fotovoltaik, terutama di negara-negara maju seperti Jepang, Amerika, Perancis, dan Jerman. Di Indonesia, yang mendapat sinar matahari sepanjang tahun, sudah banyak dilakukan penelitian dan penerapan pemanfaatan energi surya, terutama untuk keperluan pengeringan.

## 1.6 KLASIFIKASI MESIN KONVERSI ENERGI

Mesin konversi energi secara sederhana dapat diklasifikasi menjadi dua, yaitu:

1. Mesin Konversi Energi Konvensional,
2. Mesin Konversi Energi Non-Konvensional.

Mesin konversi energi konvensional umumnya menggunakan sumber energi konvensional yang tidak terbarui, terkecuali turbin tenaga hidro, dan umumnya dapat diklasifikasikan sebagai motor pembakaran dalam, motor pembakaran luar, mesin fluida dan mesin pendingin dan mesin pengondisioner udara.

Mesin konversi energi non-konvensional umumnya menggunakan energi yang dapat diperbarui, kecuali mesin konversi energi berbahan bakar nuklir.

## 1.7 HUKUM-HUKUM YANG BERKAITAN

### 1.7.1 Hukum Termodinamika Pertama

Energi itu lestari. Energi tidak dapat diciptakan dan tidak dapat dimusnahkan tetapi dapat dikonversi dari bentuk satu ke bentuk lainnya adalah ideia Hukum Termodinamika Pertama.

### 1.7.2 Hukum Termodinamika Kedua

Kelvin - Plank Statement:

*It is impossible to construct an engine that operating continuously, will produce no effect other than the extraction of heat from a single reservoir and performance of an equipment amount of work*

Clausius Statement:

*It is impossible to construct a device that operating continuously, will produce no effect other than transfer of heat from a cooler to a hotter body.*

### 1.7.3 Hukum Termodinamika Ketiga

Nernst statement:

*It is impossible by any procedure no matter how idealized, to reduce any system to absolute zero of temperature in a finite number of operation.*

## 1.8 HUKUM KEKEKALAN GERAK

### 1.8.1 Hukum Kekekalan Gerak I (Perpetual Motion I)

*A hypothetical machine that creates its own energy.*

### 1.8.2 Hukum Kekekalan Gerak II (Perpetual Motion II)

*The continual operation of machine that utilized the heat extracted from a single heat reservoir.*

### 1.8.3 Hukum Kekekalan Gerak III (Perpetual Motion III)

*In the absence of dissipation, a device could be kept in countinual motion without violating either of the two laws of thermodynamics because such a proses does not involve heat and work.*

## 1.9 BERBAGAI DIMENSI DAN SATUAN

Berbagai persoalan kerekayasaan diselesaikan untuk menjawab pertanyaan-pertanyaan spesifik, dan jawaban itu tentu melibatkan aneka satuan. Sehubungan dengan itu adalah sesuai bila disajikan review singkat tentang berbagai dimensi dan satuan.

Mengacu pada besaran-besaran fisis, panjang, waktu, massa, dan temperatur adalah sebagai besaran dimensi. Dalam bentuk berbagai sistem dimensi tertentu, semua besaran yang dapat diukur dapat di-subgolongkan dalam dua kelompok: besaran primer dan besaran sekunder. Mengacu pada kelompok kecil dari berbagai dimensi, dari semua besaran dalam kelompok tersebut dapat dibentuk menjadi besaran

primer. Besaran primer adalah besaran yang untuknya ditetapkan sebarang skala ukuran; besaran sekunder adalah semua besaran yang dimensi-dimensinya dapat dinyatakan dalam suku-suku berbagai dimensi besaran primer.

Berbagai satuan adalah sebarang nama-nama (dan besar) yang ditetapkan pada berbagai dimensi primer yang diambil sebagai untuk pengukuran. Sebagai contoh, dimensi primer panjang dapat diukur dalam satuan *meter*, *feet*, *yard*, atau *mile*. Satuan panjang tersebut dihubungkan antara satu dengan yang lain melalui satuan faktor konversi ( $1 \text{ mile} = 5280 \text{ feet}$  =  $1609 \text{ meter}$ ).

### 1.9.1 Berbagai Sistem Dimensi

Setiap persamaan yang valid yang menghubungkan besaran-besaran fisis harus homogen secara dimensional; setiap suku dalam persamaan harus memiliki dimensi yang sama. Dikenal bahwa Hukum Newton Kedua ( $F=ma$ ) menghubungkan empat dimensi, yaitu  $F$ ,  $M$ ,  $L$ , dan  $t$ . Jadi gaya dan massa keduanya tidak dapat dipilih sebagai dimensi primer tanpa memperkenalkan konstanta kesebandingan yang mempunyai berbagai dimensi (dan berbagai satuan).

Panjang dan waktu adalah dimensi primer dalam semua sistem dimensi yang umum dipakai. Dalam berbagai sistem, massa diambil sebagai dimensi primer. Dalam sistem yang lain, gaya dipilih sebagai dimensi primer. Suatu sistem ketiga memilih gaya dan massa sebagai dimensi primer. Jadi terdapat tiga sistem dimensi dasar, yang berhubungan dengan perbedaan cara menentukan dimensi primer:

- Massa [M], panjang [L], waktu [t], temperatur [T]
- Gaya [F], panjang [L], waktu [t], temperatur [T]
- Gaya [F], massa [M], waktu [t], temperatur [T]

Dalam sistem *a*, gaya [F] adalah dimensi sekunder dan konstanta kesebandingan dalam Hukum Newton Kedua adalah takberdimensi. Dalam sistem *b*, massa [M] adalah dimensi sekunder, dan konstanta kesebandingan dalam Hukum Newton Kedua adalah takberdimensi. Dalam sistem *c*, gaya [F] dan massa [M], keduanya telah dipilih sebagai dimensi primer. Dimensi  $g_c$  haruslah [ $\text{ML/Ft}^2$ ] agar persamaan menjadi

homogen secara dimensional. Jadi nilai numerik konstanta kesebandingan bergantung pada satuan ukuran yang dipilih untuk tiap besaran primer.

### 1.9.2 Berbagai Sistem Satuan

Terdapat lebih dari satu cara untuk memilih satuan ukuran untuk tiap dimensi primer. Yang disajikan di sini hanyalah berbagai sistem satuan kerekayasaan yang lebih umum untuk setiap sistem dimensi dasar.

#### a. ML<sub>t</sub>T

SI, yang merupakan singkatan *Système International d'Unités*, adalah suatu perluasan dan penyempurnaan dari sistem metrik tradisional. Lebih dari 30 negara telah menyatakan hanya sistem ini yang menjadi sistem yang secara legal diterima.

Dalam sistem satuan SI, satuan massa adalah kilogram (kg), satuan panjang adalah meter (m), satuan waktu adalah detik (second, s), dan satuan temperatur adalah *derajat kelvin* (K). Gaya adalah dimensi sekunder, dan satuannya *newton* (N), didefinisikan dari Hukum Newton Kedua sebagai:

$$1 \text{ N} \equiv 1 \text{ kg.m/s}^2$$

1.2

Dalam sistem satuan *metric absolut*, satuan massa adalah gram, satuan panjang adalah *centimeter*, satuan waktu adalah detik (second), dan satuan temperatur adalah derajat Kelvin. Karena gaya adalah dimensi sekunder, satuan gaya, *dyne*, didefinisikan dari Hukum Newton Kedua sebagai:

$$1 \text{ dyne} \equiv 1 \text{ g.cm/s}^2$$

1.3

#### b. FL<sub>t</sub>T

Dalam sistem satuan *British Gravitational*, satuan gaya adalah *pound* (lbf), satuan panjang adalah *foot* (ft), satuan waktu adalah detik (second, s), dan satuan temperatur adalah *derajat rankine* (°R). Karena massa adalah dimensi sekunder, satuan massa, *slug*, didefinisikan dalam suku-suku dari Hukum Newton Kedua sebagai:

$$1 \text{ slug} \cdot 1 \text{lbf.s}^2/\text{ft}^2$$

1.4

**c. FMLtT**

Dalam sistem satuan *English Engineering*, satuan gaya adalah pound-gaya (*pound force*, lbf), satuan massa adalah pound-massa (*pound mass*, lbm), satuan panjang adalah *foot*, satuan waktu adalah detik (*second*, s), dan satuan temperatur adalah *derajat rankine*. Karena gaya dan massa keduanya dipilih sebagai dimensi primer, Hukum Newton Kedua ditulis sebagai:

$$\bar{F} = \frac{m\ddot{a}}{g_c} \quad 1.5$$

Suatu gaya satu pound (1 lbf) adalah gaya yang memberikan percepatan satu pound massa (1 lbm) sama terhadap percepatan gravitasi standar pada bumi,  $32,2 \text{ ft/s}^2$ . Dari Hukum Newton Kedua dapat dilihat bahwa:

$$1 \text{ lbf} \equiv \frac{1 \text{ lbm} \times 32,2 \text{ ft/s}^2}{g_c} \quad 1.6$$

atau

$$g_c \equiv 32,2 \text{ ft.lbm/(lbf.s}^2\text{)} \quad 1.7$$

Konstanta kesebandingan,  $g_c$ , memiliki berbagai dimensi dan berbagai satuan. Dimensi-dimensi muncul karena gaya dan massa dipilih sebagai dimensi primer. Satuan-satuan (dan nilai numerik) adalah suatu konsekuensi dari dipilihnya standar-standar pengukuran.

Karena gaya 1 lbf mempercepat 1 lbm pada  $32,2 \text{ ft/s}^2$ , gaya ini akan mempercepat 32,2 lbm pada 1 ft/s<sup>2</sup>. Satu *slug* juga dipercepat pada 1 ft/s<sup>2</sup> oleh gaya 1 lbf sehingga:

$$1 \text{ slug} \equiv 32,2 \text{ lbf} \quad 1.8$$

Dalam sistem satuan MKS, gaya bersatuan kilogram-gaya (*kilogram force*, kgf). Gaya ini mempercepat massa 1 kilogram sebesar percepatan gravitasi standar pada bumi  $9,81 \text{ m/s}^2$ . Dari Hukum Newton Kedua dapat dilihat bahwa:

$$1 \text{ kgf} \equiv \frac{1 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2}{g_c} \quad 1.9$$

atau

$$g_c \equiv 9,81 \text{ kg.m/(kgf.s}^2\text{)} \quad 1.10$$

Konstanta kesebandingan,  $g_c$ , dalam sistem satuan ini memiliki berbagai dimensi dan berbagai satuan. Karena gaya 1kgf mempercepat 1 kg pada  $9,81 \text{ m/s}^2$  maka diperlukan gaya 9,81 N untuk mempercepat 1 kg pada  $9,81 \text{ m/s}^2$  sehingga:

$$1 \text{ kgf} \equiv 9,81 \text{ N} \quad 1.11$$

Pada Tabel 1 dalam lampiran disajikan berbagai sistem satuan mekanis, sedang pada Tabel 2 dalam lampiran disajikan berbagai sistem satuan mekanika dan berbagai ekivalensi dimensionalnya.

**Contoh 1.1**

Massa jenis air raksa diberikan sebesar  $26,3 \text{ slug/ft}^3$ . Hitung berat jenisnya dalam lbf/ft<sup>3</sup> di bumi dan di bulan (percepatan gravitasi di bulan adalah  $5,47 \text{ ft/s}^2$ ). Hitung volume jenisnya dalam  $\text{m}^3/\text{kg}$  dan *specific gravity*-nya!

**Penyelesaian:**

Definisi berat jenis, volume jenis, dan *specific gravity* adalah:

$$\text{Berat jenis}, \gamma = \frac{\text{berat}}{\text{volume}} = \rho g$$

$$\text{Volume jenis}, v = \frac{1}{\rho}$$

$$\text{Spesific gravity, SG} = \frac{\rho}{\rho_{H_2O}} = \frac{\gamma}{\gamma_{H_2O}}$$

$$\text{dengan } \rho_{H_2O} = 1,94 \text{ slug/ft}^3$$

Berat jenis:

$$\gamma_{\text{bumi}} = \rho g_{\text{bumi}} = \frac{26,3 \text{ slug}}{\text{ft}^3} \times \frac{32,2 \text{ ft}}{\text{s}^2} \times \frac{\text{lbf.s}^2}{\text{slug.ft}} = 847 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^3}$$

$$\gamma_{\text{bulan}} = \rho g_{\text{bulan}} = \frac{26,3 \text{ slug}}{\text{ft}^3} \times \frac{5,47 \text{ ft}}{\text{s}^2} \times \frac{\text{lbf.s}^2}{\text{slug.ft}} = 144 \frac{\text{lbf}}{\text{ft}^3}$$



Volume jenis:

$$v = \frac{1}{\rho} = \frac{\text{ft}^3}{26,3 \text{slug}} \times \frac{(0,3048 \text{m})^3}{\text{ft}^3} \times \frac{\text{slug}}{32,2 \text{lbm}} \times \frac{\text{lbm}}{0,4536 \text{kg}}$$

$$= 7,37 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Specific gravity:

$$SG = \frac{\rho}{\rho_{H_2O}} = \frac{26,3 \text{slug}}{\text{ft}^3} \times \frac{\text{ft}^3}{1,94 \text{slug}} = 13,6$$

## 1.10 PERTANYAAN DAN LATIHAN SOAL

1. Jelaskan pengertian energi dan apakah perbedaannya dengan availability?
2. Sebutkan macam-macam energi dan jelaskan dengan singkat pengertiannya!
3. Sebutkan asal sumber energi dan bagaimanakah sifat-sifat sumber energi tersebut?
4. Bagaimanakah mesin-mesin konversi energi dapat diklasifikasikan?
5. Untuk tiap besaran yang didaftar berikut, tunjukkan dimensinya dengan menggunakan sistem dimensi MLtT, dan berikan satuan-satuan dalam SI dan English:
 

a. Tenaga	d. Tekanan
b. Energi	e. Kecepatan anguler
c. Momentum	f. Panas jenis
6. Satuan tekanan dalam sistem SI adalah *pascal* (Pa). Berapa *pound* per inci kuadrat (Psi) tekanan yang besarnya 1 Pa?

## DAFTAR PUSTAKA

1. Edy, Jasmid. "Energi Terbarukan, Suatu Keniscayaan", *Majalah Teknologi dan Energi*, STT-PLN Jakarta, Vol. 6, No. 2, April, 2006.
2. El-Wakil, M. M. *Powerplant Technology*, McGraw-Hill Book Co., 1985.
3. Fox, Robert W., and McDonald, Alan T., *Introducion to Fluid Mechanics*, 6<sup>th</sup> ed, John Wiley and Sons, New York, 2004.
4. Hislop, Drummond, *Energy Options*, Intermediate Technology Publications, London, 1992.
5. Krenz, Jerrold H., *Energy Conversion and Utilization*, Allyn And Bacon, Inc., Boston, 1976.
6. Pudjanarsa, A., Nursuhud, D. Diktat: Mesin Konversi Energi, Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, 2004.
7. Twidell, John, Weir, Tony. *Renewable Energy Resources*, E&F.N.SPON, London, 1990

-oo0oo-

## **BAB 2**

### **PENGULANGAN SINGKAT TERMODINAMIKA DAN MEKANIKA FLUIDA**

#### **2.1 HUKUM TERMODINAMIKA PERTAMA**

Hukum Termodinamika Pertama menyatakan bahwa energi itu lestari. Energi tidak dapat diciptakan dan tidak dapat dimusnahkan, disebut juga Hukum Kekekalan Energi. Walaupun energi terdapat dalam berbagai bentuk, jumlah energi total adalah konstan, dan bila energi hilang dalam satu bentuk, energi ini timbul dalam bentuk yang lain secara bersama-sama. Dalam bentuk dasar, hukum pertama mensyaratkan:

$$\Delta(\text{Energi sistem}) + \Delta(\text{Energi sekeliling}) = 0 \quad 2.1$$

#### **2.2 KESETIMBANGAN ENERGI UNTUK SISTEM TERTUTUP**

Pada sistem tertutup tidak ada massa yang melintasi batas sistem sehingga tidak ada energi dalam yang dipindahkan melintasi batas sistem. Pertukaran energi antara sistem tertutup dengan sekelilingnya adalah berupa panas dan kerja, dan perubahan energi total dari sekeliling sama dengan jumlah bersih energi yang dipindahkan ke atau dari sekeliling tersebut sebagai panas ( $Q$ ) dan kerja ( $W$ ) sehingga bentuk hukum pertama menjadi:

$$\Delta(\text{Energi dari sekeliling}) = \pm Q \pm W$$

Tanda “ $\Delta$ ” adalah perubahan tertentu yang kecil. Bila tanda positif diberikan pada panas dan kerja yang dipindahkan ke sistem dari sekeliling, maka:

$$\Delta(\text{Energi sekeliling}) = -Q - W$$

dan ini besarnya adalah sama dengan pertambahan energi yang dikandung oleh sistem, sehingga:

$$\Delta(\text{Energi sistem}) = Q + W \quad 2.2$$

Sistem-sistem tertutup seringkali mengalami proses yang perubahan energinya hanyalah energi dalam (U). Untuk proses semacam ini Persamaan (2.2) menjadi:

$$\Delta U = Q + W$$

Di mana U adalah energi dalam total dari sistem. Bila perubahan energinya kecil:

$$dU = dQ + dW \quad 2.3$$

### 2.3 PROSES REVERSIBEL

Suatu proses disebut reversibel bila arah proses tersebut dapat dibalik pada sebarang titik awal oleh suatu perubahan sekecil apapun kondisi-kondisi di luar sistem. Suatu proses areversibel:

- Adalah tanpa gesekan,
- Adalah tidak banyak berubah dari tingkat keadaan kesetimbangan,
- Adalah disebabkan oleh gaya-gaya yang tidak setimbang sekecil apapun besarnya,
- Dapat dibalik ke sebarang titik oleh perubahan kondisi-kondisi di luar yang kecil,
- Bila dibalik, mengikuti jejak lintasan ketika langkah maju, dan kembali ke tingkat keadaan awal sistem dan sekeliling.

### 2.4 PROSES VOLUME KONSTAN DAN PROSES TEKANAN KONSTAN

Suatu kerja mekanis yang reversibel untuk sistem tertutup dituliskan:

$$dW = -P dV \quad 2.4a$$

di mana:

P = tekanan

V = volume

$$W = - \int_{V_1}^{V_2} P dV \quad 2.4b$$

Kombinasi Persamaan (2.3) dan Persamaan (2.4a):

$$dU = dQ - P dV \quad 2.5$$

Persamaan (2.5) adalah persamaan umum hukum pertama untuk proses yang secara mekanis reversibel untuk sistem tertutup.

Bila proses terjadi pada volume konstan, kerja adalah nol. Jadi:

$$dQ = dU \quad 2.6$$

Integrasi Persamaan (2.6) menghasilkan:

$$Q = \Delta U \quad 2.7$$

Dari Persamaan (2.5), penyelesaian untuk Q adalah:

$$dQ = dU + P dV$$

Untuk perubahan tingkat keadaan pada tekanan konstan:

$$dQ = dU + P dV = d(U + PV) \quad 2.8$$

$U + PV$  adalah sifat termodinamika yang disebut *entalpi*. Jadi definisi matematika dari entalpi adalah:

$$H \equiv U + PV \quad 2.9$$

Persamaan (2.8) di atas dapat dituliskan:

$$dQ = dH \quad (P \text{ konstan}) \quad 2.10$$

Integrasinya:

$$Q = \Delta H \quad (P \text{ konstan}) \quad 2.11$$

### 2.5 GAS IDEAL

Gas ideal adalah gas yang interaksi antarmolekulnya kecil. Untuk gas semacam ini faktor kompresibilitasnya, Z, adalah satu. Persamaan tingkat keadaannya dituliskan:

$$PV = RT \quad 2.12$$

di mana R adalah konstanta kesebandingan yang biasa disebut konstanta gas, yang nilainya dapat dilihat pada Tabel 3 dalam lampiran dan T adalah temperatur absolut gas. Untuk gas ideal, energi dalamnya hanya berupa fungsi temperatur saja:

$$U = U(T)$$

Kapasitas panas (*specific heat capacity*) pada volume konstan didefinisikan sebagai:

$$C_V(T) \equiv \frac{dU}{dT} \quad 2.13$$

Jadi untuk gas ideal, kapasitas panas pada volume konstan juga hanya fungsi temperurnya saja:

$$C_V = \frac{dU}{dT} \quad 2.14$$

Dari definisi entalpi, Persamaan (2.9) yang diterapkan pada gas ideal mengarah pada kesimpulan bahwa H juga hanya berupa fungsi temperatur saja:

$$H \equiv U + PV = U(T) + RT = H(T) \quad 2.15$$

Kapasitas panas pada tekanan konstan didefinisikan sebagai:

$$C_P \equiv \left( \frac{\partial H}{\partial T} \right)_P \quad 2.16$$

Karena entalpi gas ideal hanya fungsi temperatur saja maka kapasitas panas pada temperatur konstan juga hanya fungsi temperatur saja:

$$C_P(T) = \frac{dH}{dT} \quad 2.17$$

Suatu hubungan antara  $C_P$  dan  $C_V$  untuk gas ideal dapat diperoleh dari penurunan Persamaan (2.15):

$$C_P = \frac{dH}{dT} = \frac{d}{dT}(U + RT) = C_V + R \quad 2.18$$

Untuk sebarang perubahan tingkat keadaan dari suatu gas ideal, Persamaan (2.14) dapat dituliskan:

$$dU = C_V dT \quad 2.19a$$

Integrasinya:

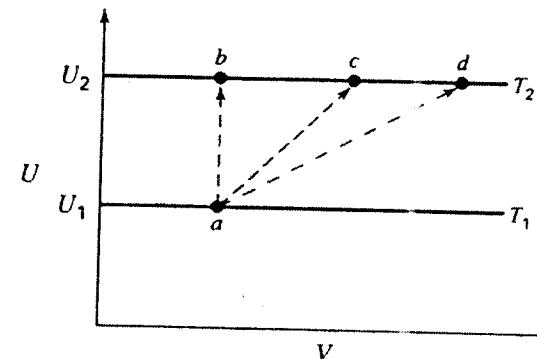
$$\Delta U = \int C_V dT \quad 2.19b$$

Dari Persamaan (2.17):

$$dH = C_P dT \quad 2.20a$$

Integrasinya:

$$\Delta H = \int C_P dT \quad 2.20b$$



Gambar 2.1 Perubahan energi dalam untuk suatu gas ideal

## 2.6 PERSAMAAN UNTUK PERHITUNGAN PROSES GAS IDEAL

Untuk suatu gas ideal dalam sistem tertutup yang mengalami sebarang proses secara mekanis reversibel, Persamaan (2.3) dapat dikombinasikan dengan Persamaan (2.19a):

$$dQ + dW = C_V dT$$

Kombinasi persamaan ini dengan Persamaan (2.4):

$$dQ = C_V dT + P dV \quad 2.21$$

Dari persamaan tingkat keadaan gas ideal,  $P = RT/V$ , dikombinasikan dengan Persamaan (2.21) menjadi:

$$dQ = C_V dT + RT \frac{dV}{V} \quad 2.22$$

Kombinasi Persamaan (2.4) dengan persamaan tingkat keadaan gas ideal:

$$dW = -RT \frac{dV}{V} \quad 2.23$$

Alternatif lainnya, bila  $\gamma = RT / P$ , maka Persamaan (2.21) menjadi:

$$dQ = C_V dT + P \left( \frac{R}{P} dT - \frac{RT}{P^2} dP \right)$$

Dengan Persamaan (2.18) ini menjadi:

$$dQ = C_P dT - RT \frac{dP}{P} \quad 2.24$$

Juga:

$$dW = -R dT + RT \frac{dP}{P} \quad 2.25$$

Yang terakhir, bila  $T = PV / R$ , Persamaan (2.21) menjadi:

$$dQ = C_V \left( \frac{V}{R} dP + \frac{P}{R} dV \right) + P dV$$

Kombinasi persamaan ini dengan Persamaan (2.18) menghasilkan:

$$dQ = \frac{C_V}{R} V dP + \frac{C_P}{R} P dV \quad 2.26$$

Persamaan-persamaan di atas dapat digunakan untuk berbagai proses. Batasan umum yang implisit dalam penurunannya adalah:

- Persamaan-persamaan di atas *valid* untuk gas ideal.
- Prosesnya adalah secara mekanis reversibel.
- Sistemnya tertutup.

### 2.6.1 Proses Isotermal

Dari Persamaan (2.19b) dan Persamaan (2.20b), untuk temperatur konstan:

$$\Delta U = \Delta H$$

Dari Persamaan (2.22) dan Persamaan (2.24):

$$Q = RT \ln \frac{V_2}{V_1} = -RT \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Dari Persamaan (2.23) dan Persamaan (2.25):

$$W = -RT \ln \frac{V_2}{V_1} = RT \ln \frac{P_2}{P_1}$$

Karena temperatur konstan, maka:

$$Q = -W = RT \ln \frac{V_2}{V_1} = -RT \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (T \text{ konstan}) \quad 2.27$$

### 2.6.2 Proses Isobarik

Dari Persamaan (2.19b) dan Persamaan (2.20b):

$$\Delta U = \int C_V dT \quad \text{dan} \quad \Delta H = \int C_P dT$$

dan dengan Persamaan (2.24) dan Persamaan (2.25):

$$Q = C_P dT \quad \text{dan} \quad W = -R(T_2 - T_1)$$

Catat bahwa  $Q = \Delta H$ . Hasilnya juga diberikan oleh Persamaan (2.11) sehingga:

$$Q = \Delta H = \int C_P dT \quad 2.28$$

### 2.6.3 Proses Isochoric (Volume Konstan)

Persamaan (2.19b) dan Persamaan (2.20b) digunakan lagi:

$$\Delta U = \int C_V dT \quad \text{dan} \quad \Delta H = \int C_P dT$$

Dengan Persamaan (2.22) dan Persamaan (2.4b):

$$Q = \int C_V dT \quad \text{dan} \quad W = 0$$

Catat bahwa  $Q = \Delta U$ . Hasilnya juga diberikan oleh Persamaan (2.7) sehingga:

$$Q = \Delta U = \int C_V dT \quad (\nabla \text{ konstan}) \quad 2.29$$

## 2.6.4 Proses Adiabatik: Kapasitas Panas Konstan

Suatu proses adiabatik adalah proses untuk mana antara sistem dengan sekeliling tidak ada perpindahan panas; yaitu  $dQ = 0$ . Masing-masing Persamaan (2.22), (2.24), dan (2.26) selanjutnya dapat ditetapkan sama dengan nol. Integrasi dengan  $C_V$  dan  $C_P$  secara konstan menghasilkan hubungan-hubungan sederhana di antara variabel-variabel  $T$ ,  $P$ , dan  $\nabla$ . Sebagai contoh, Persamaan (2.22) menjadi:

$$\frac{dT}{T} = -\frac{R}{C_V} \frac{d\nabla}{\nabla}$$

Integrasi dengan  $C_V$  konstan menghasilkan:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{\nabla_2}{\nabla_1} \right)^{R/CV}$$

Dengan cara yang sama, Persamaan (2.24) dan Persamaan (2.26) menjadi:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{R/CP} \quad \text{dan} \quad \frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{\nabla_1}{\nabla_2} \right)^{CP/CV}$$

Persamaan-persamaan ini juga dapat dinyatakan sebagai:

$$T\nabla^{k-1} = \text{kons tan} \quad 2.30a$$

$$TP^{(1-k)/k} = \text{kons tan} \quad 2.30b$$

$$PV^k = \text{kons tan} \quad 2.30c$$

Dengan definisi:

$$k \equiv C_P / C_V \quad 2.31$$

Persamaan 2.30(a-c) digunakan untuk suatu gas ideal dengan kapasitas panas konstan yang mengalami proses adiabatik yang secara mekanis reversibel.

Kerja proses adiabatik dapat diperoleh dari hubungan:

$$dW = dU = C_V dT$$

Bila  $C_V$  konstan, integrasinya menghasilkan:

$$W = \Delta U = C_V \Delta T \quad 2.32$$

Bentuk alternatif dari Persamaan (2.32) diperoleh bila  $C_V$  dieleminasi dengan pemakaian perbandingan kapasitas panas,  $k$ :

$$k = \frac{C_P}{C_V} = \frac{C_V + R}{C_V} = 1 + \frac{R}{C_V}$$

atau

$$C_V = \frac{R}{k-1}$$

Sehingga

$$W = C_V \Delta T = \frac{R \Delta T}{k-1}$$

Karena  $R T_1 = P_1 \nabla_1$  dan  $R T_2 = P_2 \nabla_2$ , pernyataan untuk  $W$  di atas dapat ditulis:

$$W = \frac{R T_2 - R T_1}{k-1} = \frac{P_2 \nabla_2 - P_1 \nabla_1}{k-1} \quad 2.33$$

Persamaan (2.32) dan Persamaan (2.33) adalah persamaan umum untuk proses adiabatik, baik itu reversibel atau tidak. Namun  $\nabla_2$  biasanya tidak diketahui dan dieleminasi dari Persamaan (2.31) oleh Persamaan (2.30c), yang hanya berlaku bagi proses yang secara mekanis reversibel. Ini akan menghasilkan pernyataan:

$$W = \frac{P_1 \nabla_1}{k-1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] = \frac{R T_1}{k-1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad 2.34$$

Hasil yang sama dapat diperoleh bila hubungan antara  $P$  dan  $\nabla$  yang diberikan oleh Persamaan (2.30c) digunakan untuk integrasi dari pernyataan  $W = -P d\nabla$ .

Bila digunakan pada gas-gas nyata, Persamaan (2.30) sampai Persamaan (2.34) seringkali menghasilkan pendekatan yang memuaskan, dengan penyimpangan dari idealisasi relatif kecil. Untuk gas-gas monatomik,  $k = 1,67$ ; nilai pendekatan untuk gas-gas diatomik adalah  $k = 1,4$ , dan  $k = 1,3$  untuk gas-gas poliatomik sederhana seperti  $\text{CO}_2$ ,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{NH}_3$ , dan  $\text{CH}_4$ . Sifat-sifat termodinamika yang lain untuk gas-gas umum dapat dilihat pada Tabel 4 dalam lampiran.

## 2.6.5 Proses Politropik

Karena politropik berarti “perwujudan dalam berbagai cara”, proses politropik menjadikan suatu model untuk berbagai penggunaan yang berbeda dengan suatu konstanta,  $\delta$ , yang mendefinisikan sebagai suatu proses untuk mana:

$$P\mathbb{V}^\delta = \text{kons tan} \quad 2.35a$$

Untuk suatu gas ideal, persamaan-persamaan analog dengan Persamaan (2.30a) dan (2.30b) yang telah diturunkan adalah:

$$T\mathbb{V}^{\delta-1} = \text{kons tan} \quad 2.35b$$

$$TP^{(1-\delta)/\delta} = \text{kons tan} \quad 2.35c$$

Bila hubungan antara  $P$  dan  $\mathbb{V}$  diberikan oleh Persamaan (2.35a), evaluasi dari  $\int P d\mathbb{V}$  menghasilkan Persamaan (2.34) dengan  $k$  diganti oleh  $\delta$ :

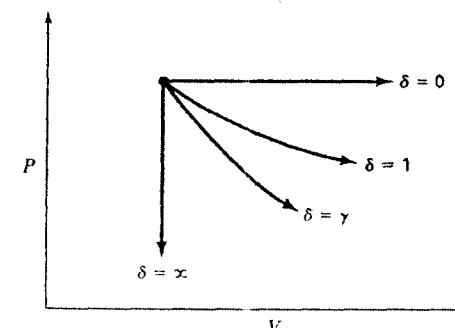
$$W = \frac{R T_1}{\delta - 1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(\delta-1)/\delta} - 1 \right] \quad 3.36$$

Lebih lanjut, untuk kapasitas panas konstan, penyelesaian untuk  $Q$  dari hukum pertama menghasilkan:

$$Q = \frac{(\delta - k) R T_1}{(\delta - 1)(k - 1)} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(\delta-1)/\delta} - 1 \right]$$

Beberapa proses yang berhubungan dengan empat lintasan yang ditunjukkan pada Gambar 2.2 untuk nilai tertentu dari  $\delta$  telah dideskripsikan:

- Proses isobarik: dengan Persamaan (2.35a),  $\delta = 0$
- Proses isotermal: dengan Persamaan (2.35b),  $\delta = 1$
- Proses adiabatik:  $\delta = k$
- Proses *isochoric*: dengan Persamaan (2.35a),  $d\mathbb{V}/dP = \mathbb{V}/P\delta$ , untuk volume konstan,  $\delta = \pm\infty$



Gambar 2.2 Lintasan proses-proses politropik dikarakteristikkan oleh nilai tertentu dari  $\delta$

### Contoh 2.1

Hitung kerja yang dilakukan dalam silinder mesin diesel pada langkah kompresi, bila lintasan tanpa gesekan diasumsikan sebagai  $P\mathbb{V}^{1.4} = \text{konstan}$ , dan volume mengecil dari  $1 \text{ m}^3$  ke  $0,05 \text{ m}^3$ . Tekanan awal dari udara adalah  $101,33 \text{ kPa}$ .

Penyelesaian:

$$\text{Karena } P\mathbb{V}^{1.4} = \text{konstan}$$

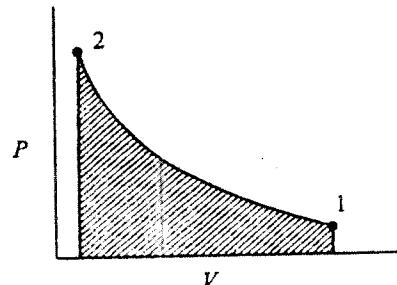
$$P_1 \mathbb{V}_1^{1.4} = P_2 \mathbb{V}_2^{1.4}$$

Dan tekanan setelah kompresi menjadi:

$$\begin{aligned} P_2 &= P_1 \left( \frac{\mathbb{V}_1}{\mathbb{V}_2} \right)^{1.4} \\ &\approx 101,33 \left( \frac{1}{0,05} \right)^{1.4} \\ &6717 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Kerja dihitung dengan mengintegrasikan luasan di bawah lintasan  $P \nabla^{1.4}$  = konstan:

$$W_{12} = -\int_1^2 p dV = -C \int_{V1}^{V2} \nabla^{-1.4} dV = -C \left[ \frac{\nabla^{-0.4}}{-0.4} \right]_{V1}^{V2} = C \left[ \frac{\nabla^{-0.4}}{0.4} \right]_{V1}^{V2}$$



Gambar 2.3 Proses kompresi untuk gas dalam silinder mesin diesel

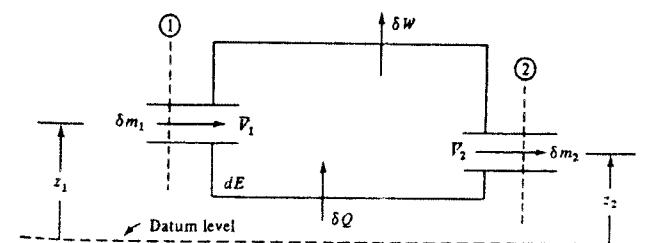
Ketika pensubstitusian batas atas, ambil  $C = P_2 \nabla_2^{1.4}$ , dan batas bawah,  $C = P_1 \nabla_1^{1.4}$

$$\begin{aligned} W_{12} &= \frac{P_2 \nabla_2^{1.4} \nabla_2^{-0.4} - P_1 \nabla_1^{1.4} \nabla_1^{-0.4}}{0.4} = \frac{P_2 \nabla_2 - P_1 \nabla_1}{0.4} \\ &= \frac{(6717 \text{ kPa} \times 0.05 \text{ m}^3 - 101,33 \text{ kPa} \times 1 \text{ m}^3)}{0.4} \frac{1 \text{ kN}}{\text{m}^2 \cdot \text{kPa}} \times \frac{1 \text{ kJ}}{\text{kN} \cdot \text{m}} \\ &= 586,3 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Tanda positif menunjukkan bahwa kerja dilakukan pada sistem untuk tujuan kompresi.

## 2.7 HUKUM TERMODINAMIKA PERTAMA UNTUK SISTEM TERBUKA (VOLUME ATUR)

Suatu sistem disebut terbuka (disebut juga *volume atur*) bila pada batas sistem terbuka (permukaan atur) terdapat aliran fluida yang melintasinya. Gambar 2.4 menunjukkan volume atur. Padanya juga terdapat aliran energi sebagai panas dan kerja yang melintasi permukaan atur.



Gambar 2.4 Volume atur

Hukum pertama untuk sistem terbuka ditulis:

$$\begin{aligned} \delta W + \delta Q + \delta m_1 \left( u_1 + P_1 v_1 + \frac{\nabla_1^2}{2g_c} + \frac{g z_1}{g_c} \right) \\ = \delta m_2 \left( u_2 + P_2 v_2 + \frac{\nabla_2^2}{2g_c} + \frac{g z_2}{g_c} \right) + dE \end{aligned} \quad 2.37$$

di mana  $dE$  adalah perubahan kecil dari energi di dalam sistem.  $Pv$  adalah energi aliran. Di sini  $v$  adalah volume jenis fluida.  $u$  adalah energi dalam jenis, yaitu energi dalam tiap satuan massa,  $u = U/m$ . Bila Persamaan (2.37) dibagi dengan interval waktu yang kecil,  $dt$ , maka menjadi:

$$\begin{aligned} \frac{\delta W}{\delta t} + \frac{\delta Q}{\delta t} + \frac{\delta m_1}{\delta t} \left( u_1 + P_1 v_1 + \frac{\nabla_1^2}{2g_c} + \frac{g z_1}{g_c} \right) \\ = \frac{\delta m_2}{\delta t} \left( u_2 + P_2 v_2 + \frac{\nabla_2^2}{2g_c} + \frac{g z_2}{g_c} \right) + \frac{dE}{dt} \end{aligned}$$

atau

$$\begin{aligned} \dot{W} + \dot{Q} + \dot{m}_1 \left( u_1 + P_1 v_1 + \frac{\nabla_1^2}{2g_c} + \frac{g z_1}{g_c} \right) \\ = \dot{m}_2 \left( u_2 + P_2 v_2 + \frac{\nabla_2^2}{2g_c} + \frac{g z_2}{g_c} \right) + \frac{dE}{dt} \end{aligned} \quad 2.38$$

Suku-suku  $u + Pv$  adalah sama dengan entalpi tiap satuan massa,  $h$ . Jadi Persamaan (2.38) menjadi:

$$\dot{W} + \dot{Q} + \dot{m}_1 \left( h_1 + \frac{\bar{V}_1^2}{2g_c} + \frac{gz_1}{g_c} \right) = \dot{m}_2 \left( h_2 + \frac{\bar{V}_2^2}{2g_c} + \frac{gz_2}{g_c} \right) + \frac{dE}{dt} \quad 2.39$$

Persamaan (2.39) juga seringkali ditulis:

$$\dot{W} + \dot{Q} + \dot{m}_1 (e_1 + P_1 v_1) = \dot{m}_2 (e_2 + P_2 v_2) + \frac{dE}{dt} \quad 2.40$$

di mana:

$$e = u + \frac{\bar{V}^2}{2g_c} + \frac{gz}{g_c}$$

Persamaan (3.37) sampai (3.40) berlaku bagi volume atur yang pada permukaan aturnya terdapat satu aliran masuk dan satu aliran keluar. Bila permukaan aturnya terdapat dua aliran masuk dan dua aliran keluar melalui permukaan atur lebih dari satu, persamaan aliran masuk dan keluar melalui permukaan atur dituliskan:

$$\sum_m \dot{m}(e + Pv) + \dot{Q} + \dot{W} = \sum_k \dot{m}(e + Pv) + \frac{dE}{dt} \quad 2.41$$

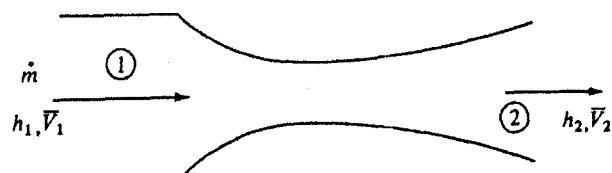
Suku-suku di sisi kiri tanda sama dengan menyatakan laju masukan energi, sedang suku-suku di sisi kanan tanda sama dengan menyatakan laju keluaran energi ditambah laju perubahan energi yang terkandung di dalam sistem.

Untuk kondisi stedi, suku  $\frac{dE}{dt}$  ditetapkan sama dengan nol.

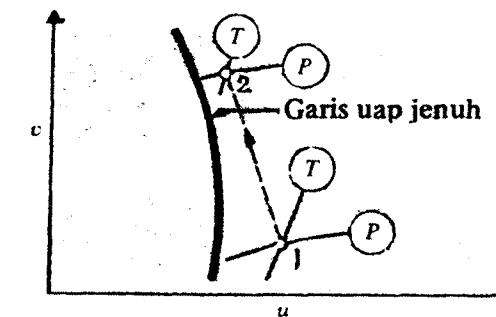
### Contoh 2.2

Uap memasuki nosel dengan entalpi 3200 kJ/kg dan kecepatan awalnya adalah 75 m/s. Keluar nosel memiliki entalpi 2000 kJ/kg. Berapakah kecepatan keluar nosel dan berapa energi kinetik keluar nosel?

Penyelesaian:



Gambar 2.5a Volume atur (model sistem)



Gambar 2.5b Model proses (pernyataan proses)

Asumsi-asumsi:

1. Aliran stedi,
2. Perpindahan panas melintasi permukaan atur dapat diabaikan,
3. Tidak ada kerja yang dilakukan pada volume atur,
4. Perubahan energi potensial dapat diabaikan,

sehingga Persamaan (2.39) menjadi:

$$h_1 + \frac{\bar{V}_1^2}{2g_c} = h_2 + \frac{\bar{V}_2^2}{2g_c}$$

$$\bar{V}_2 = \sqrt{2g_c(h_1 - h_2) + \bar{V}_1^2}$$

Kecepatan keluar nosel:

$$\bar{V}_2 = \sqrt{2 \times 1 \text{ kg.m/N.s}^2 (3200 - 2000) \text{ kJ/kg} \times 1000 \text{ N.m/kJ} + 75 \text{ m}^2/\text{s}^2} = 1551 \text{ m/s}$$

Energi kinetik keluar nosel:

$$\frac{\bar{V}_2^2}{2g_c} = \frac{1551^2 \text{ m}^2/\text{s}^2}{2 \times 1 \text{ kg.m/N.s}^2} \times 0,001 \frac{\text{kJ}}{\text{N.m}}$$

$$= 1202,8 \text{ kJ/kg}$$

## 2.8 PROSES IREVERSIBEL

Proses ireversibel (tak dapat balik) adalah kebalikan dari proses reversibel, karena selama proses maju berlangsung terjadi pertambahan entropi di dalam sistem sehingga proses mundur (balik). bila mengikuti lintasan yang sama, entropi di dalam sistem akan berkurang dan proses yang sedemikian bertentangan dengan Hukum Termodinamika Kedua.

Kerja untuk suatu proses ireversibel dihitung dengan prosedur dua langkah. Pertama,  $W$  ditentukan untuk proses yang secara mekanis reversibel. Kedua, hasil ini dikalikan atau dibagi dengan suatu efisiensi untuk mendapatkan kerja yang aktual. Bila proses menghasilkan kerja, nilai absolut untuk proses reversibel adalah terlalu besar dan harus dikalikan dengan suatu efisiensi. Bila proses memerlukan kerja, nilai absolut untuk proses reversibel adalah terlalu kecil dan harus dibagi dengan suatu efisiensi. Efisiensi itu biasanya disebut *efisiensi isentropik*.

## 2.9 KONDISI STAGNASI

Kondisi stagnasi adalah kondisi yang diperoleh ketika aliran fluida adalah diperlambat ke kecepatan nol oleh proses tanpa gesekan. Dalam aliran inkompresibel (takmampat), persamaan Bernoulli dapat digunakan untuk menghubungkan perubahan kecepatan dan tekanan sepanjang *streamline* untuk proses tersebut. Persamaan Bernoulli dengan mengabaikan perbedaan ketinggian adalah:

$$\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} = \text{kons tan} \quad 3.42$$

Bila tekanan statis pada suatu titik dalam aliran adalah  $P$  di mana kecepatannya adalah  $V$ , selanjutnya tekanan stagnasi,  $P_o$ , dapat dihitung dari:

$$\frac{P_o}{\rho} + \frac{V_o^2}{2} = \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2}$$

atau

$$P_o = P + \frac{1}{2}\rho V^2 \quad 3.43$$

Entalpi stagnasi,  $h_o$ , dapat dinyatakan oleh persamaan:

$$h_o = h + \frac{V^2}{2} \quad 3.44$$

Temperatur stagnasi,  $T_o$ , dapat dinyatakan:

$$T_o = T + \frac{V^2}{2} \quad 3.45$$

## 2.10 PERSAMAAN MOMEN DARI MOMENTUM: PENERAPAN PADA MESIN TURBO

Persamaan umum vektor momen dari momentum untuk volume atur (sistem terbuka) yang inersial dapat dituliskan:

$$\vec{r} \times \vec{F}_s + \int_{va} \vec{r} \times \vec{g} \rho dV + \vec{T}_{\text{poros}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{va} \vec{r} \times \vec{V} \rho dV + \int_{pa} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad 3.46$$

di mana:

$\vec{r}$  : jari-jari

$\vec{F}_s$  : gaya permukaan yang bekerja pada volume atur

$\vec{g}$  : percepatan gravitasi

$\rho$  : massa jenis fluida kerja

$\vec{T}$  : torsi yang dilakukan oleh poros

$V$  : volume fluida kerja

$\vec{V}$  : kecepatan alir fluida kerja

$\vec{A}$  : luasan permukaan atur

Sisi kiri dari Persamaan (3.46) adalah pernyataan untuk semua torsi yang bekerja pada volume atur. Sisi kanan mengandung suku-suku yang menyatakan laju perubahan momentum anguler di dalam volume atur dan laju perubahan momentum anguler dari volume atur.

Peralatan yang menangani fluida yang mengarahkan aliran dengan *blades* atau *ravines* (keduanya sering diterjemahkan sebagai sudu-sudu) yang terletak pada bagian yang berputar disebut mesin turbo (*turbomachines*).

Semua interaksi kerja antara fluida dan rotor mesin turbo dihasilkan dari akibat dinamika rotor dan aliran fluida.

Turbin mengambil energi dari aliran fluida. Pompa menambah energi ke aliran fluida yang berbentuk cair (atau lumpur). Bila fluidanya gas maka disebut kompresor, blower atau fan, bergantung kenaikan tekanannya.

Aliran melalui mesin turbo dapat aksial (aliran sejajar poros), radial (aliran tegak lurus poros), atau kombinasi keduanya yang disebut aliran campuran (*mixed flow*).

Untuk analisis mesin turbo adalah memilih volume atur yang tetap termasuk bagian-bagian yang berputar, yaitu rotor atau impeler, untuk analisis dari reaksi torsi. Torsi karena gaya-gaya permukaan dapat diabaikan sebagai pendekatan awal. Gaya bodi yang bekerja dapat diabaikan karena simetris. Dengan demikian untuk aliran stedi, Persamaan (2.46) menjadi:

$$\vec{T}_{\text{poros}} = \int_{\text{va}} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad 2.47$$

Sistem koordinat yang paling praktis diambil adalah sumbu Z yang sama dengan aksis rotasi mesin. Suku pada sisi kanan Persamaan (2.47) adalah perkalian  $\vec{r} \times \vec{V}$  dengan laju aliran massa pada tiap bagian permukaan atur. Untuk aliran seragan (*uniform flow*) yang masuk ke rotor pada bagian 1 dan keluar rotor pada bagian 2, Persamaan (2.47) menjadi:

$$\vec{T}_{\text{poros}} \hat{k} = (r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}) \dot{m} \hat{k}$$

atau dalam bentuk skalar:

$$T_{\text{poros}} = (r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}) \dot{m} \quad 2.48$$

$V_{t1}$  dan  $V_{t2}$  adalah komponen kecepatan tangensial dari kecepatan absolut fluida melintasi permukaan atur. Persamaan (2.48) adalah hubungan dasar antara torsi dan momen dari momentum untuk semua bentuk mesin turbo, baik itu turbin ataupun penggerak mula (*prime movers*). Persamaan ini seringkali disebut *Persamaan Euler untuk Turbin*.

Laju kerja yang dilakukan pada rotor mesin turbo adalah perkalian titik (*dot product*) antara kecepatan anguler rotor,  $\vec{\omega}$ , dengan torsi yang bekerja,  $\vec{T}_{\text{poros}}$ , sehingga:

$$\dot{W}_{\text{masuk}} = \vec{\omega} \cdot \vec{T}_{\text{poros}} = \vec{\omega} \hat{k} \cdot \vec{T}_{\text{poros}} \hat{k}$$

atau:

$$\dot{W}_{\text{masuk}} = \omega T_{\text{poros}} = \omega (r_2 V_{t2} - r_1 V_{t1}) \dot{m} \quad 2.49a$$

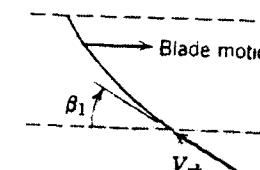
Dari Persamaan (2.49a), momen dari momentum fluida adalah bertambah oleh penambahan kerja poros (seperti pada penggerak mula). Untuk turbin,  $\dot{W}_{\text{masuk}} < 0$  dan momen dari momentum dari fluida menjadi turun.

Persamaan (2.49a) dapat ditulis dalam dua bentuk yang seringkali bermanfaat. Dengan memperkenalkan  $U = \omega r$ , yaitu kecepatan linier dari rotor pada jari-jari  $r$ , selanjutnya:

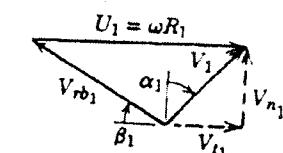
$$\dot{W}_{\text{masuk}} = (U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1}) \dot{m} \quad 2.49b$$

Persamaan (2.49b) dibagi  $\dot{m} g$ , didapat besaran dengan dimensi panjang, yang seringkali disebut *head* (tinggi jatuh) yang ditambahkan pada fluida:

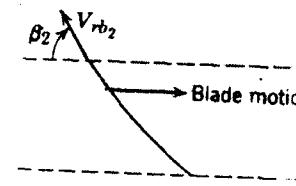
$$\Delta h = \frac{\dot{W}_{\text{masuk}}}{\dot{m} g} = \frac{1}{g} (U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1}) \quad 2.49c$$



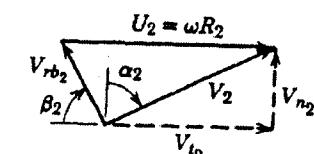
a. Velocity relative to blade at inlet



b. Velocity polygon at inlet



c. Velocity relative to blade at outlet



d. Velocity polygon at outlet

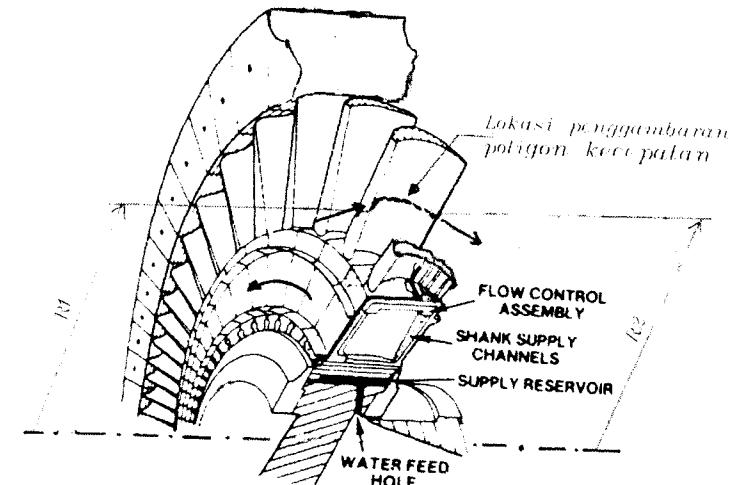
Gambar 2.6 Geometri dan notasi yang digunakan untuk menyusun poligon kecepatan pada mesin turbo

Untuk mengetahui komponen-komponen kecepatan aliran fluida pada bagian masuk dan keluar rotor diperlukan poligon kecepatan. Gambar 2.6 memperlihatkan poligon kecepatan dan memperkenalkan notasi yang digunakan untuk sudut-sudut aliran dan sudut. Sebagai catatan, dalam buku ini  $V_t$  seringkali ditulis  $C_u$ , artinya komponen kecepatan ke arah  $U$  yang sama dengan arah  $t$  (tangensial).

Notasi untuk poligon kecepatan:

- $\alpha_1$  : sudut absolut fluida masuk sudu, diukur relatif terhadap arah normal
- $\alpha_2$  : sudut absolut fluida keluar sudu, diukur relatif terhadap arah normal
- $\beta_1$  : sudut relatif fluida masuk sudu, diukur relatif terhadap arah tangensial
- $\beta_2$  : sudut relatif fluida keluar sudu, diukur relatif terhadap arah tangensial
- $V_1$  : kecepatan absolut fluida masuk sudu, seringkali ditulis  $C_1$
- $V_2$  : kecepatan absolut fluida keluar sudu, seringkali ditulis  $C_2$
- $V_{rb1}$  : kecepatan relatif fluida masuk sudu, seringkali ditulis  $W_1$
- $V_{rb2}$  : kecepatan relatif fluida keluar sudu, seringkali ditulis  $W_2$
- $V_{t1}$  : komponen kecepatan absolut ke arah tangensial pada bagian masuk sudu, seringkali ditulis  $C_{u1}$
- $V_{t2}$  : komponen kecepatan absolut ke arah tangensial pada bagian keluar sudu, seringkali ditulis  $C_{u2}$
- $V_{n1}$  : komponen kecepatan absolut ke arah normal pada bagian masuk sudu
- $V_{n2}$  : komponen kecepatan absolut ke arah normal pada bagian keluar sudu
- $U_1$  : kecepatan runner (atau impeler) pada bagian masuk
- $U_2$  : kecepatan runner (atau impeler) pada bagian keluar

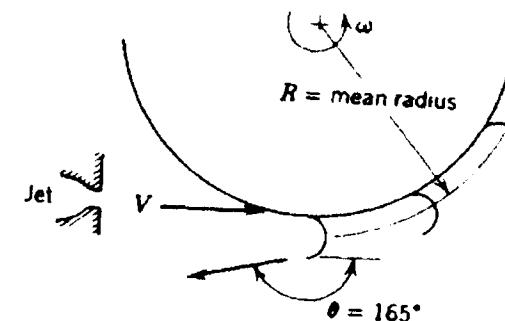
Untuk mesin-mesin turbo jenis aliran aksial  $U_1 = U_2$ , karena analisis dilakukan pada bagian tengah *span* (arah memanjang) sudu (lihat Gambar 2.7):



Gambar 2.7 Lokasi penyusunan poligon kecepatan pada mesin turbo aliran aksial

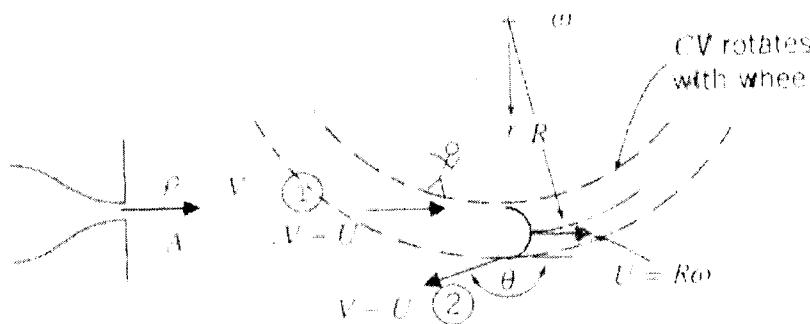
### Contoh 2.3

Roda pelton adalah suatu bentuk turbin impuls yang baik untuk head tinggi dan laju aliran volume rendah. Pertimbangkan roda pelton dengan semprotan nosel tunggal seperti Gambar 2.8, di mana semprotan aliran menghempas *bucket* (sudu) secara tangensial dan diblokkan melalui sudut  $\theta$ . Dapatkan pernyataan untuk torsi yang dilakukan oleh aliran air pada roda dan keluaran tenaganya.



Gambar 2.8 Sebuah roda pelton

**Penyelesaian:**



Gambar 2.9 Volume atur yang berputar

Penerapan persamaan momen dari momentum pada volume atur yang berputar:

$$\begin{aligned} \vec{r} \times \vec{F}_s + \int_{va} \vec{r} \times \vec{g} \rho dV + \vec{T}_{poros} - \int_{va} \left[ 2\vec{\omega} \times \vec{V}_{xyz} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) + \vec{\omega} \times \vec{r} \right] \rho dV \\ = \frac{\partial}{\partial t} \int_{va} \vec{r} \times \vec{V}_{xyz} dV + \int_{pa} \vec{r} \times \vec{V}_{xyz} \rho \vec{V}_{xyz} \cdot dA \end{aligned}$$

Asumsi-asumsi:

1. Abaikan torsi karena gaya-gaya bodi dan permukaan,
2. Abaikan massa air pada roda,
3. Aliran stedi terhadap roda,
4. Semua air yang disemprotkan dari nosel bekerja pada sudu-sudu,
5. Ketinggian sudu adalah kecil dibanding R, sehingga  $r_1 \approx r_2 \approx R$ ,
6. Aliran seragam pada tiap bagian,
7. Tidak ada perubahan kecepatan semprotan relatif terhadap sudu, sehingga persamaan momen dari momentum untuk volume atur yang berputar menjadi:

$$\vec{T}_{poros} = \vec{r}_1 \times \vec{V}_{t1} [-|\rho VA|] + \vec{r}_2 \times \vec{V}_{t2} [+|\rho VA|]$$

$$\vec{r}_1 = R \hat{e}_r \quad \vec{r}_2 = R \hat{e}_r$$

$$\vec{V}_{t1} = (V - U) \hat{e}_\theta$$

$$\vec{V}_2 = \vec{V}_{t2} + \vec{V}_{n2}$$

$$= (V - U) \cos \theta \hat{e}_\theta + (V - U) \sin \theta \hat{e}_\theta$$

$$\vec{T}_{poros} = R (V - U) \hat{k} (-\rho VA) + R (V - U) \cos \theta \hat{k} (\rho VA)$$

sehingga akhirnya

$$\vec{T}_{poros} \hat{k} = -R (1 - \cos \theta) \rho VA (V - U) \hat{k}$$

Ini adalah torsi luar dari poros pada volume atur, yaitu pada roda turbin. Torsi yang dilakukan oleh air pada roda adalah sama dan berlawanan arah.

$$\begin{aligned} \vec{T}_{keluar} &= -\vec{T}_{poros} = R (1 - \cos \theta) \rho VA (V - U) \hat{k} = \\ &\rho QR (V - U) (1 - \cos \theta) \hat{k} \end{aligned}$$

Keluaran tenaganya adalah:

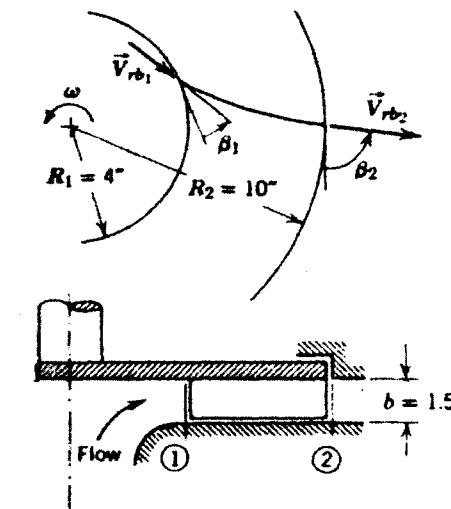
$$\begin{aligned} \dot{W}_{keluar} &= \vec{\omega} \cdot \vec{T}_{poros} = R \omega (1 - \cos \theta) \rho VA (V - U) = \\ &\rho QU (V - U) (1 - \cos \theta) \end{aligned}$$

## 2.11 PERTANYAAN DAN LATIHAN SOAL

1. Gas yang bagaimakah yang disebut gas ideal?
2. Tuliskan definisi matematika dari entalpi!
3. Proses yang bagaimakah yang disebut proses reversibel?
4. Proses yang bagaimakah yang disebut proses ireversibel?
5. Sebutkan bunyi Hukum Termodinamika Pertama!
6. Apakah beda antara sistem tertutup dan sistem terbuka?
7. Sebutkan persamaan dan perbedaan antara turbin air dan pompa!
8. Sebutkan persamaan dan perbedaan antara fan, blower dan kompresor!

9. Lima kilogram gas dalam sistem piston silinder ditekan dari volume  $1,5 \text{ m}^3$  menjadi  $1 \text{ m}^3$ . Selama kompresi, tekanan dijaga tetap konstan sebesar 90 kPa. Selama proses penekanan, energi dalam sistem berkurang sebesar 11,5 kJ. Berapa besarnya perpindahan panas selama proses penekanan berlangsung?
10. Udara diekspansikan dari kondisi awal 1 bar dan  $25^\circ\text{C}$  ke tingkat keadaan akhir 5 bar dan  $25^\circ\text{C}$  oleh tiga proses yang secara mekanis berbeda dalam sistem tertutup.
- Pemanasan pada volume konstan yang diikuti pendinginan pada tekanan konstan,
  - Kompresi isotermal,
  - Kompresi adiabatik diikuti oleh pendinginan pada volume konstan,
- Asumsikan udara sebagai gas ideal dengan panas jenis konstan.  $C_V = (5/2)R$  dan  $C_p = (7/2)R$ . Hitung kerja yang diperlukan, panas yang dipindahkan, dan perubahan energi dalam dan entalpi dari udara untuk tiap proses!
11. Udara pada 14,7 Psia,  $70^\circ\text{F}$  memasuki suatu mesin dengan kecepatan yang dapat diabaikan, dan udara dikeluarkan pada 50 Psia,  $100^\circ\text{F}$  yang melalui pipa seluas  $1 \text{ ft}^2$ . Laju aliran adalah 20 lbm/s. Masukan tenaga ke mesin adalah 600 hp. Tentukan laju perpindahan panasnya!
12. Suatu pompa memindahkan air dari sebuah reservoir melalui pipa hisap berdiameter 150 mm dan diameter pipa tekan (keluar) adalah 75 mm. Ujung pipa hisap adalah 2 m di bawah permukaan bebas reservoir. Pengukur tekanan pada pipa tekan (2 m di atas permukaan reservoir) menunjukkan 170 kPa. Kecepatan rata-rata dalam pipa tekan adalah 3 m/s. Bila pompa mempunyai efisiensi 75 persen, tentukan tenaga yang diperlukan untuk menggerakkan pompa!
13. Suatu pompa centrifugal beroperasi pada 1750 rpm. Geometri impeler ditunjukkan oleh Gambar 2.10. Air masuk tanpa pusaran pada laju aliran  $Q$ . Jari-jari dan tinggi laluan impeler pada bagian masuk dan keluar ditunjukkan pada diagram. Aliran dapat diasumsikan seragam dan stedi pada tiap bagian, dan memasuki dan meninggalkan impeler terhadap sudu-sudu. Tentukan laju aliran rancangan dalam tangensial terhadap sudu-sudu. Tentukan torsi dan tenaga yang diperlukan gallon per menit, untuk  $\beta_1 = 30^\circ$ . Hitung torsi dan tenaga yang diperlukan

untuk menggerakkan pompa sebagai fungsi laju aliran untuk  $\beta_2 = 75, 90$ , dan  $105$  derajat.



Gambar 2.10

## DAFTAR PUSTAKA

- El-Wakil, M. M. *Powerplant Technology*. McGraw-Hill Book Co., 1985.
- Fox, Robert W., and McDonald, Alan T., *Introducion to Fluid Mechanics*, 6<sup>th</sup> ed, John Wiley and Sons, New York, 2004.
- Mark, Melvin, Foster, Arthur R., *Thermodynamics: Principles and Application*, Allyn and Bacon, Inc., Boston, 1999.
- Reynolds, William C., Perkin, Henry C., *Termodinamika Teknik*, alih bahasa Harahap, F., Silaban, P., Erlangga, Jakarta, 1982.
- Smith, J. M., Van Ness, H. C., Abbott, M. M., *Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics*, McGraw-Hill Book Co., Singapore, 2001.

# **BAB 3**

---

## **MOTOR PEMBAKARAN DALAM**

### **3.1 PENGANTAR**

Motor pembakaran dalam adalah mesin yang memanfaatkan fluida kerja/gas panas hasil pembakaran, di mana antara medium yang memanfaatkan fluida kerja (gas) dengan fluida kerjanya tidak dipisahkan oleh dinding pemisah.

Mesin konversi energi yang dapat diklasifikasikan ke dalam mesin jenis ini di antaranya adalah motor bensin, motor diesel dan turbin gas siklus terbuka.

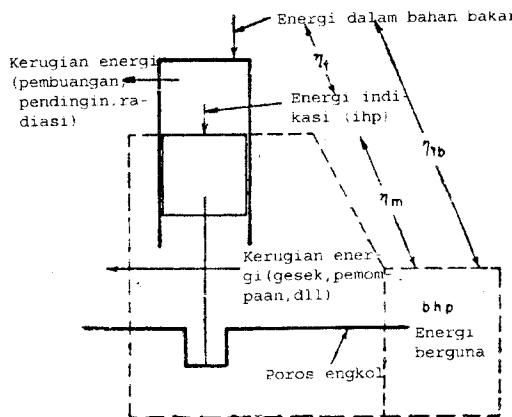
### **3.2 ANALISIS HUKUM TERMODINAMIKA PERTAMA UNTUK SIKLUS MOTOR PEMBAKARAN DALAM: KESETIMBANGAN ENERGI**

Sebelum dilakukan analisis termodinamika yang mendetail tentang siklus mesin, diperlukan gambaran umum dari aliran energi atau kesetimbangan energi dari sistem. Kita juga harus membiasakan diri dengan berbagai parameter unjuk kerja. Gambar 3.1 menunjukkan aliran energi melalui mesin bolak-balik (*reciprocating*).

Dari Hukum Termodinamika Pertama, energi tidak dapat diciptakan dan tidak dapat dimusnahkan, tetapi dapat dikonversikan dari satu bentuk energi ke bentuk energi lainnya. Dengan demikian harus terdapat suatu kesetimbangan energi dari masukan dan keluaran.

Dalam mesin pembakaran jenis reciprocating, bahan bakar diumpulkan ke dalam ruang bakar sehingga terbakar bercampur udara, mengkonversikan energi kimianya menjadi panas. Tidak semua energi ini dapat menggerakkan piston karena terdapat berbagai kerugian, seperti ke saluran

buang, ke pendingin dan radiasi. Energi yang tersisa, yang dikonversi menjadi tenaga, disebut daya indikatif (*indicated horse power, ihp*). Tenaga inilah yang menggerakkan piston. Tenaga yang menggerakkan piston ini dalam pentransmisiannya mengalami kerugian karena gesekan, pemompaan, dan lain-lain. Jumlah semua kerugian tersebut dikonversikan ke tenaga, disebut daya gesek (*friction horse power, fhp*). Energi yang tersisa adalah energi mekanis yang berguna, yang disebut *daya efektif* (seringkali disebut *brake horse power, bhp*).



Gambar 3.1 Aliran energi melalui sistem reciprocating

Unjuk kerja mesin diindikasikan dengan istilah efisiensi ( $\eta$ ). Lima efisiensi mesin yang penting didefinisikan sebagai berikut:

1. **Efisiensi termal indikatif (*indicated thermal efficiency*)**, yaitu perbandingan energi dalam daya indikatif terhadap energi bahan bakar.

$$\eta_i = \frac{ihp}{fuel\,hp} = \frac{ihp \times 4500}{(massa\,bb/men) \times NK} \quad 3.1$$

2. **Efisiensi mekanis (*mechanical efficiency*)**, yaitu perbandingan daya efektif (daya yang dihasilkan) terhadap daya indikasi (daya yang menggerakkan piston):

$$\eta_m = \frac{bhp}{ihp} \quad 3.2$$

dan *friction horse power* (*fhp*) :  $ihp - bhp$ .

3. **Efisiensi termal brake (*brake thermal efficiency*)**. Efisiensi termal brake (efisiensi total) adalah perbandingan energi dalam daya brake terhadap energi bahan bakar.

$$\eta_{tb} = \frac{bhp}{fuel\,hp} = \frac{bhp \times 4500}{(massa\,bb/men) \times NK} \quad 3.3$$

juga:

$$\eta_{tb} = \eta_i \cdot \eta_m \quad 3.4$$

4. **Efisiensi Volumetrik**. Keluaran mesin dibatasi oleh jumlah maksimum udara yang dapat diambil selama langkah hisap, karena hanya sejumlah tertentu bahan bakar yang dapat terbakar secara efektif dengan jumlah udara yang tersedia. Efisiensi volumetrik adalah petunjuk kemampuan mesin dalam menghisap dan didefinisikan sebagai perbandingan udara aktual yang terhisap pada kondisi atmosfer terhadap volume langkah dari mesin. Efisiensi volumetrik dapat dihitung berdasarkan massa atau volume udara. Namun untuk hal ini lebih disukai yang menggunakan basis massa.

$$\eta_v = \frac{\text{mass charge actual terhisap}}{\text{mass charge sebesar volume silinder}} \quad 3.5$$

5. **Efisiensi relatif atau perbandingan efisiensi**, yaitu perbandingan efisiensi termal siklus aktual terhadap siklus ideal.

$$\eta_{rel} = \frac{\text{efisiensi termal aktual}}{\text{efisiensi udara standar}} \quad 3.6$$

Parameter unjuk kerja mesin yang penting lainnya adalah:

1. **Pemakaian bahan bakar spesifik**. Karakteristik konsumsi bahan bakar dari suatu mesin umumnya dinyatakan dalam konsumsi bahan bakar dalam gram tiap satuan daya-jam dari mesin [gram/hp.hr]. Bila daya berbasis bhp disebut *brake specific fuel consumption* (bsfc) dalam [gram/Bhp-hr], dan bila berbasis daya indikatif disebut *indicated specific fuel consumption* (isfc) dalam [gram/ihp-hr].
2. **Perbandingan bahan bakar udara (F/A) atau (A/F)**. Bagian relatif dari bahan bakar dan udara dalam mesin sangat penting sehubungan dengan pembakaran dan efisiensi mesin. Hal ini dinyatakan dalam perbandingan massa bahan bakar terhadap udara atau sebaliknya.

Pada mesin SI, perbandingan bahan bakar udara adalah relatif konstan, karena pencampuran dilakukan di dalam karburator, sedang pada mesin CI tergantung beban. Bila beban berubah maka jumlah massa yang diinjeksikan juga berubah sementara udara relatif tetap pada tiap putaran.

Suatu campuran yang mengandung udara yang hanya cukup untuk pembakaran bahan bakar sempurna disebut perbandingan bahan bakar udara stoikiometrik. Suatu campuran yang mempunyai bahan bakar lebih dari stoikiometrik disebut campuran kaya dan bila mempunyai bahan bakar lebih kecil dari stoikiometrik disebut campuran miskin. Perbandingan dari perbandingan bahan bakar udara aktual terhadap perbandingan bahan bakar udara stoikiometrik disebut perbandingan bahan bakar udara relatif, dinotasikan dengan  $F_r$ .

$$F_r = \frac{\text{perbandingan bahan bakar udara aktual}}{\text{perbandingan bahan bakar udara stoikiometrik}} \quad 3.7$$

- Nilai Kalor, yaitu energi yang dibebaskan tiap jumlah satuan bahan bakar ketika bahan yang mudah terbakar tersebut terbakar dan produk pembakaran didinginkan kembali ke temperatur awal bahan yang terbakar tersebut. Nama lain nilai kalor adalah *calorific value* dan panas pembakaran.

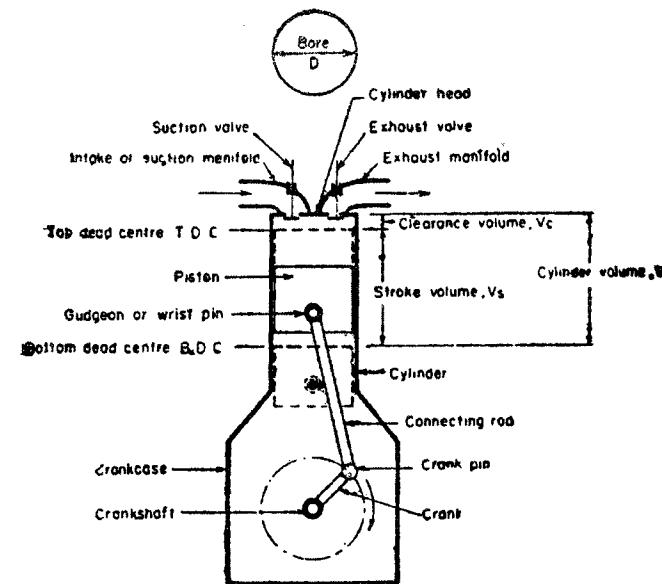
Bila produk pembakaran didinginkan ke  $25^\circ\text{C}$  ( $77^\circ\text{F}$ ), semua air yang terbentuk dari pembakaran akan terkondensasi. Nilai kalor yang diperoleh disebut nilai kalor atas (NKA) bahan bakar. Nilai kalor bawah (NKB) adalah panas yang dibebaskan bila  $\text{H}_2\text{O}$  produk pembakaran tidak dikondensasikan dan tetap dalam bentuk uap.

### 3.3 SIFAT GEOMETRI DARI MESIN BOLAK-BALIK

Berikut adalah terminologi standar yang digunakan dalam motor pembakaran dalam (Lihat Gambar 3.2).

- Cylinder bore (B)** adalah diameter dalam nominal dari silinder.
- Luas Piston (A)**, luas lingkaran berdiameter sama dengan *cylinder bore*.

- Langkah (L)**, jarak nominal yang dilalui piston saat bergerak antara dua titik mati.
- Titik mati**. Posisi piston dan bagian-bagian yang bergerak yang secara mekanis dihubungkan kepadanya sesaat ketika arah gerakan piston membalik (pada kedua titik ujung dari langkah). (a) Titik mati bawah (TMB), yaitu titik mati ketika piston berada paling dekat dengan poros engkol, (b) Titik mati atas (TMA), yaitu titik mati ketika posisi piston berada paling jauh dari poros engkol.



Gambar 3.2 Posisi penting dan volume dalam mesin bolak-balik.

- Volume langkah/perpindahan atau volume yang tersapu piston ( $V_s$ )**. Volume nominal yang dihasilkan oleh piston ketika bekerja dari satu titik mati ke yang lain dihitung sebagai perkalian luas piston dan langkah.  

$$V_s = A \times L \quad 3.8$$
- Volume clearance/celah ( $V_c$ )**. Volume nominal dari ruang dalam ruang bakar ketika piston berada pada titik mati atas.
- Volume silinder ( $V_{sil}$ )**, merupakan jumlah volume langkah dan volume clearance.

$$V_{\text{tot}} = V_s + V_c \quad 3.9$$

8. **Perbandingan kompresi (CR atau r).** Nilai numerik volume silinder dibagi nilai numerik volume clearance.

$$r = \frac{V_{\text{tot}}}{V_c} \quad 3.10$$

### 3.4 MOTOR PEMBAKARAN DALAM JENIS SPARK IGNITION ENGINES (SIE)

Motor otto, atau *Beau de Roches*, merupakan mesin pengonversi energi tak langsung, yaitu dari energi bahan bakar menjadi energi panas dan kemudian baru menjadi energi mekanis. Jadi energi kimia bahan bakar tidak dikonversikan langsung menjadi energi mekanis. Bahan bakar standar motor bensin adalah iso-oktan ( $C_8H_{18}$ ). Efisiensi pengonversian energinya berkisar 30% ( $\eta_t = \pm 30\%$ ). Hal ini karena rugi-rugi: 50% rugi panas, gesek/mekanis, dan pembakaran tak sempurna.

Sistem siklus kerja motor bensin dibedakan atas motor bensin dua langkah (*two stroke*) dan empat langkah (*four stroke*).

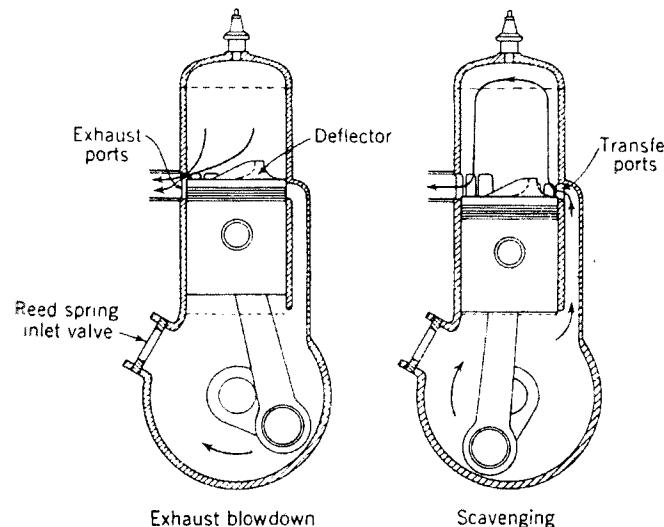
#### 3.4.1 Motor Bensin Dua Langkah

**Definisi:** Motor bensin dua langkah adalah motor yang pada dua langkah torak/piston (satu putaran engkol) sempurna akan menghasilkan satu tenaga kerja (satu langkah kerja).

Gambar 3.3 menunjukkan jenis motor dua langkah yang paling sederhana (*crankcase scavenged engine*). Campuran udara-bahanbakar dihisap melalui *reed spring inlet valve* ketika tekanan di dalam *crankcase* turun karena piston bergerak ke atas selama langkah kompresi. Setelah kompresi, pembakaran dan ekspansi berlangsung seperti biasa. Selama langkah ekspansi campuran udara-bahan bakar dalam *crankcase* tertekan. Mendekati langkah ekspansi saluran buang tidak tertutup oleh piston dan tekanan dalam silinder turun ke atmosferik saat produk-produk pembakaran meninggalkan silinder. Gerakan selanjutnya dari piston yang membuka saluran transfer memungkinkan campuran udara-bahanbakar yang sedikit tertekan dalam *crankcase* memasuki silinder mesin. Kepala silinder biasanya mempunyai bentuk untuk membelokkan campuran udara-bahanbakar

menyapu kepala silinder sebelum mengalir ke saluran buang. Bentuk ini bertujuan ganda, yaitu membersihkan produk pembakaran pada bagian kepala silinder dan mencegah campuran udara-bahan bakar mengalir langsung melalui saluran buang. Selama gerakan piston ke atas dari titik mati bawah, saluran transfer dan selanjutnya saluran buang tertutup piston, dan kompresi campuran udara-bahan bakar dimulai dan siklus berulang.

Setiap siklus mesin dengan satu langkah tenaga diselesaikan dalam satu kali putaran poros engkol. Namun sulit untuk mengisi secara penuh volume langkah dengan campuran bersih, dan sebagian darinya mengalir langsung keluar silinder selama langkah bilas.



Gambar 3.3 Siklus kerja motor bensin dua langkah

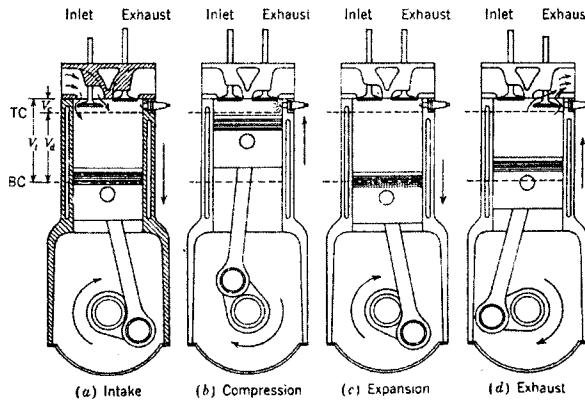
#### 3.4.2 Motor Bensin Empat Langkah

**Definisi:** Motor bensin empat langkah adalah motor yang pada setiap empat langkah torak/piston (dua putaran engkol) sempurna menghasilkan satu tenaga kerja (satu langkah kerja).

1. **Langkah pemasukan**, yang dimulai dengan piston pada titik mati atas dan berakhir ketika piston mencapai titik mati bawah. Untuk menaikkan massa yang terhisap, katup masuk terbuka saat langkah ini dan menutup setelah langkah ini berakhir.

2. **Langkah kompresi**, ketika kedua katup tertutup dan campuran di dalam silinder terkompresi ke bagian kecil dari volume awalnya. Sesaat sebelum akhir langkah kompresi, pembakaran dimulai dan tekanan silinder naik dengan sangat cepat.
3. **Langkah kerja**, atau langkah ekspansi, yang dimulai saat piston pada titik mati atas dan berakhir sekitar  $45^\circ$  sebelum titik mati bawah. Gas bertekanan tinggi menekan piston turun dan memaksa engkol berputar. Ketika piston mencapai  $45^\circ$  sebelum titik mati bawah, katup buang terbuka untuk memulai proses pembuangan dan menurunkan tekanan silinder hingga mendekati tekanan pembuangan.
4. **Langkah pembuangan**, dimulai ketika piston mencapai titik mati bawah. Ketika katup buang membuka, piston menyapu keluar sisa gas pembakaran hingga piston mencapai titik mati atas. Bila piston mencapai titik mati atas, katup masuk membuka, katup buang tertutup, dan siklus dimulai lagi.

Urutan keempat langkah tersebut dapat dilihat pada Gambar 3.4.



Gambar 3.4 Siklus kerja motor bensin empat langkah

### 3.4.3 Daya Motor Didasarkan pada Dimensi Mesin

Daya efektif:

$$\dot{W}_e = \frac{\pi D^2}{4} S \times P_e \times n$$

$$\dot{W}_e = \frac{60 \times 75 \times a}{60 \times 75 \times a}$$

3.11

Daya indikatif:

$$\dot{W}_i = \frac{\pi D^2}{4} S \times P_i \times n$$

$$\dot{W}_i = \frac{60 \times 75 \times a}{60 \times 75 \times a}$$

3.12

di mana:

D : diameter silinder ( $\text{cm}^2$ )

S : panjang langkah torak (m)

i : jumlah silinder

$P_e$ : tekanan efektif rata-rata ( $\text{kgf/cm}^2$ )

$P_i$ : tekanan indikatif rata-rata ( $\text{kgf/cm}^2$ )

n : putaran mesin (rpm)

a : - dua langkah a = 1

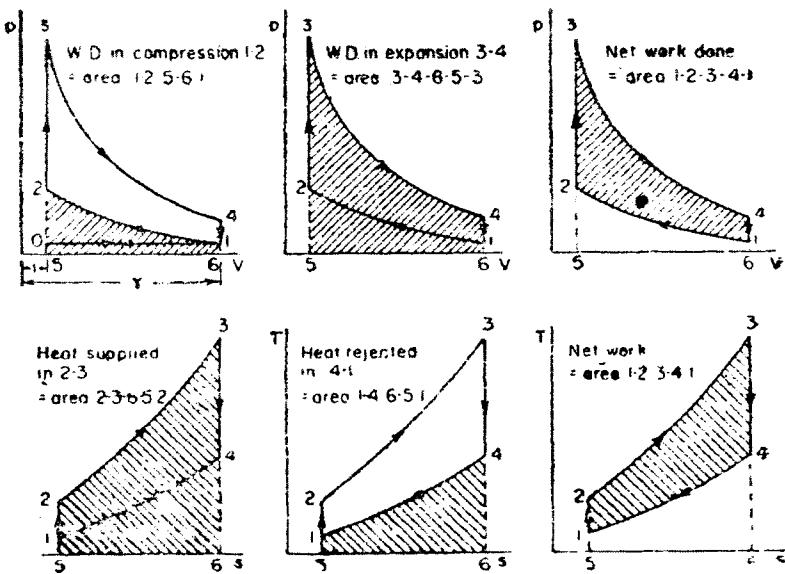
- empat langkah a = 2

### 3.4.4 Proses Teoretis Motor Bensin

Proses teoretis motor bensin adalah proses yang bekerja berdasarkan siklus otto di mana proses pemasukan kalor berlangsung pada volume konstan. Beberapa asumsi yang digunakan adalah:

1. Kompresi berlangsung isentropik.
2. Pemasukan kalor pada volume konstan dan tidak memerlukan waktu.
3. Ekspansi isentropik.
4. Pembuangan kalor pada volume konstan.
5. Fluida kerja adalah udara dengan sifat gas ideal dan selama proses panas jenis konstan.

Dalam diagram, P-V proses itu dapat dilihat pada Gambar 3.5.



Gambar 3.5 Diagram P-V siklus otto atau volume konstan

Efisiensi siklus teoretis:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad 3.13$$

di mana:

r: perbandingan kompresi

k:  $C_p/C_v$

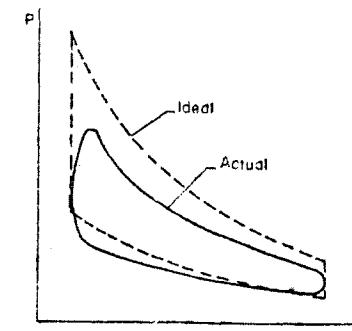
### 3.4.5 Siklus Aktual Motor Bensin

Efisiensi siklus aktual adalah jauh lebih rendah dari efisiensi siklus teoretis karena berbagai kerugian yang terjadi dalam operasi mesin. Kerugian-kerugian itu antara lain:

1. Kerugian karena variasi panas jenis terhadap temperatur,
2. Kerugian kesetimbangan kimia atau kerugian disosiasi,
3. Kerugian waktu pembakaran,

4. Kerugian karena pembakaran tidak sempurna,
5. Kerugian perpindahan panas langsung,
6. Kerugian *exhaust blowdown*,
7. Kerugian pemompaan.

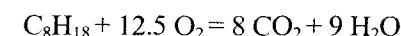
Dalam diagram P-V, perbedaan antara siklus teoretis dan aktual dapat ditunjukkan pada Gambar 3.6.



Gambar 3.6 Perbandingan siklus teoretis dan siklus aktual untuk mesin bensin

### 3.4.6 Pembakaran dalam Motor Bensin

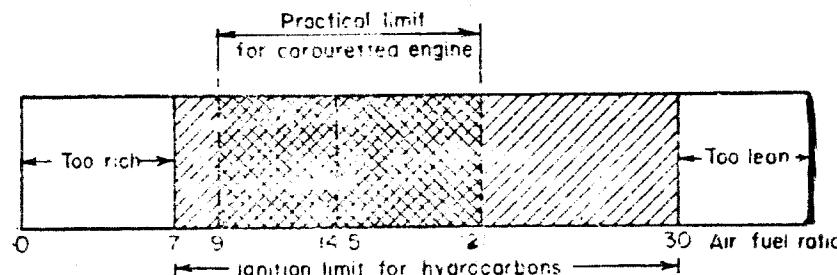
Dalam mesin SI, campuran yang mudah terbakar umumnya disuplai oleh karburator dan pembakaran dimulai dengan penyalaan elektrik yang diberikan oleh busi. Persamaan kimia untuk pembakaran untuk sebarang hidrokarbon dapat secara mudah dituliskan. Untuk  $C_8H_{18}$  (iso-oktan), persamaan pembakarannya adalah:



#### 3.4.6.1 Batasan Pembakaran

Eksperimen menunjukkan bahwa pembakaran campuran hanya mungkin terjadi dalam batas tertentu dari perbandingan bahan bakar dan udara. Batasan pembakaran ini berhubungan erat dengan perbandingan campuran, pada sisi skala miskin dan kaya, di mana panas yang dibebaskan oleh busi tidak cukup untuk memulai pembakaran di sekitar campuran yang belum terbakar. Secara umum disetujui bahwa api akan menjalar bila temperatur gas yang terbakar melebihi 1500 K untuk campuran hidrokarbon-udara.

Dengan demikian pada temperatur kamar, perbandingan bahanbakar-udara relatif harus berada di sekitar 0,5 dan 2,1. Untuk bahan bakar hidrokarbon, perbandingan bahan bakar-udara stoikiometrik sekitar 1:15 sehingga perbandingan bahan bakar-udara harus di sekitar 1:30 dan 1:7.

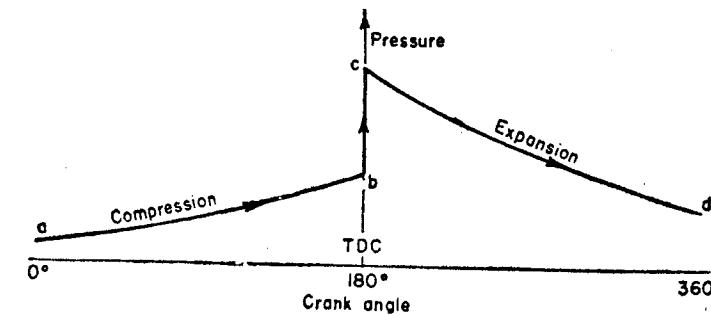


Gambar 3.7 Batasan pembakaran untuk hidrokarbon

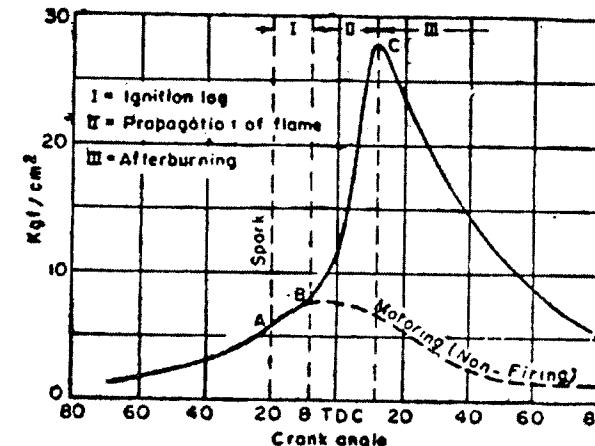
### 3.4.6.2 Tahap Pembakaran dalam Motor Bensin

Diagram pembakaran teoretis ditunjukkan dalam Gambar 3.8, tetapi proses aktualnya berbeda. Menurut Ricardo, pembakaran dapat dibayangkan sebagai perkembangan dalam dua tahap. Pertama, pertumbuhan dan perkembangan dari penjalaran sendiri nukleus api, disebut kelambatan pembakaran atau fasa persiapan. Yang berikutnya adalah menyebarluasnya api ke seluruh ruang bakar (lihat Gambar 3.9). Yang pertama adalah proses kimia yang tergantung pada sifat bahan bakar, temperatur dan tekanan, proporsi gas buang, dan juga koefisien temperatur bahan bakar, yaitu hubungan antara temperatur dan laju percepatan dari oksidasi atau pembakaran.

Tahap yang kedua adalah mekanikal, murni dan sederhana. Titik awal tahap kedua adalah terjadinya kenaikan tekanan yang dapat dilihat pada diagram indikator, yaitu titik di mana garis pembakaran terpisah dari garis kompresi. Dalam Gambar 3.9, A menunjukkan penyalakan busi ( $28^\circ$  sebelum TMA), B titik di mana kenaikan tekanan dapat dideteksi ( $8^\circ$  sebelum TMA), dan C kenaikan tekanan tertinggi yang dapat dicapai. Dengan demikian AB mewakili tahap pertama (sekitar  $20^\circ$  putaran poros engkol) dan BC tahap kedua. Walaupun titik C menandai selesainya perjalanan api, bukan berarti semua panas bahan bakar telah dibebaskan. Beberapa reaksi kimia berikutnya, seperti reasosiasi dan yang lainnya, yang umumnya disebut *after burning*, berlanjut pada langkah kompresi.



Gambar 3.8 Diagram  $p-\theta$  teoretis



Gambar 3.9 Tahap pembakaran dalam mesin SI

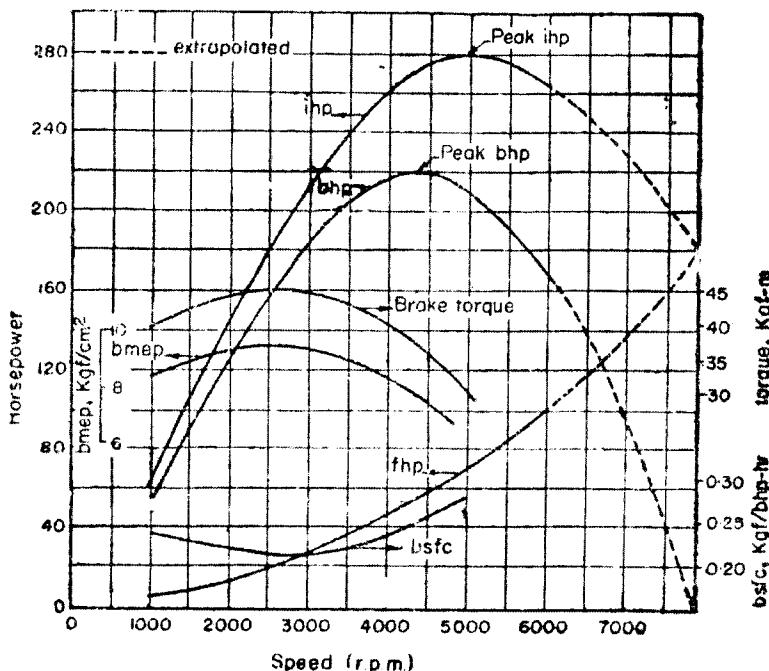
### 3.4.7 Unjuk Kerja Motor Bensin

Gambar 3.10 menunjukkan ihp, bhp, fhp, torsi brake, bmep, dan bsfc dari mesin SI otomotif perbandingan kompresi tinggi (9) pada bukaan katup penuh.

Kesimpulan berikut dapat diambil dari Gambar 3.10:

- 1. Pada saat katup penuh, efisiensi termal *brake* pada berbagai kecepatan bervariasi dari 20 hingga 27 persen. Efisiensi maksimum terjadi pada kisaran kecepatan menengah.

2. Persentase panas yang terbuang ke pendingin lebih tinggi pada kecepatan rendah (sekitar 35 persen) dan berkurang pada kecepatan tinggi (sekitar 25 persen). Panas lebih banyak terbawa oleh gas buang pada kecepatan tinggi.
3. Torsi dan *mean effective pressure (mep)* tidak bergantung kuat pada kecepatan mesin, tetapi bergantung pada efisiensi volumetrik dan kerugian-kerugian gesek. Posisi torsi maksimum berhubungan dengan posisi efisiensi volumetrik maksimum.
4. Tenaga yang tinggi muncul dari kecepatan yang tinggi. Dalam rentang kecepatan sebelum tenaga maksimum dicapai, pelipat-gandaan kecepatan akan melipatgandakan tenaga.
5. Pada putaran rendah, *fhp* relatif rendah dan *bhp* mendekati *ihp*. Bila putaran naik, *fhp* naik pada laju yang lebih tinggi sehingga *bhp* mencapai puncak dan mulai turun walaupun *ihp* masih naik.



Gambar 3.10 Unjuk kerja motor SI otomotif kecepatan berubah pada katup penuh

### Contoh 3.1

Motor Ford Zephyr mempunyai 6 silinder dengan *bore* 82,55 mm dan *stroke* 79,5 mm. Perbandingan kompresi 7,8. Dapatkan kapasitas mesin dan volume *clearance* tiap silinder!

#### Penyelesaian:

$$\text{Volume langkah satu silinder} = \frac{\pi}{4} d^2 S = \frac{\pi}{4} \cdot 82,55^2 \cdot 79,5 = 425,5 \text{ cm}^3 (\text{atau cc})$$

$$\text{Kapasitas mesin} = \text{volume langkah total semua silinder}$$

$$= 425,5 \times 6 = 2553 \text{ cm}^3$$

$$\text{Perbandingan kompresi, } r = \frac{\text{vol. total}}{\text{vol. clearance}} = \frac{\text{vol. clear.} + \text{vol. langkah}}{\text{vol. clear.}}$$

$$\text{atau } 7,8 = 1 + \frac{\text{vol. langkah}}{\text{vol. clearance}}$$

$$(\text{volume langkah}) / (\text{volume clearance}) = r - 1 = 7,8 - 1 = 6,8$$

$$\text{Volume clearance tiap silinder} = (\text{volume langkah}) / 6,8$$

$$= \frac{425,5}{6,8} = 62,58 \text{ cm}^3$$

### Contoh 3.2

Motor petrol empat langkah menghasilkan 48 bhp dengan efisiensi mekanis 80%. Konsumsi bahan bakar spesifik mesin 0,3 kg/bhp.hr, A/F = 14/1. Asumsikan nilai kalor bahan bakar 10.000 kKal/kg. Berapa: a) *ihp*, b) *fhp*, c) *bte*, d) *ite*, e) konsumsi bahan bakar per jam, f) konsumsi udara per jam.

#### Penyelesaian:

$$\text{a) Dari persamaan } \eta_m = \frac{\text{bhp}}{\text{ihp}} \rightarrow \text{ihp} = \frac{\text{bhp}}{\eta_m} = \frac{48}{0,8} = 60 \text{ hp}$$

$$\text{b) } \text{fhp} = \text{ihp} - \text{bhp} = 60 - 48 = 12 \text{ hp}$$

$$1 \text{ bhp} - \text{hr} = 75 \text{ kgf.m} \times 3600 / 427 = 632,5 \text{ kKal}$$

$$\text{c) } \text{Sfc} = \frac{632,5}{\eta_{fb} \times \text{NK}}, \text{ sehingga}$$

$$bte (\eta_{tb}) = 632,5 / (0,3 \times 10.000) = 0,211 = 21,1\%$$

$$d) ite (\eta_t) = \eta_{tb} / \eta_m = 21,1 / 0,8 = 0,264 = 26,4\%$$

$$e) \text{Konsumsi bahan bakar tiap jam} = bsfc \times bhp = 0,3 \times 48 = 14,4 \text{ kg/jam}$$

$$f) \text{Konsumsi udara tiap jam} = 14 \times 14,4 = 202 \text{ kg/jam}$$

### Contoh 3.3

Sebuah mesin SI dengan F/A 0,07 : 1. Berapa kilogram udara tiap jam yang diperlukan untuk keluaran 100 bhp pada efisiensi overall 20%? Berapa m<sup>3</sup> udara yang diperlukan tiap jam bila densitas udara 1,2 kg/m<sup>3</sup>? Bila uap bahan bakar mempunyai massa jenis empat kali udara, berapa m<sup>3</sup> tiap jam campuran yang diperlukan? Nilai kalor bahan bakar adalah 10.500 kkal/kg.

**Penyelesaian:**

$$\eta = \frac{(bhp \times 4500 \times 60) / 427}{(\text{konsumsi bb.dalam kg / jam}) \times NK}$$

$$\text{konsumsi bahan bakar ( kg/jam )} = \frac{bhp \times 4500 \times 60}{427 \times \eta \times NK} = 30,05$$

$$a) \text{Konsumsi udara/jam} = 30,05 \times (1/0,07) = 430 \text{ kg}$$

$$b) \text{Volume udara/jam} = 430 / 1,2 = 358 \text{ m}^3$$

$$\text{Volume bb/jam} = 30,05 / (1,2 \times 4) = 6,26 \text{ m}^3$$

$$c) \text{Volume campuran} = 358 + 6,26 = 364,3 \text{ m}^3$$

### Contoh 3.4

Suatu motor otto jenis 4 langkah 6 silinder bekerja pada putaran 4500 rpm. Torsi yang dihasilkan 23,5 kgf.m dan perbandingan S/D=1,2. Hitung:

a) Daya efektif mesin,

b) Daya indikatif dan daya gesek (*friction horsepower*) bila efisiensi mekanisnya 80%,

c) Tekanan efektif dan indikatifnya bila diameter silindernya 90 mm,

d) Harga sfc bila efisiensi totalnya 28% dan NKB-BB= 10.000 kkal/kg,

e) Kebutuhan bahan bakar per jam.

**Penyelesaian:**

a) Daya efektif, We :

$$Mt = 716,2 \frac{\dot{W}_e}{n} = 716,2 \frac{\dot{W}_e}{4500}$$

$$\dot{W}_e = \frac{4500 \times 23,5}{716,2} = 147,05 \text{ dk (Hp)}$$

b) Daya idikatif, Wi , dan daya gesek, Wf :

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_i}$$

$$\dot{W}_i = \frac{\dot{W}_e}{\eta_m} = \frac{147,65}{0,8} = 184,56 \text{ dk}$$

$$\dot{W}_f = \dot{W}_i - \dot{W}_e = 36,91 \text{ dk}$$

c) Tekanan efektif, P<sub>e</sub>, dan tekanan indikatif, P<sub>i</sub>

Dari Persamaan (3.11), persamaan untuk P<sub>e</sub> adalah:

$$P_e = \frac{4 \times 100 \times 60 \times 75 \times 2 \times 147,65}{\pi \times 81 \times 10,8 \times 4500 \times 6} = 7,16 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$P_i = \frac{P_e}{\eta_m} = \frac{7,16}{0,80} = 8,95 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

d) Konsumsi bahan bakar spesifik, sfc:

$$sfc = \frac{632,5}{\eta_t \times NKBB} = \frac{632,6}{0,28 \times 10.000} = 0,225 \frac{\text{kg}}{\text{dk-jam}}$$

e) Kebutuhan bahan bakar tiap jam, B:

$$sfc = \frac{B}{Ne}$$

$$B = sfc \times Ne = 0,225 \times 147,65 = 33,32 \text{ kg}$$

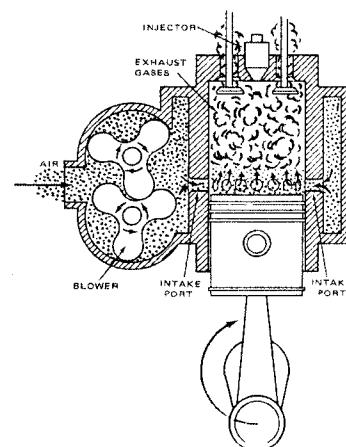
### 3.5 MOTOR PEMBAKARAN DALAM JENIS COMPRESSION IGNITION ENGINES (CIE)

Konsep pembakaran pada motor diesel adalah melalui proses penyalaan kompresi udara pada tekanan tinggi. Pembakaran itu dapat terjadi karena udara dikompresi pada ruang dengan perbandingan kompresi jauh lebih besar daripada motor bensin (7-10), yaitu antara 14-22. Akibatnya, udara akan mempunyai tekanan dan temperatur melebihi suhu dan tekanan penyalaan bahan bakar.

Sistem kerja motor diesel dapat dibedakan atas motor diesel dua langkah dan empat langkah.

#### 3.5.1 Motor Diesel Dua langkah

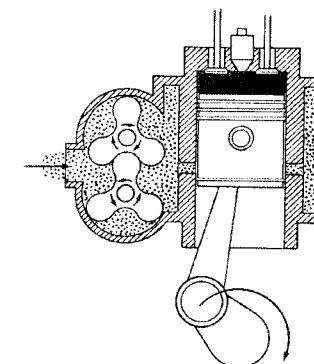
Sama halnya dengan pada motor cetus nyala api (SIE), motor diesel dua langkah bekerja bila dua kali gerakan piston (satu kali putaran engkol) menghasilkan satu kali kerja.



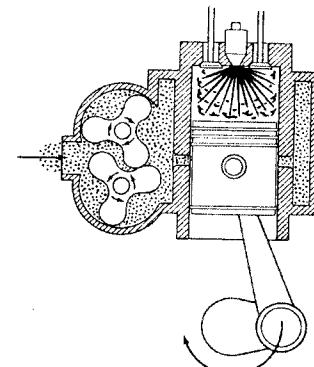
Gambar 3.11 Pembilasan

Dalam diesel, siklus dua langkah (Gambar 3.11) kedua katup adalah katup buang. Saluran (lubang) pada dinding silinder yang terbuka dan tertutup oleh gerakan piston memungkinkan udara mengalir ke dalam silinder. Ketika piston berada pada TMB, saluran masuk terbuka, dan udara mengalir ke dalam silinder dengan tekanan tinggi karena blower. Pada saat yang sama gas buang terbuang keluar melalui katup buang yang terbuka pada bagian atas silinder.

Ketika piston naik, saluran masuk tertutup, katup buang menutup, dan udara dalam silinder tertekan (Gambar 3.12). Bahan bakar diinjeksikan ketika piston berada dekat titik mati atas dan terbakar oleh panas yang dihasilkan oleh penekanan udara. Gas berekspansi menekan piston turun untuk menghasilkan tenaga (Gambar 3.13).



Gambar 3.12 Udara terkompresi



Gambar 3.13 Ekspansi gas menekan piston melakukan kerja

### 3.5.2 Motor Diesel Empat Langkah

Sama halnya dengan motor cetus nyala api, motor diesel empat langkah bekerja bila empat kali gerakan piston (dua kali putaran engkol) menghasilkan satu kali kerja.

Secara skematis prinsip kerja motor diesel empat langkah dapat dijelaskan sebagai berikut:

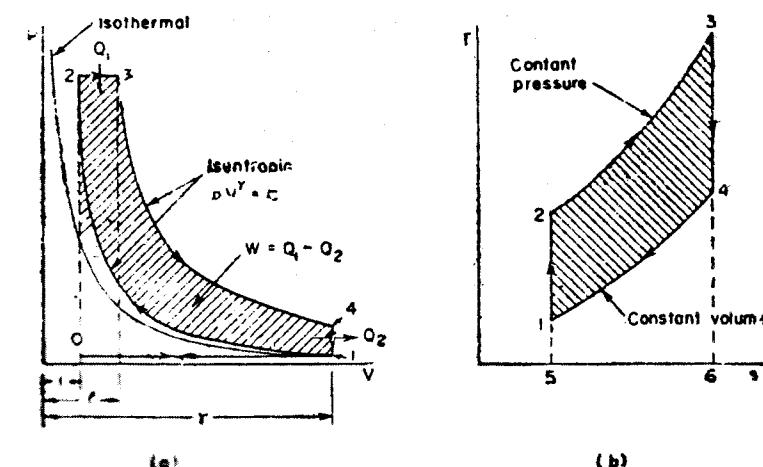
- Langkah pemasukan.** Pada langkah ini katup masuk membuka dan katup buang tertutup. Udara mengalir ke dalam silinder.
- Langkah kompresi.** Pada langkah ini kedua katup menutup, piston bergerak dari TMB ke TMA, menekan udara yang ada dalam silinder. Sesaat sebelum mencapai TMA, bahan bakar diinjeksikan.
- Langkah ekspansi.** Karena injeksi bahan bakar ke dalam silinder yang bertemperatur tinggi, bahan bakar terbakar dan berekspansi menekan piston untuk melakukan kerja sampai piston mencapai TMB. Kedua katup tertutup pada langkah ini.
- Langkah buang.** Ketika piston hampir mencapai TMB, katup buang terbuka, katup masuk tetap tertutup. Ketika piston bergerak menuju TMA, gas sisa pembakaran terbuang keluar ruang bakar. Akhir langkah ini adalah ketika piston mencapai TMA. Siklus kemudian berulang lagi.

### 3.5.3 Proses Termodinamika

Proses termodinamika motor diesel dapat menggunakan siklus diesel maupun siklus ganda (*dual cycle*).

#### 3.5.3.1 Siklus Diesel (Diesel Tekanan Rata)

Siklus diesel adalah siklus teoretis untuk *compression ignition engines* atau motor diesel. Perbedaan antara siklus diesel dan otto adalah pada motor diesel penambahan panas terjadi pada tekanan tetap. Karena alasan ini siklus diesel kadang disebut siklus tekanan tetap. Dalam diagram P-V dan T-s, siklus diesel dapat digambarkan seperti Gambar 3.14 berikut:



Gambar 3.14 Siklus diesel (a) diagram P-V, (b) diagram T-s

Prosesnya:

- 1-2 Kompresi isentropik (reversibel adiabatik)
- 2-2 Pembakaran isobaris
- 3-4 Ekspansi isentropik (reversibel adiabatik)
- 4-1 Pembakaran kalor isochoric

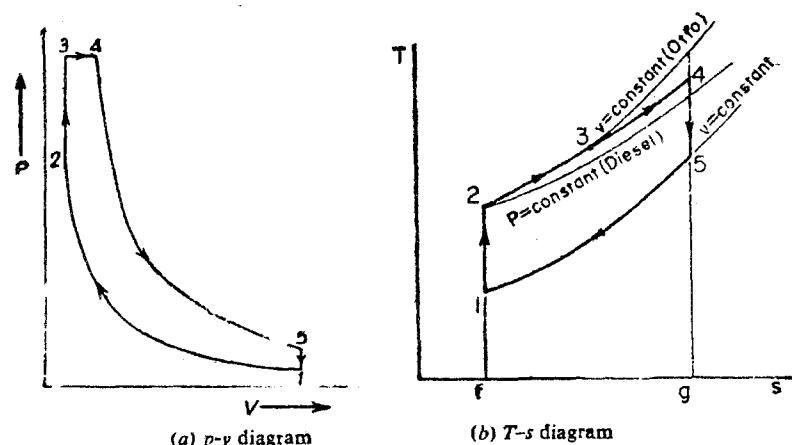
Efisiensi teoretis siklus diesel adalah:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[ \frac{\rho^{k-1}}{k(\rho - 1)} \right]$$

di mana  $\rho = V_1/V_2$  (*cut off ratio*).

#### 3.5.3.2 Siklus Ganda (Dual Cycle)

Siklus teoretis dari beberapa mesin bolak-balik, khususnya mesin diesel putaran tinggi, lebih sesuai bila dinyatakan dalam siklus pembakaran ganda (*dual*). Penambahan panas pada volume konstan cenderung menaikkan efisiensi siklus dan perubahan penambahan panas ke tekanan konstan membatasi tekanan maksimum.



Gambar 3.15 Siklus dual (a) diagram P-V, (b) diagram T-s

Prosesnya:

- 1-2: Kompresi adiabatik
- 2-3: Pembakaran isochoric
- 3-4: Pembakaran isobarik
- 4-5: Ekspansi adiabatik
- 5-1: Pembuangan isochoric

Efisiensi teoritis siklus dual:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[ \frac{\alpha p^k - 1}{(\alpha - 1) + \alpha k(p - 1)} \right] \quad 3.15$$

di mana:

$\alpha = p_3/p_2$  (perbandingan tekanan pada volume konstan)

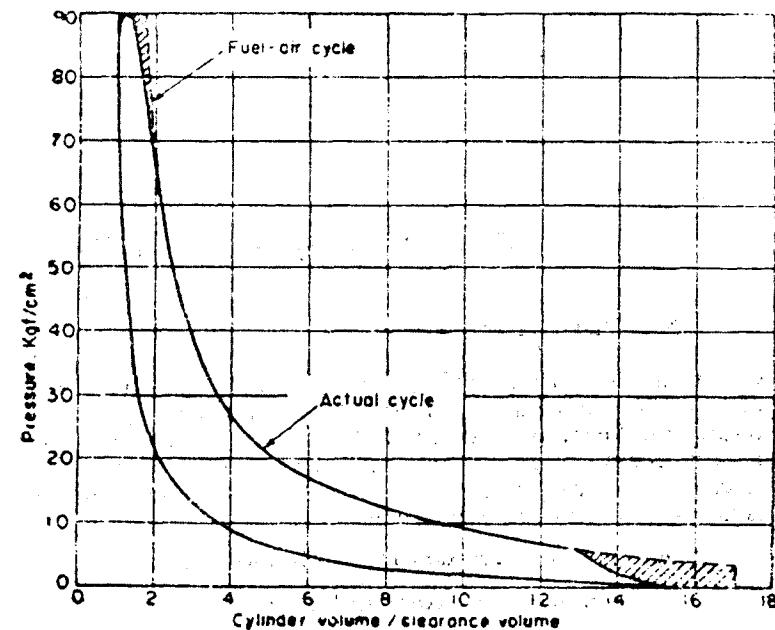
$\rho = V_4/V_3$  (*cut-off ratio* / perbandingan pemancungan)

$k = 1,40$

$r = V_1/V_2$

### 3.5.4 Siklus Aktual Motor Diesel

Dalam siklus diesel, kerugian lebih rendah daripada yang terjadi pada siklus otto. Kerugian utama adalah karena pembakaran tidak sempurna dan penyebab utama perbedaan antara siklus teoretis dan siklus aktual mesin diesel. Hal ini ditunjukkan Gambar 3.16. Dalam siklus teoretis, pembakaran diharapkan selesai pada akhir pembakaran tekanan tetap, tetapi aktualnya *after burning* berlanjut sampai setengah langkah ekspansi. Perbandingan efisiensi antara siklus aktual dan teoretis adalah sekitar 0,85.



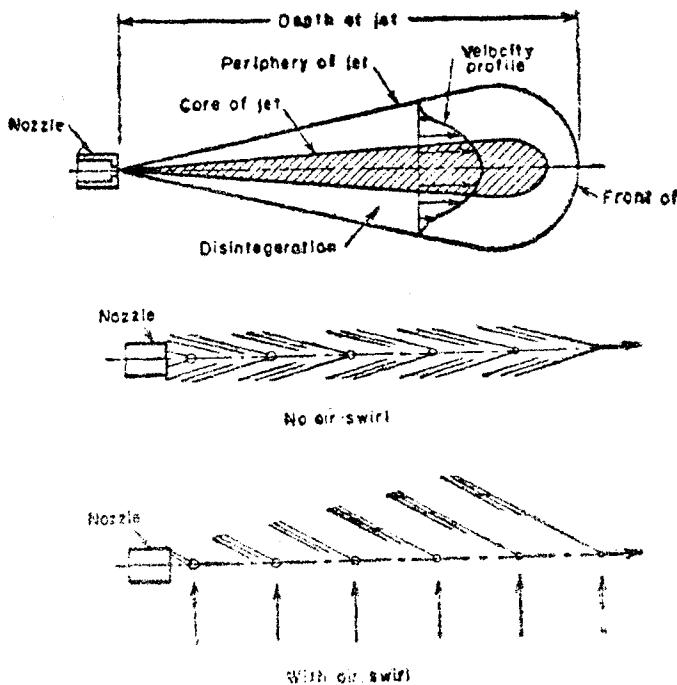
Gambar 3.16 Siklus aktual diesel

### 3.5.5 Pembakaran Bahan Bakar dalam Motor Diesel

Dalam motor CI, hanya udara yang dikompresi sehingga tekanan dan temperatur naik tinggi. Perbandingan kompresi 12:1 ÷ 22:1. Temperatur udara dapat mencapai 450 ÷ 550°C dan tekanannya 30 ÷ 40 kgf/cm². Bahan bakar diinjeksikan dengan tekanan tinggi (110 ÷ 200 kgf/cm²) dengan menggunakan pompa bahan bakar. Setiap menit *droplet*, ketika memasuki udara

panas secara cepat terlingkupi oleh selubung uapnya sendiri, dan selanjutnya setelah interval waktu tertentu akan terbakar pada permukaan selubung.

Dalam motor CI, bahan bakar tidak diinjeksikan sekali, tetapi menyebar pada periode waktu tertentu sekitar 20-40 derajat poros engkol. Adalah tidak mungkin menginjeksikan droplet bahan bakar hingga terdistribusi merata ke seluruh ruang bakar. Campuran bahan bakar udara yang terbentuk dalam silinder secara esensial adalah heterogen. Dalam kondisi yang demikian, bila udara dalam silinder tidak bergerak, hanya sedikit bagian bahan bakar yang akan bertemu oksigen dalam jumlah yang cukup. Bahkan pembakaran bahan bakar akan berjalan pelan atau bahkan terhambat karena droplet tersebut terselubungi produk pembakarannya. Dengan demikian perlu dilakukan pengendalian gerakan udara dan bahan bakar sehingga suplai yang kontinu udara segar akan terbawa ke tiap droplet yang terbakar dan menyapu produk pembakaran. Pengaruh gerakan udara ini disebut *air swirl*. Hal ini ditunjukkan pada Gambar 3.17.

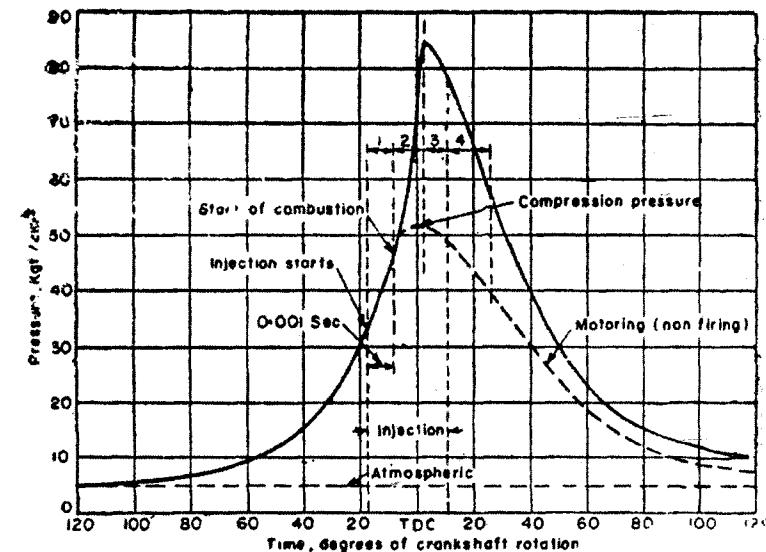


Gambar 3.17 Skema disintegrasi semprotan bahan bakar dalam mesin CI

### 3.5.5.1 Tahap Pembakaran

Ricardo membagi pembakaran dalam mesin CI dalam tiga tahap berbeda (lihat Gambar 3.18).

1. *Tahap pertama:* Periode kelambatan pembakaran. Pada tahap ini sebagian bahan bakar telah diinjeksikan tetapi belum terbakar. Kelambatan pembakaran dihitung dari mulai injeksi di mana kurva P-θ terpisah dari pengompresi udara murni. Kelambatan pembakaran adalah fasa persiapan yang pendek.



Gambar 3.18 Tahap pembakaran dalam motor CI

2. *Tahap kedua:* Pembakaran cepat atau tak terkendali. Pada tahap kedua ini tekanan naik dengan cepat karena selama periode kelambatan pembakaran droplet itu bahan bakar telah mempunyai waktu untuk menyebar dan mendapatkan udara di sekitarnya. Tahap ini dihitung dari titik akhir tahap kelambatan sampai titik tekanan maksimum dalam diagram indikator. Sekitar sepertiga panas dibebaskan selama periode ini.
3. *Tahap ketiga:* Pembakaran terkendali. Pada akhir tahap kedua tekanan dan temperatur sudah sangat tinggi sehingga droplet bahan bakar yang

diinjeksikan langsung terbakar ketika memasuki ruang bakar dan kenaikan tekanan selanjutnya dapat dikendalikan dengan cara mekanis murni, yaitu dengan laju penginjeksian. Periode ini diasumsikan berakhir pada temperatur maksimum. Panas yang dibebaskan sampai akhir periode ini sekitar 70 sampai 80 persen dari panas total bahan bakar yang disuplai selama siklus.

4. *Tahap keempat: After burning.* Ketiga tahap di atas pertama kali diusulkan oleh Ricardo. Tahap keempat dapat ditambahkan. Tahap ini tidak dapat muncul dalam semua kasus. Secara teoretis diharapkan pembakaran berakhir di akhir tahap ketiga. Namun karena miskinnya distribusi partikel bahan bakar, pembakaran berlanjut selama sisa langkah ekspansi. Lama tahap keempat ini sekitar 70 sampai 80 derajat poros engkol dari TMA dan panas yang dibebaskan sampai akhir semua proses pembakaran adalah 95 sampai 97 persen dan 3 sampai 5 persen dari panas terbuang menjadi bahan bakar yang tak terbakar bersama gas buang.

### 3.5.5.2 Perbandingan Udara Bahan Bakar (A/F) dalam Motor CI

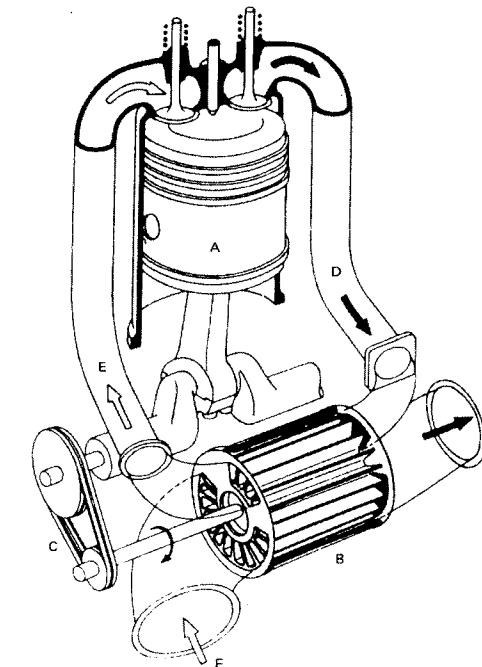
Dalam motor CI, suplai udara adalah konstan untuk setiap putaran sehingga mesin ini disebut mesin suplai udara konstan, walaupun bahan bakar yang masuk tergantung beban yang mengakibatkan perbandingan udara bahan bakar (*air fuel ratio, A/F*) keseluruhan (*overall*) selalu berubah terhadap beban. Di samping itu terdapat lokal A/F karena homogenitas udara bahan bakar dalam silinder tidak sama.

### 3.5.6 Supercharging

Kesempurnaan pembakaran bahan bakar dalam motor pembakaran dalam sangat tergantung pada suplai udara untuk keperluan pembakaran. Dengan menambah laju aliran udara ke dalam mesin maka bahan bakar akan lebih banyak terbakar secara efisien dan menghasilkan tenaga yang lebih tinggi. Laju aliran udara dapat ditingkatkan dengan pemakaian blower. Prosesnya disebut *supercharging* dan pesawatnya disebut *supercharger* atau *turbocharger*. Secara umum bila blower digerakkan secara mekanis oleh peralatan poros dari mesin, peralatan tersebut dinamakan *supercharger*. Bila peralatan tersebut digerakkan gas buang disebut *turbocharger*. Dalam motor diesel, kebanyakan blower digerakkan oleh gas buang.

Tujuan dari supercharging, di samping untuk pembilasan (*scavenging*) gas sisa pembakaran, adalah untuk menaikkan massa jenis udara karena tekanannya lebih besar daripada penghisapan secara alami (pergerakan udara oleh penghisapan). Istilah pembilasan hanya digunakan dalam motor siklus dua langkah sementara supercharging terutama digunakan untuk motor siklus empat langkah.

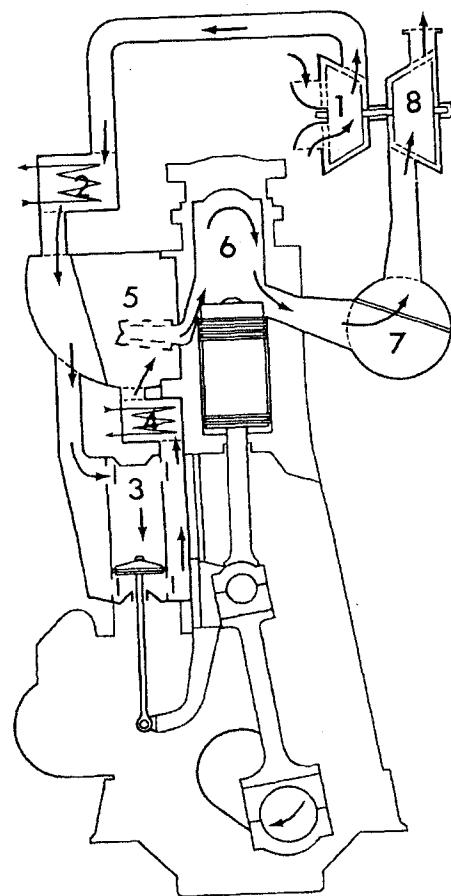
Keuntungan utama dari supercharging adalah: (1) menaikkan tenaga dari motor dengan berat tetap, (2) motor dengan supercharger biasanya lebih murah daripada mesin dengan penghisapan natural dengan tenaga yang sama, (3) menaikkan ekonomi bahan bakar.



Keterangan:

- |                     |                     |
|---------------------|---------------------|
| A. Piston           | E. Intake manifold  |
| B. Fan/ blower      | F. Pipa hisap udara |
| C. Belt penggerak   | G. Pipa pembuangan  |
| D. Exhaust manifold |                     |

Gambar 3.19 Supercharger

**Keterangan:**

1. Blower centrifugal
2. Pendingin tingkat pertama
3. Pompa bolak-balik pembilas
4. Pendingin tingkat kedua
5. Manifold udara pembilas
6. Ruang bakar
7. Manifold gas buang
8. Turbin gas buang

**Gambar 3.20 Turbocharger****3.5.7 Unjuk Kerja Motor Diesel**

Unjuk kerja motor diesel dapat dilihat dengan menguji mesin tersebut pada putaran tetap maupun pada putaran berubah. Pada putaran tetap, beban berubah karena efisiensi motor CI lebih besar daripada motor SI. Kerugian totalnya lebih kecil. Kerugian pendinginan lebih besar pada beban rendah dan kerugian radiasi dan lain-lain lebih besar pada beban tinggi. Bmep (*brake mean effective pressure*), bhp (*brake horse power*), dan torsi naik berbanding langsung terhadap beban seperti ditunjukkan Gambar 3.21 (a). Tidak seperti motor SI, kurva bhp dan bmep naik kontinu dan hanya dibatasi oleh asap. Temperatur gas buang juga hampir sebanding dengan beban. Bsfc terendah dan efisiensi maksimum terjadi kira-kira pada 80 persen beban penuh.

Gambar 3.21 (b) menunjukkan kurva unjuk kerja motor diesel V-6 Toro-flow GM 7850 cc empat langkah. Nilai torsi maksimum kira-kira pada 70 persen kecepatan maksimum dibanding kira-kira 50 persen pada motor SI. Di samping itu, bsfc adalah rendah pada semua kisaran kecepatan dan lebih baik daripada motor SI.

**Contoh 3.5**

Motor diesel menghasilkan 5 bhp. Efisiensi termal indikasinya 30% dan efisiensi mekanisnya 75%. Perkiraan konsumsi bahan bakar mesin dalam: a) kg/jam, b) liter/jam, c) isfc, d) bsfc. Asumsikan *specific gravity* bahan bakar 0,87 dan nilai kalor bahan bakar 10.000 kkal/kg.

**Penyelesaian:**

$$\text{Efisiensi mekanis } \eta_m = \text{bhp}/\text{ihp} \rightarrow \text{ihp} = \frac{\text{bhp}}{\eta_m} = \frac{5}{0,75} = 6,66$$

$$\text{i t e} = \frac{\text{ihp}}{\text{kons.bb} \times \text{NK}} \Rightarrow 0,30 = \frac{(6,66 \times 4500 \times 60) / 427}{\text{kons.bb.(kg/jam)} \times 10.000 \text{ kkal/kg}}$$

$$\text{a) Konsumsi bahan bakar (kg/jam)} = \frac{(6,66 \times 4500 \times 60)}{0,3 \times 427 \times 10000} = 1,405 \text{ kg/hr}$$

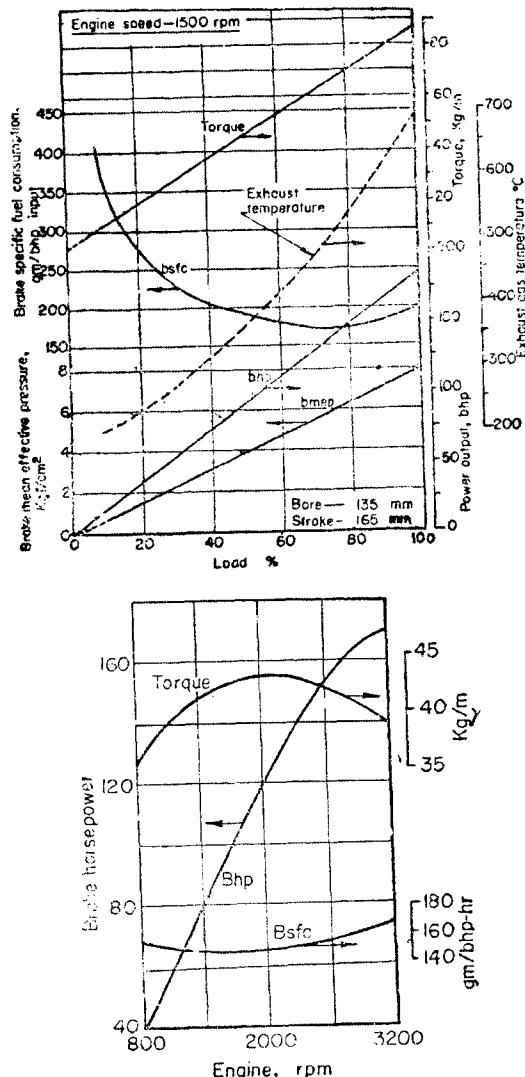
$$\text{b) Konsumsi bahan bakar (liter/jam)} = 1,405 / 0,87 = 1,615 \text{ liter/hr}$$

$$\text{c) isfc} = \text{konsumsi bahan bakar (kg/jam)} / \text{ihp} = 1,405 / 6,66$$

$$= 0,205 \frac{\text{kg}}{\text{hp-jam}}$$

d)  $bsfc = \text{konsumsi bahan bakar (kg/jam)} / \text{bhp} = 1.405/5$

$$= 0.204 \frac{\text{kg}}{\text{hp} - \text{jam}}$$



Gambar 3.21 Unjuk kerja motor CI enjin silinder 4 langkah otomotif pada  
(a) putaran tetap, dan (b) putaran berubah

### Contoh 3.6

Motor berbahan bakar solar bekerja dengan siklus diesel tekanan rata. Perbandingan kompresi keseluruhan 18 : 1 dan pemasukan energi pada tekanan konstan berakhir pada 10% dari langkah. Kondisi masuk adalah 1 kgf/cm<sup>2</sup> dan 20°C. Mesin menggunakan 100 m<sup>3</sup> udara/jam. Bila  $k = 1,4$ , dapatkan: a) temperatur maksimum dan tekanan maksimum siklus, b) efisiensi termal motor, dan c) ihp.

**Penyelesaian:**

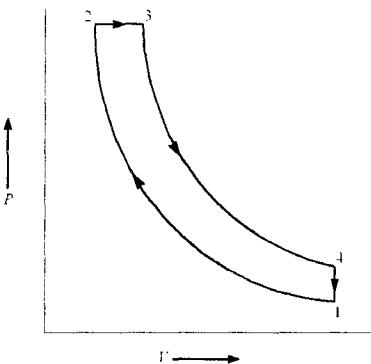
(a - b)

Misal clearance = 1

Volume langkah =  $18 - 1 = 17$

10% volume langkah = 1,7

Akhir pemasukan energi berakhir pada  $V = 1 + 1,7 = 2,7$



Gambar 3.22 Diagram P-V untuk proses Contoh 3.6

$$\rho = V_3/V_2 = 2.7/1 = 2.7$$

Efisiensi termal:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[ \frac{\rho^{k-1}}{k(\rho-1)} \right] = 1 - \frac{1}{18^{0.4}} \left[ \frac{2.7^{0.4}}{1.4(1.7)} \right]$$

$$1 - 0.40 = 0.6 \text{ atau } 60\%$$

$$T_1 = 20 + 273 = 293 \text{ } ^\circ\text{K}, P_1 = 1 \text{ kgf/cm}^2$$

$$P_2 = P_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^k = 1 \times 18^{1.4} = 53.6 \text{ kgf/cm}^2$$

$$P_3 = P_2 = 53.6 \text{ kgf/cm}^2$$

$$T_2 = T_1 \times \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = 293 \times 3.175 = 930 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\frac{P_2 V_2}{T_2} = \frac{P_3 V_3}{T_3}$$

$$T_3 = T_2 \frac{P_3 V_3}{P_2 V_2} = 930 \times 2.7 = 2510 \text{ K atau } 2237 \text{ } ^\circ\text{C}$$

c) Siklus untuk 100 m<sup>3</sup> udara:

$$V_1 - V_2 = 100 \text{ m}^3; V_1 = 18V_2$$

$$18V_2 - V_2 = 100 \text{ atau } V_2 = 100/17 = 6.13 \text{ m}^3$$

$$V_1 = 100 + 6.13 = 106.13 \text{ m}^3$$

$$V_3 = 2.7 V_2, 6.13 = 15.9 \text{ m}^3$$

$$V_4 = V_2 = 106.3 \text{ m}^3$$

$$P_4 = P_3 (\frac{V_3}{V_4})^k = 53.6 \times (15.9/106.13)^{1.4} = 367 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\text{Kerja yang dilakukan} = P_2(V_3 - V_2) + \frac{(P_3 V_3 - P_4 V_4) - (P_2 V_2 - P_1 V_1)}{k-1}$$

$$= 1126,5 \times 10^4 \text{ kgf-m}$$

$$ihp = \frac{1126 \times 10^4}{75 \times 60 \times 60} = 41,7 \text{ Hp}$$

### Contoh 3.7

Motor diesel 4 langkah silinder tunggal bekerja dengan siklus ganda (dual) mempunyai perbandingan kompresi 15 : 1. Mesin menghisap udara pada 1 kgf/cm<sup>2</sup>, 27°C dan tekanan maksimum dalam silinder dibatasi sampai 55

kgf/cm<sup>2</sup>. Perpindahan panas pada volume konstan adalah dua kali pada tekanan konstan. Tentukan:

- Perbandingan tekanan pada volume konstan,
- Perbandingan pemancangan (*cut-off ratio*), dan
- Efisiensi termal siklus.

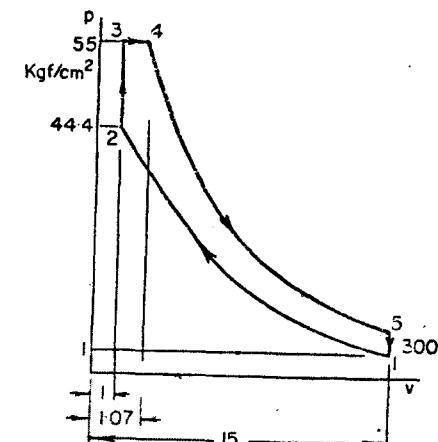
Asumsikan C<sub>P</sub> = 0,24 dan C<sub>V</sub> = 0,171, k = 1,4

**Penyelesaian:**

Misal V<sub>2</sub> = 1

$$\begin{aligned} a) \quad T_2 &= T_1 (\frac{V_1}{V_2})^{k-1} \\ &= 300 (15)^{0.4} = 886,25 \text{ K} \end{aligned}$$

$$P_2 = \frac{P_1 V_1}{T_1 V_2} \frac{T_2}{V_2} = \frac{1 \times 15 \times 886}{300 \times 1} = 44,4 \text{ kgf / cm}^2$$



Gambar 3.23 Diagram P-V proses Contoh 3.7

Perbandingan tekanan pada volume konstan:  $\frac{P_3}{P_2} = \frac{55}{44,4} = 1,24$

b) *Cut off ratio*,  $(V_4/V_3) = (V_4/V_2)$ :

$$T_3 = T_2 (\frac{P_3}{P_2}) = 886 \times 1,24 = 1098,64 \text{ K}$$

Panas yang disuplai selama volume konstan

$$Q_{2-3} = C_V(T_3 - T_2) = 0.17(10984, - 886) = 36,4 \text{ kkal/kg}$$

$$Q_{2-3} = 2 Q_{3-4} = 2 C_P(T_4 - T_3), \text{ sehingga}$$

$$36,4 = 2 \times 0.24(T_4 - 1100) \rightarrow T_4 = 1174,47 \text{ K}$$

$$V_4 = T_4 (V_3/T_3) = \frac{1174,47 \times 1}{1078,64} = 1,069$$

$$\text{Cut-off ratio, } (V_4/V_2) = 1,07$$

c) Efisiensi termal

$$T_4/T_5 = (V_5/V_4)^{k-1}$$

$$T_5 = \frac{1175,4}{2,87} = 408,396 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} \eta &= 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + k(T_4 - T_3)} \\ &= 1 - \frac{408 - 300}{(1098,64 - 886,25) + 1,4(1174,47 - 1098,64)} \end{aligned}$$

$$\eta = 0,6598 \text{ atau } 65,98\%$$

### Contoh 3.8

Suatu motor diesel siklus ganda (*dual*) jenis 4 langkah 6 silinder tekanan efektif  $7,5 \text{ kgf/cm}^2$ , putaran operasi 5000 rpm, volume *cut-off* adalah sama dengan 0,0328 volume total, sedang perbandingan kompresinya,  $V_1/V_2 = 22$ , perbandingan tekanan pada volume konstan adalah 1,56. Hitung: a) efisiensi termal, b) daya efektif bila harga  $D = 98 \text{ mm}$  dan  $S = 110 \text{ mm}$ , c) daya indikatif dan daya gesek bila efisiensi mekanisnya 80%, dan d) torsi yang dihasilkan.

**Penyelesaian:**

a) Dengan memperhatikan Gambar 3.23:

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{W_{net}}{Q_{in}}; \quad Q_{in} = Q_{2-3} + Q_{3-4}, \text{ dan } W_{net} = Q_{in} - Q_{out} \\ \eta_t &= \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{C_V(T_5 - T_1)}{C_V(T_3 - T_2) + C_P(T_4 - T_3)} \\ &= 1 - \frac{T_1}{T_2} \left[ \frac{(T_5/T_1) - 1}{\left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right) + k \frac{T_3}{T_2} \left( \frac{T_4}{T_3} - 1 \right)} \right] \end{aligned}$$

di mana:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1} = \frac{1}{r^{k-1}} \left[ \frac{(T_5/T_1) - 1}{(1,56 - 1) + 1,4 \times 1,56(\rho - 1)} \right]$$

$$\rho = \frac{T_4}{T_3} = \frac{V_4}{V_3} \quad \text{dan} \quad \lambda = \frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} = 1,56$$

$$V_3 = V_2 = 22 V_1$$

$$V_4 - V_3 = 0,0328 \times 22 V_3 = 0,72 V_3, \text{ atau } V_4 = 1,72 V_3$$

$$\text{jadi } \frac{V_4}{V_3} = \rho = 1,72$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1} = r^{k-1}, \text{ atau } T_2 = r^{k-1} T_1$$

$$\lambda = \frac{T_3}{T_2} = 1,56, \text{ atau } T_3 = \lambda T_2 = 1,56 T_2 = 1,56 r^{k-1} T_1$$

$$\rho = \frac{T_4}{T_3} = 1,72, \text{ atau } T_4 = \rho T_3 = \rho 1,56 r^{k-1} T_1$$

$$\frac{T_5}{T_4} = \left( \frac{V_4}{V_5} \right)^{k-1} = \left( \frac{\rho V_3}{r V_2} \right) = \left( \frac{\rho}{r} \right)^{k-1}$$

$$T_5 = T_4 \left( \frac{\rho}{r} \right)^{k-1} = 1,56 \rho r^{k-1} \left( \frac{\rho}{r} \right)^{k-1} T_1 = 1,56 \rho^k T_1 = \lambda \rho^k T_1$$

Sehingga:

$$\begin{aligned}\eta_t &= 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[ \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1)} \right] \\ &= 1 - \frac{1}{22^{0.4}} \left[ \frac{1,56 \times 1,72^{1.4} - 1}{(1,56 - 1) + 1,4 \times 1,56 (1,72 - 1)} \right] \\ &= 1 - 0,318 = 0,6819\end{aligned}$$

$$\eta_t = 68,19\%$$

b) Daya efektif,  $\dot{W}_e$ :

$$\dot{W}_e = \frac{\pi D^2}{4} P_e \times S \times n \times i = \frac{\pi 9,8^2}{4} 7,5 \times 11 \times 5000 \times 6 = 207,43 \text{ dk(Hp)}$$

c) Daya indikatif dan daya gesekan,  $\dot{W}_i$  dan  $\dot{W}_f$ :

$$\dot{W}_i = \frac{\dot{W}_e}{\eta_m} = \frac{207,49}{0,80} = 259,28 \text{ dk}$$

$$\dot{W}_f = \dot{W}_i - \dot{W}_e = 259,28 - 207,43 = 51,86 \text{ dk}$$

d) Torsi yang dihasilkan,  $M_t$ :

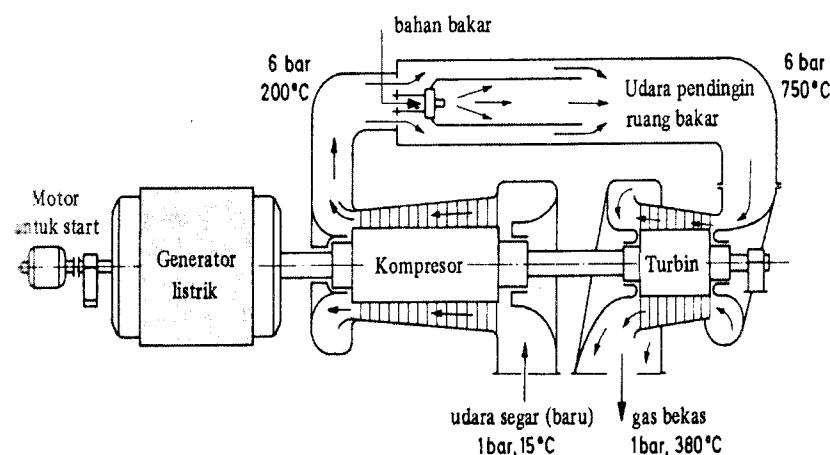
$$M_t = 716,2 \frac{\dot{W}_e}{n} = 716,2 \frac{207,43}{5000} = 29,71 \text{ kgf.m}$$

## 3.6 TURBIN GAS

### 3.6.1 Pengantar

Membakar bahan bakar dalam api terbuka merupakan cara sederhana untuk menghasilkan panas. Energi tersebut kemudian dipindahkan ke perangkat keras dengan menggunakan fluida kerja yang sesuai, kadang udara, dengan mengalirkannya melalui mesin. Dalam mesin bolak-balik hal itu dilakukan dengan siklus termodinamika pengisian, kompresi, pemanasan, ekspansi, dan pembuangan yang dilakukan secara berurutan dalam ruang yang sama yang terbentuk oleh piston dan silinder yang beroperasi pada fluida kerja satu massa pada satu waktu. Sangat berbeda dengan turbin gas, fluida kerja mengalir tanpa gangguan, yang mengalir secara kontinu dari satu peralatan untuk satu tujuan ke peralatan berikutnya.

Susunan turbin gas yang sederhana ditunjukkan pada Gambar 3.24. Kompresor yang bekerja seperti fan menggerakkan fluida kerja ke dalam sistem pemanas. Fluida dipanaskan oleh pembakaran dalam, yang karenanya disebut motor pembakaran dalam (pembakaran dengan suplai bahan bakar terkendali ke dalam aliran udara) atau oleh pertukaran panas dari luar, yang karenanya disebut motor pembakaran luar (melewatkannya fluida terkompresi melalui jalur yang dipanaskan). Gas panas tersebut kemudian di-ekspansikan dalam turbin. Poros turbin berputar menghasilkan tenaga untuk memutar kompresor dan beban luar.



Gambar 3.24 Gambar turbin gas sederhana

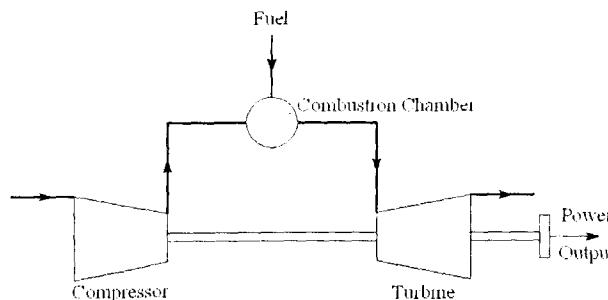
Keuntungan pemakaian turbin gas dibanding pemakaian motor bakar dan mesin uap dapat dilihat pada Tabel 3.1.

Tabel 3.1 Keuntungan pemakaian turbin gas dibanding motor bakar dan mesin uap

Dibanding Pemakaian Motor Bakar	Dibanding Pemakaian Mesin Uap (Turbin Uap)
Karakteristik sederhana atau kompak	Konstruksi lebih kompak
Alat bantu beberapa saja	Alat bantu sedikit sekali
Tidak ada gaya <i>unbalance</i>	Tanpa perawatan kondensor
Bahaya kebakaran rendah	Tidak memerlukan air
Hanya beberapa bagian bergerak	Mudah dikontrol
Mudah dipasang atau instalasi sederhana	Fondasi mesin sederhana
Tidak terpengaruh karakteristik propeler	Pelumasan sederhana
Luas frontal lebih kecil	Gas buang lebih bersih
Berat persatuan daya rendah	Berat persatuan daya rendah

### 3.6.2 Proses Termodinamika Turbin Gas

Model sistem turbin gas sederhana dapat digambarkan seperti Gambar 3.25.

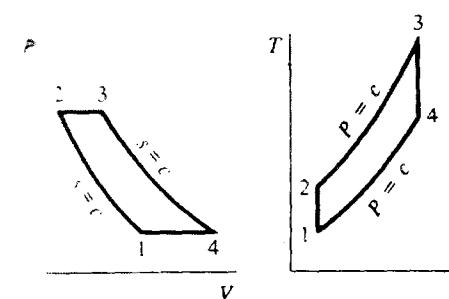


Gambar 3.25 Skema model sistem turbin gas sederhana

Proses di atas dikembangkan pertama kali oleh Brayton (1873) yang melibatkan kompresi dan ekspansi pada entropi konstan (isentropik) dan penambahan dan pembuangan panas pada tekanan konstan. Siklus ini berbeda dengan berbagai jenis mesin bolak-balik yang bekerja dengan siklus diesel, otto, stirling, atau siklus lain yang menggunakan kombinasi proses entropi, tekanan, temperatur, dan/atau volume konstan.

### 2.6.3 Siklus Brayton Ideal

Diagram siklus turbin gas umumnya digambarkan dalam diagram T-s atau P-V seperti Gambar 3.26.



Gambar 3.26 Diagram P-V dan diagram T-s

Hubungan antara perbandingan tekanan dan perbandingan temperatur dalam kompresi atau ekspansi isentropik diberikan oleh persamaan:

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} = \left[ \frac{T_2}{T_1} \right]^{k/(k-1)} \quad 3.16$$

Di sini subskrip 1 dan 2 mengacu pada awal dan akhir proses. Dari Gambar 3.26, subskrip harus diubah menjadi 3 dan 4 untuk ekspansi.

Efisiensi teoretis siklus brayton adalah:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad 3.17$$

di mana  $r_p = P_2/P_1$ , adalah perbandingan kompresi isobarik (*compression ratio*).

Daya yang berguna (daya efektif) yang dihasilkan diberikan oleh persamaan:

$$\frac{W}{C_p T_1} = \frac{T_3}{T_1} \left( 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \right) - \left( r_p^{(k-1)/k} - 1 \right) \quad 3.18$$

### Contoh 3.9

Berapakah besarnya daya berguna teoretis tanpa kerugian dari suatu siklus turbin gas bila temperatur masuk turbin yang diijinkan maksimum  $850^\circ\text{C}$  dan perbandingan tekanan kompresor sebesar 6? Berapakah daya yang dihasilkan turbin teoreti, bila laju aliran massa yang mengalir  $20 \text{ kg/s}$ ?

**Penyelesaian:**

$$C_p = 1,004 \text{ kJ/kg.K}, T_1 = 15^\circ\text{C} + 273^\circ\text{C} = 288 \text{ K}, \\ T_3 = 850^\circ\text{C} + 273^\circ\text{C} = 1123 \text{ K}$$

$$k = 1,4 \text{ untuk udara, dan } (k-1)/k = 0,285$$

$$\text{Dari persamaan daya berguna diperoleh } W/(C_p T_1) = 3,9 \times 0,4 - 0,66 = 0,90$$

$$\text{Kerja berguna, } W = 0,90 \times 1,004 \times 288 = 270 \text{ kJ/kg}$$

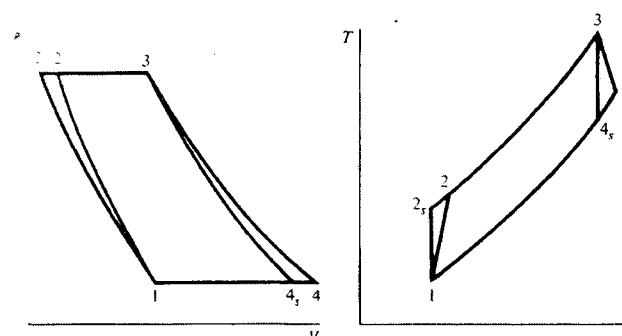
Daya teoretis, bila laju aliran massa 20 kg/s:

$$\dot{W} = 270 \text{ kJ/kg} \times 20 \text{ kg/s} = 5400 \text{ kJ/s} = 5400 \text{ kW.}$$

**3.6.4 Siklus Aktual Turbin Gas**

Dalam operasinya, turbin gas banyak mengalami penyimpangan sehingga mengubah siklus idealnya. Beberapa pengaruh yang harus dipertimbangkan adalah:

1. Inefisiensi kompresi dan ekspansi yang menyebabkan garis isentropik berbelok ke kanan.
2. Kerugian tekanan selama penambahan dan pembuangan panas yang menyebabkan garis tekanan konstan menurun.
3. Variasi panas jenis, karena  $C_p$  untuk udara dan gas pembakaran ber variasi terhadap temperatur sebagai  $C_p = 0,24 + 0,00005 T_1$ , mengakibatkan turbin memerlukan penurunan temperatur yang lebih rendah dari pada kenaikan temperatur dalam kompresor. Karena persamaan keluaran tenaga adalah  $P = m C_p \Delta T$ ,  $C_p$  dalam turbin lebih tinggi daripada dalam kompresor.
4. Variabel laju aliran massa: aliran pendinginan mesin, dan lain-lain.
5. Inefisiensi pembakaran. Pembakaran yang kurang sempurna dari bahan bakar akan mengurangi panas yang dibebaskan.
6. Beban aksesoris mesin. Aksesoris seperti pompa minyak dan bahan bakar akan menambah beban turbin sehingga mengurangi efisiensi siklus.



Gambar 3.27 Diagram T-s siklus brayton aktual

Efisiensi brayton non-ideal:

$$\eta_{ta} = \frac{\dot{W}_{net}}{J \times Q_{add}} = \frac{\dot{W}_T - |\dot{W}_C|}{J \times Q_{add}} \quad 3.19$$

Kerja kompresor:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{W}_C}{J} &= (h_1 - h_{2,a}) \\ &= \frac{(h_1 - h_2)}{\eta_C} (\text{Btu/lb}) \end{aligned} \quad 3.20$$

atau,

$$\frac{\dot{W}_C}{J} = C_p \left( \frac{T_1 - T_2}{\eta_C} \right) (\text{Btu/lb}) \quad 3.21$$

Efisiensi isentropik kompresor:

$$\eta_{Cs} = \frac{\dot{W}_{C, \text{isentropik}}}{\dot{W}_{C, \text{aktual}}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2,a}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{2,a}} \quad 3.22$$

Kerja turbin:

$$\frac{\dot{W}_T}{J} = C_p (T_3 - T_4) \eta_{T,s} (\text{Btu/lb}) \quad 3.23$$

Efisiensi isentropik turbin:

$$\eta_{T,s} = \frac{\dot{W}_{T,\text{aktual}}}{\dot{W}_{T,\text{isentropik}}} = \frac{h_3 - h_{4,a}}{h_3 - h_4} = \frac{T_3 - T_{4,a}}{T_3 - T_4} \quad 3.24$$

Efisiensi turbin aktual:

$$\eta_{T,a} = \frac{(h_3 - h_4)\eta_{T,s} + (h_1 - h_2)/\eta_{C,s}}{h_3 - h_{2,a}} \quad 3.25$$

atau

$$\eta_{T,a} = \frac{\eta_{T,s} T_3 \left(1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}\right) + \frac{T_1}{\eta_{C,s}} \left(1 - r^{(k-1)/k}\right)}{T_3 - T_1 \left(1 + \frac{r_p^{(k-1)/k} - 1}{\eta_{C,s}}\right)} \quad 3.26$$

di mana:

$$r_p = P_2/P_1$$

Udara yang diberikan:

$$\dot{m} = \frac{2545}{\left(\frac{W_T + W_C}{J}\right)} \left( \frac{\text{lb}}{\text{dk - jam}} \right) \quad 3.27$$

Work ratio:

$$\frac{W_T + W_C}{W_T} = \frac{W_T - W_C}{W_T} = \frac{W_{\text{net}}}{W_T} \quad 3.28$$

di mana  $W_T$  = kerja turbin,  $W_C$  = kerja kompresor

### 3.6.5 Modifikasi Siklus Brayton

Modifikasi siklus brayton dimaksudkan untuk menaikkan efisiensi aktualnya ( $\eta_t$ ) dengan menaikkan  $T_3$ . Macam-macam modifikasinya adalah:

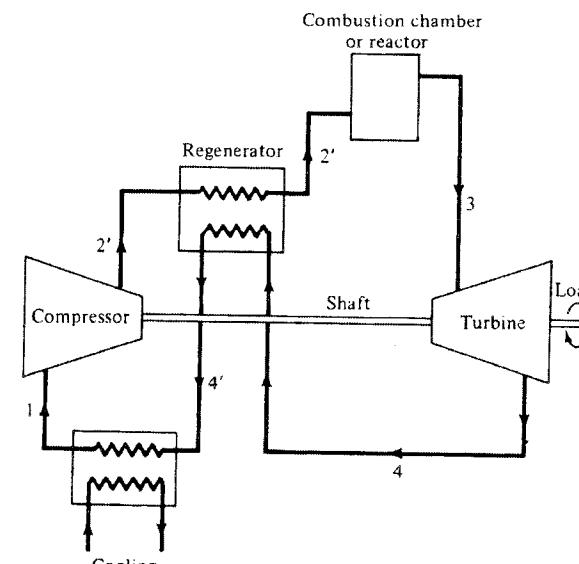
1. Regenerasi (*regenerative*),
2. Pendinginan antara (*intercooling*),

3. Pemanasan ulang (*reheat*),

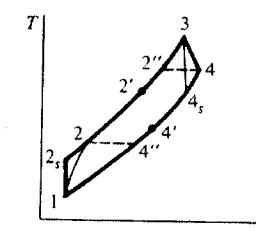
4. Gabungan ketiganya.

#### 3.6.5.1 Proses Regenerasi

Regenerasi adalah pertukaran panas di dalam siklus, digunakan untuk memanaskan gas bertekanan keluar kompresor dengan gas panas keluar turbin dalam penukar panas jenis permukaan (*surface type*) yang disebut regenerator, yang kadang juga disebut rekuperator (lihat Gambar 3.28).



(a)



(b)

Gambar 3.28 Gambar turbin gas dengan regenerasi non-ideal  
(a) skema proses, (b) diagram T-s

Efektivitas regenerator didefinisikan sebagai perbandingan perubahan temperatur yang mungkin aktual terhadap perubahan temperatur maksimum.

$$\varepsilon_R = \frac{T_2' - T_2}{T_4 - T_4'} = \frac{T_2' - T_2}{T_4 - T_2} \quad 3.29$$

Efisiensi dengan regenerasi:

$$\eta_{tr} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{C_p(T_f - T_l)}{C_p(T_3 - T_C)} \quad 3.30$$

di mana:

$Q_1$  = panas yang ditambahkan dalam ruang bakar

$Q_2$  = panas yang dibuang melalui pendingin (*cooling*)

Untuk  $T_f = T_2$  dan  $T_4 = T_e$

$$\eta_{tr} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \left[ \frac{(T_2/T_1 - 1)}{(1 - T_4/T_3)} \right]$$

$$\text{untuk } \frac{T_4}{T_3} = \frac{T_1}{T_2}, \text{ maka } \eta_{tr} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \left[ \frac{(T_2 - T_1)/T_1}{(T_2 - T_1)/T_2} \right]$$

$$\text{untuk } \frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k}, \text{ maka}$$

$$\eta_{tr} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \quad 3.31$$

### Contoh 3.9

Suatu proses dengan regenerator ideal mempunyai perbandingan tekanan 4 : 1,  $m_{ud}$  50 lb/s. Tekanan masuk 14,7 Psia dan temperatur 70°F. Anggap  $c_{pud} = 0,24$  dan  $k = 1,4$  (konstan). Suhu maksimum proses 1500°F. Tentukan: a)  $\eta_{tr}$ , b) kerja net per detik, c) daya kuda teoretis.

### Penyelesaian:

a) Efisiensi dengan regenerator:

Dari Persamaan (3.31):

$$\eta_{tr} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)}$$

$$T_1 = 70 + 460 = 530\text{ R, dan } T_3 = 1500 + 460 = 1960\text{ R}$$

$$P_2 / P_4 = 4$$

$$\eta_{tr} = 1 - \frac{530}{1960} (4)^{0.4/1.4} = 0.598 = 59.8\%$$

b) Kerja net/s siklus:

$$\begin{aligned} \frac{W}{J} &= C_p T_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \right] + C_p T_3 \left[ 1 - \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{(k-1)/1} \right] \\ &= 0,24 \times 530 \left[ 1 - (4)^{0.4/1.4} \right] + 0,24 \times 1960 \left[ 1 - (4)^{0.4/1.4} \right] \\ &= 92.2 \text{ Btu / lb} \end{aligned}$$

untuk  $\dot{m}_{ud} = 50 \text{ lb/s}$ , maka:

$$\frac{\dot{W}}{J} = 42,2 \times 50$$

$$\dot{W} = 92,2 \times 50 \times 778 = 3.590.000 \text{ ft.lb/s}$$

c) Daya:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{W}}{550} &= \frac{3.590.000}{550} \\ &= 6530 \text{ dk} \end{aligned}$$

Proses regeneratif dengan kerugian (aktual), efisiensi siklusnya adalah:

$$\eta_{ra} = \frac{\left( \frac{W_T - W_C}{J} \right)}{Q_{net}} = \frac{\left( \frac{W_T - W_C}{J} \right)}{Q_{nonR} - Q_R} \quad 3.32$$

di mana:

$$\frac{W_C}{J} = \text{kerja kompresor aktual (Btu/lb)}$$

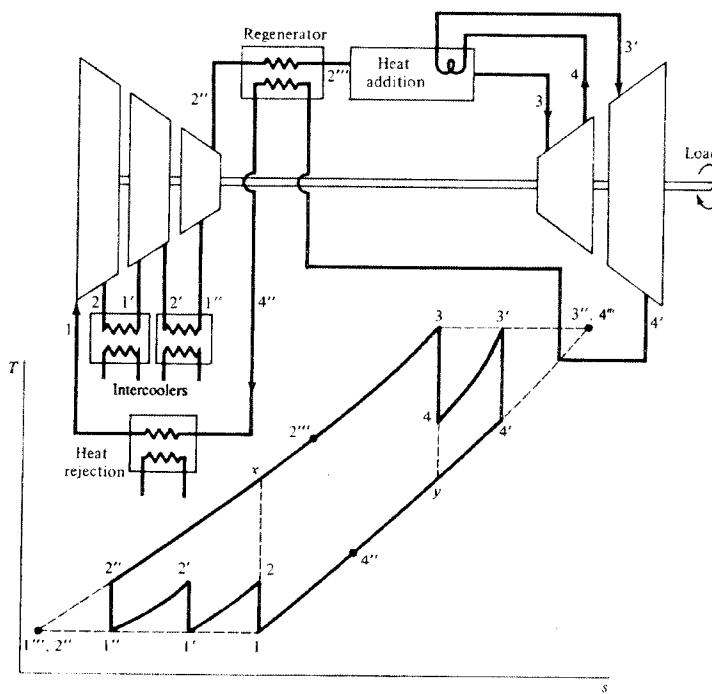
$$\frac{W_T}{J} = \text{kerja turbin aktual (Btu/lb)}$$

$$Q_{\text{nonR}} = \text{kalor masuk tanpa regenerator (Btu/lb)}$$

$$Q_R = \text{kalor masuk dengan regenerator (Btu/lb)}$$

### 3.6.5.2 Pendinginan Antara

Proses ini biasanya dilaksanakan bila menggunakan kompresor bertingkat. Udara yang keluar dari kompresor tekanan rendah didinginkan melalui pendingin antara (*intercooler*) pada tekanan konstan kemudian dihisap kompresor tekanan menengah dan ketika keluar dari kompresor ini didinginkan lagi pada tekanan konstan sebelum memasuki kompresor tekanan tinggi. Lihat Gambar 3.29.



Gambar 3.29 Diagram alir dan T-s siklus brayton tertutup ideal dengan dua tingkat pendinginan antara, satu tiga-kali pemanasan ulang dan regenerasi.

### 3.6.5.3 Pemanasan Ulang

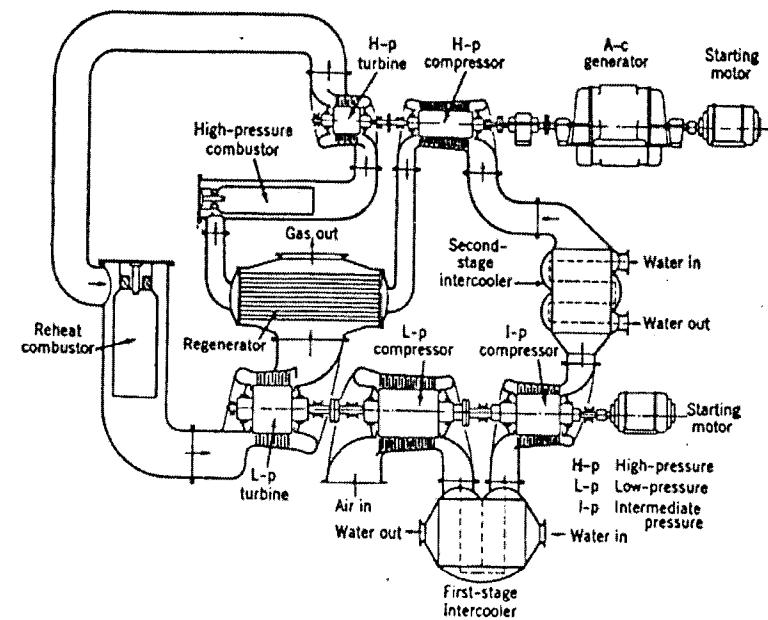
Pemanasan ulang dimaksudkan untuk menjaga gas yang berekspansi melalui turbin tetap tinggi dengan memanaskan gas yang keluar dari turbin tekanan tinggi. Proses ini ditunjukkan oleh garis putus-putus horizontal (3'-3'', 3'') pada Gambar 3.29.

### 3.6.5.4 Siklus Ericsson

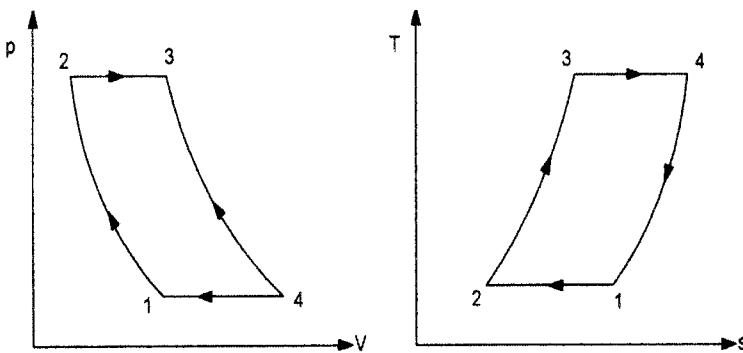
Biasanya proses regenerasi, pendinginan antara, dan pemanasan ulang dilaksanakan bersama-sama, yang disebut *proses ericsson*. Proses ini memodifikasi proses brayton dengan mengubah:

1. Proses adiabatik menjadi proses isotermal,
2. Kompresor bertingkat dengan *intercooler* (pendinginan antara),
3. Turbin bertingkat dengan *reheat*.

Model sistemnya dapat dilihat pada Gambar 3.30. Hasil dari proses ini adalah peningkatan efisiensi siklus.



Gambar 3.30 Model sistem proses ericsson



Gambar 3.31 Model proses ericsson

Efisiensi siklus ericsson:

$$\eta_{te} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{T_3(S_1 - S_3) - T_1(S_1 - S_2)}{T_3(S_4 - S_3)}$$

atau,

$$\eta_{te} = \frac{T_3 - T_1}{T_3} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \quad 3.33$$

### 3.6.6 Siklus Kerja Turbin Gas

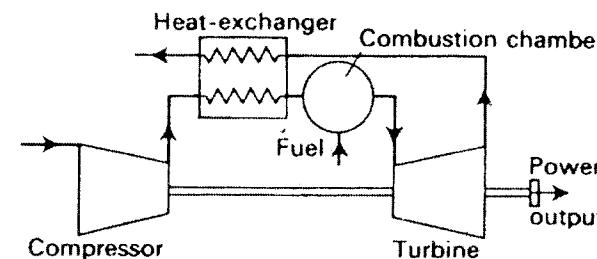
Siklus kerja turbin gas dapat dibedakan atas:

1. Siklus terbuka. Turbin gas yang bekerja dengan siklus ini digolongkan sebagai motor pembakaran dalam.
2. Siklus tertutup, karena pada turbin ini fluida kerjanya mendapat panas dari luar (*external heating*) sehingga mesin ini digolongkan sebagai motor pembakaran luar. Siklus ini akan dibahas tersendiri pada Subbab 4.2.
3. Siklus kombinasi, merupakan kombinasi siklus turbin gas dan turbin uap, di mana gas buang turbin gas yang masih tinggi dimanfaatkan untuk memanaskan air menjadi uap dan uap tersebut diekspansikan ke dalam turbin uap.

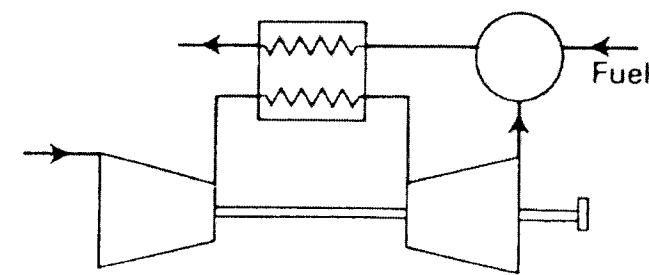
#### 3.6.6.1 Siklus Terbuka

Bila turbin diperlukan untuk beroperasi pada kondisi kecepatan konstan dan beban tetap seperti pada pembangkitan tenaga puncak, maka turbin gas siklus terbuka sesuai bila digunakan:

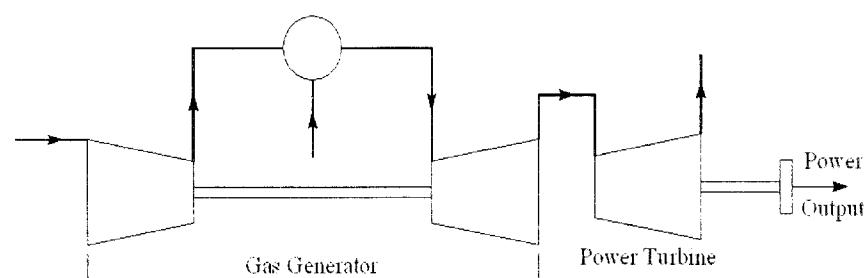
1. Untuk meningkatkan efisiensi, yang dapat dilakukan dengan ditambah HE (Gambar 3.32a).
2. Untuk bahan bakar yang menghasilkan bahan korosif dan erosif, seperti serbuk batu-bara (Gambar 3.32b).
3. Untuk fleksibilitas operasi dan pembangkitan listrik skala besar (Gambar 3.32c).
4. Untuk meningkatkan efisiensi pada temperatur rendah (Gambar 3.32d).
5. Untuk operasi yang kecepatan kompresor dan turbin berbeda (terpisah secara mekanis), disebut *twin-spool engine* (Gambar 3.32e).



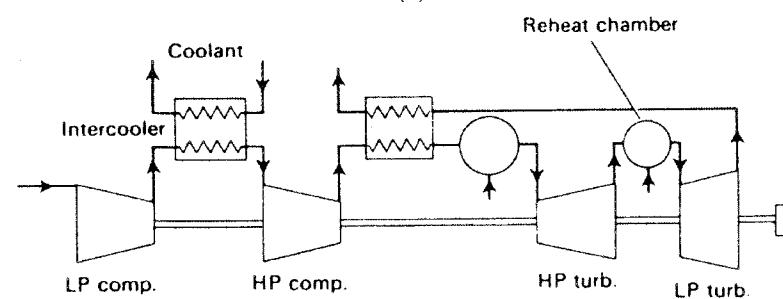
(a)



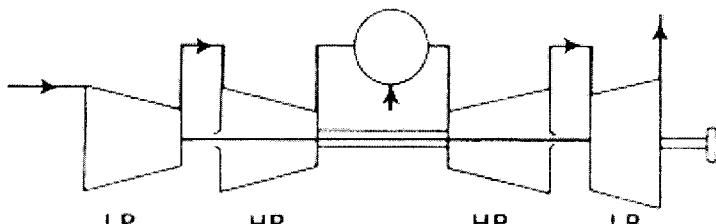
(b)



(c)



(d)

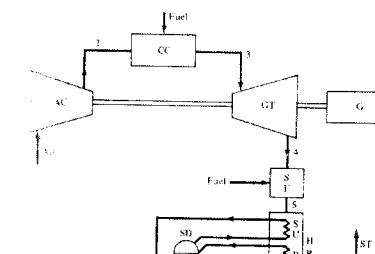


(e)

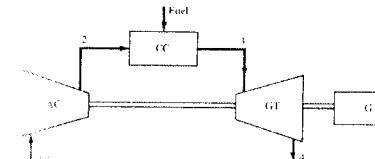
Gambar 3.32 Siklus turbin gas terbuka sederhana

### 3.6.6.2 Siklus Kombinasi

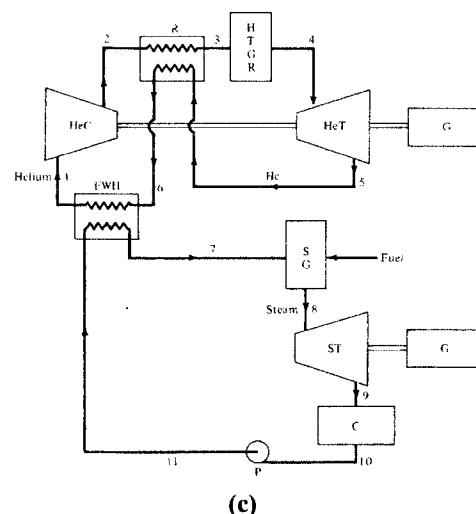
Pada siklus kombinasi biasanya gas buang turbin yang masih tinggi diberi atau tidak diberi pembakaran tambahan (*supplementary firing*) kemudian dimanfaatkan sebagai sumber panas *Heat Recovery Boiler* (HRB), lihat Gambar 3.33.



(a)



(b)



Gambar 3.33 Siklus kombinasi turbin gas

### 3.6.7 Klasifikasi Turbin Gas

Turbin gas dapat diklasifikasikan atas dasar:

1. Siklus kerja:

- terbuka
- tertutup

Selengkapnya lihat pada bagian sebelumnya.

2. Susunan poros:

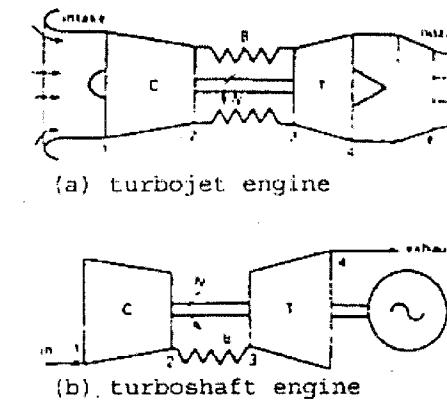
- Tunggal
- Ganda
- Split
- Twin spool

3. Kegunaan:

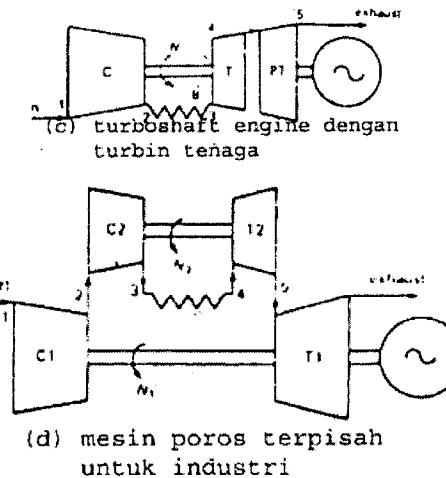
- Pesawat terbang
- Transportasi
- Pembangkit listrik
- Industri gas dan minyak
- Siklus kombinasi dan kogenerasi
- Pemanfaatan gas buang
- Proses industri dan kimia

4. Arah aliran:
- Aksial
  - Radial

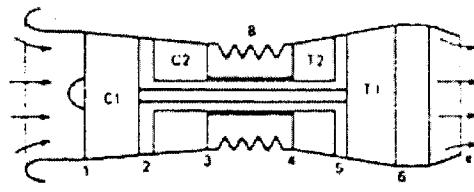
#### 3.6.7.1 Turbin Gas Dilihat dari Susunan Poros



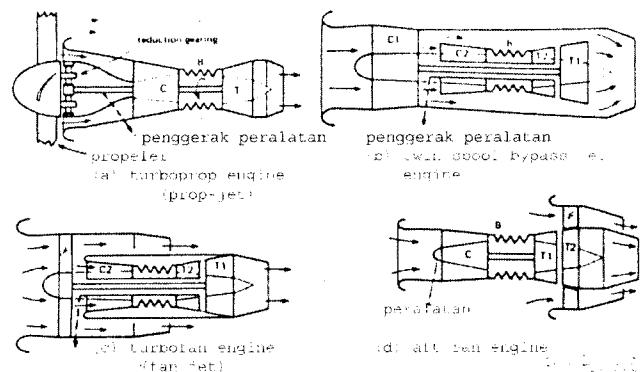
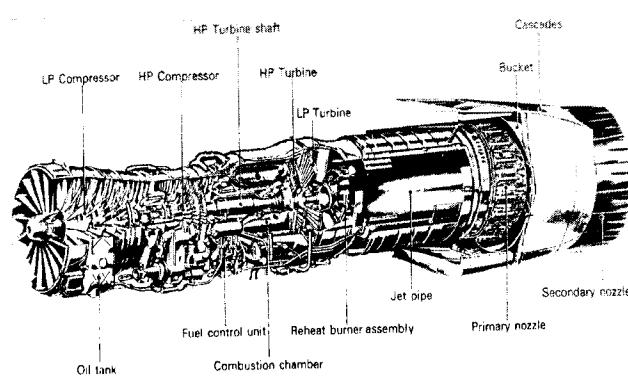
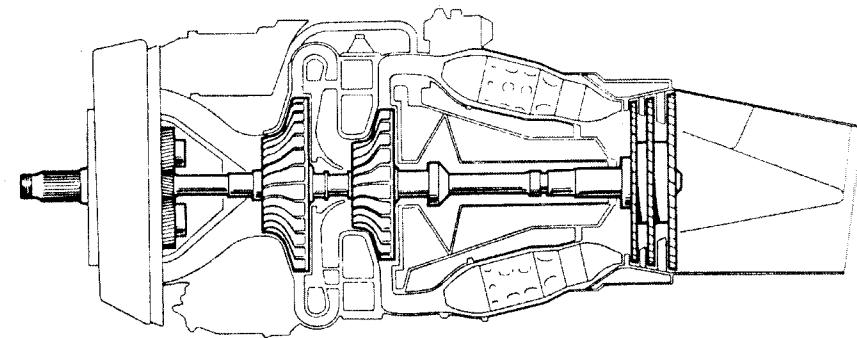
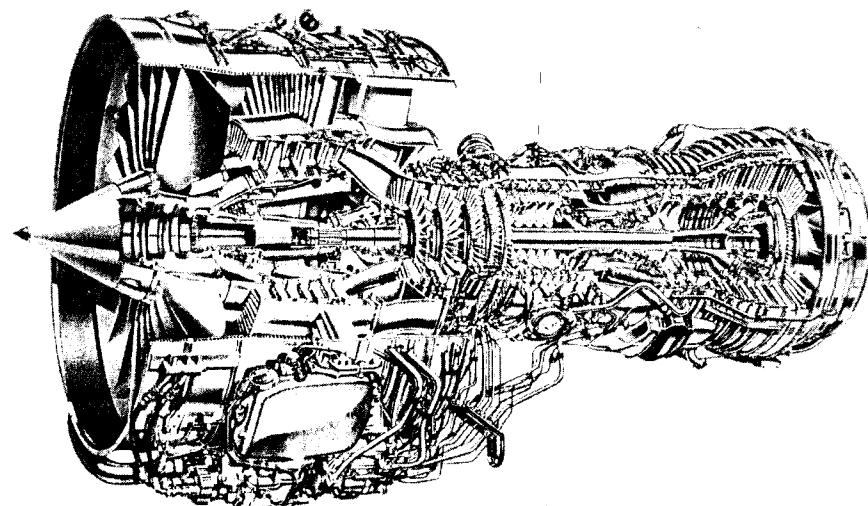
Gambar 3.34 Poros tunggal (a) turbojet engine (b) turboshaft engine



Gambar 3.35 Poros ganda (c) turboshaft engine with free power turbine  
(d) industrial split shaft engine



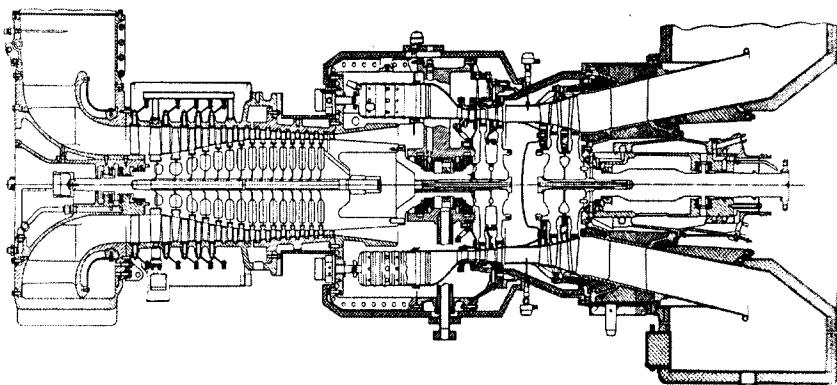
(e) twin spool turbojet engine

**Gambar 3.36 Twin spool****3.6.7.2 Kegunaan Turbin Gas****1. Penggerak Pesawat Terbang****Gambar 3.37 Berbagai konfigurasi turbin gas untuk pesawat terbang****Gambar 3.38 Olympus turbojet engine****Gambar 3.39 Single-shaft turboprop engine****Gambar 3.40 Small turbofan engine****2. Transportasi Darat atau Laut**

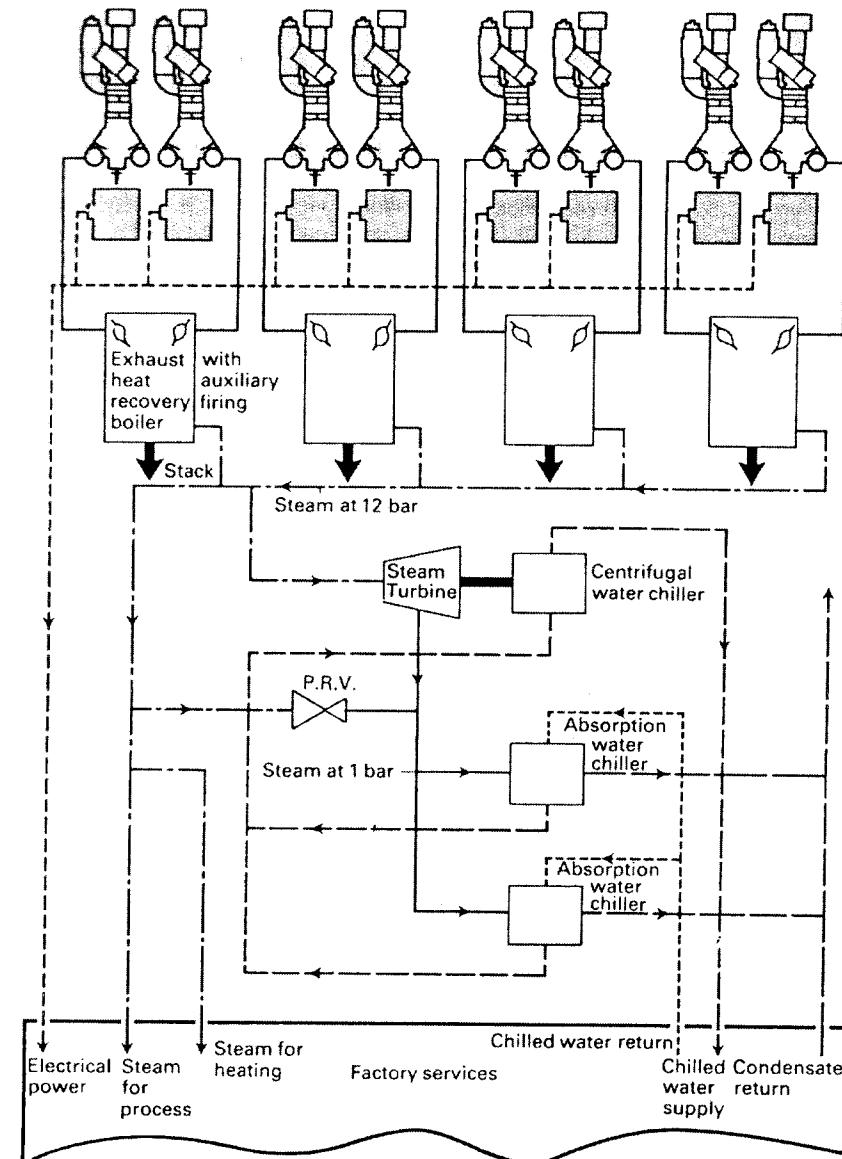
Termasuk turbin gas untuk kereta api, otomotif, *off-road*, kendaraan militer dan kapal laut.

- Untuk kereta api, dalam penerapannya jarang memerlukan generator untuk memperkecil *sfc*.

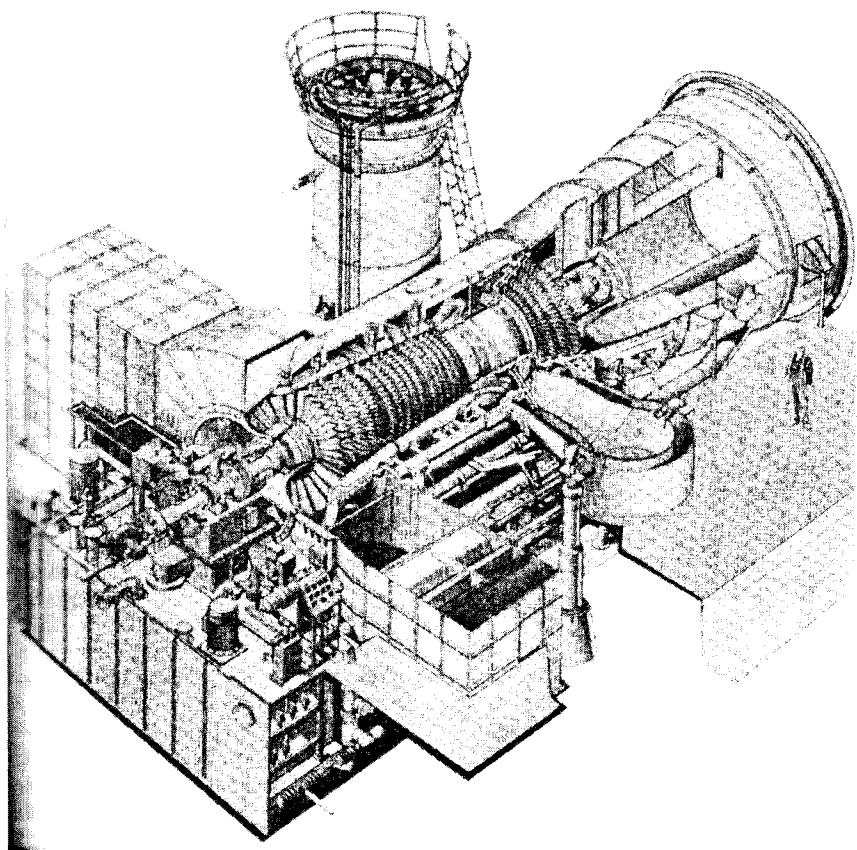
- b. Untuk otomotif, sama dengan kendaraan milik militer seperti *tank*, *truck*, *hovercraft*, *landing craft*, *armoured cars*, juga menggunakan regenerator dan filter udara masuk.
  - c. Untuk kapal laut, penggerak propeler, *universal power plant for naval ships*, tidak memerlukan regenerator karena menambah berat.
3. Pembangkit Tenaga Listrik
- a. *Single shaft* untuk *single operating speed*.
  - b. Bisa juga poros dengan poros lebih dari satu.
4. Industri Minyak dan Gas
- a. Turboshaft engine banyak dipakai.
  - b. Kegunaan utama: pemompaan minyak dan gas jarak jauh, melalui ladang, laut, *artic lands*.
5. Siklus Kombinasi dan Kogenerasi
- a. Kombinasi: memanfaatkan gas buang turboshaft untuk pemanasan dalam *boiler* (ketel uap).
  - b. Kogenerasi: memberikan efisiensi lebih tinggi pada turbin gas maupun turbin uap.



Gambar 3.41 Turbin gas industri dengan turbin tenaga yang terpisah



Gambar 3.42 Ruston cogeneration plant for a factory



Gambar 3.43 Turbin gas untuk industri dengan daya besar

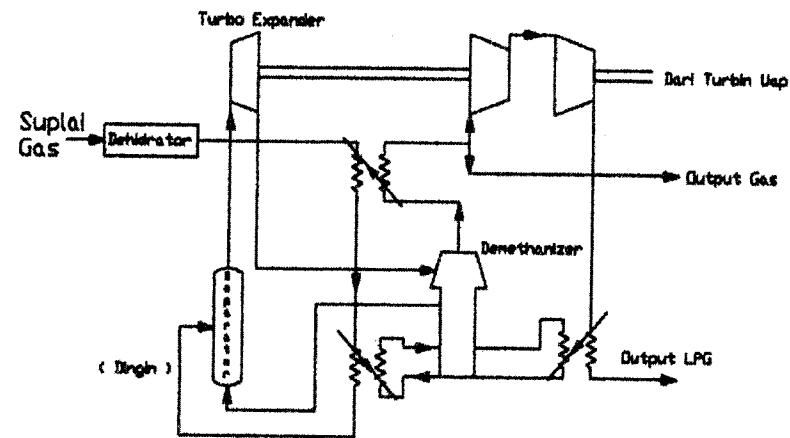
#### 6. Pemanfaatan Gas Buang

- Untuk proses pengeringan.
- Pada industri: *kiln-drying of cement*, atau tembakau.
- Untuk proses desalinasi.

Pemanfaatan pembakaran luar dan sumber panas lain:

- Dilakukan dengan memanfaatkan sumber-sumber panas atau pembakaran luar untuk mengatasi pemakaian bahan bakar yang dihasilkan padatan, lambatnya proses pembakaran, bahan korosif, atau abu yang dapat merusak turbin.

- Dua pilihan sumber luar: panas matahari, panas reaksi kimia, atau panas hasil reaksi mula.



Gambar 3.44 Turbo expander untuk produksi LPG

*Turbo expander* digunakan secara bervariasi untuk memisahkan CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>S, atau N<sub>2</sub> dari alam. Gas dari CO<sub>2</sub> atau N<sub>2</sub> dari gas alam. Gas dari tanah bertemperatur dan tekanan tinggi secara termal dipisah (CO<sub>2</sub> atau N<sub>2</sub>) atau diasamkan (H<sub>2</sub>S). Turbin mengambil kerja, mendinginkan gas untuk demethanisasi setelah kondensasi.

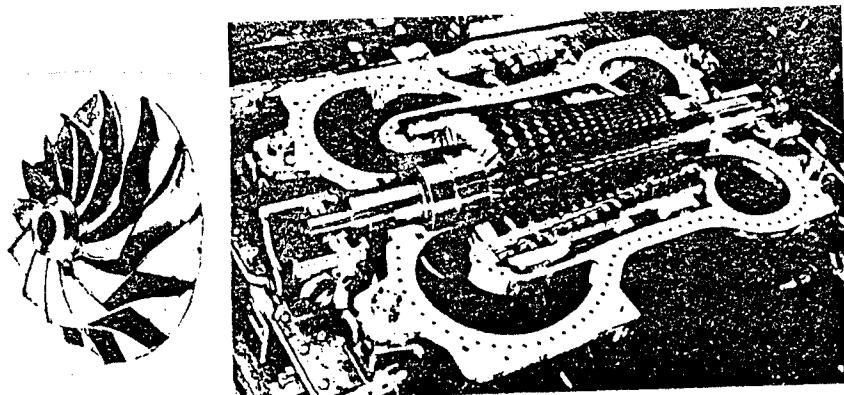
#### 3.6.8 Komponen Utama Turbin Gas

##### 3.6.8.1 Kompresor

Kompresor berfungsi untuk menekan udara sehingga memungkinkan udara mengalir secara kontinu memasuki daerah tekanan tinggi, yaitu memasuki ruang bakar. Kompresor yang digunakan adalah kompresor jenis dinamis, berbeda dengan kompresor *positive displacement*, jenis bolak-balik dan rotari. Kompresor dinamis adalah efisien, kompak, relatif murah dan dapat memindahkan sangat banyak fluida kerja. Kompresor ini bekerja tanpa dengan pelumasan sehingga fluida kerja tidak terkontaminasi minyak pelumas. Efisiensi isentropiknya bervariasi dari 0,7 sampai 0,9 bergantung pada jenis dan kualitas kompresor.

Kompresor dinamis tersedia dalam dua bentuk, kompresor sentrifugal yang dapat memindahkan aliran udara dari rendah sampai menengah (sampai sekitar 50 kg/det.) pada perbandingan tekanan sekitar 5, dengan rotor tunggal yang menghisap aksial dan mengeluarkannya secara radial. Dua atau lebih kadang dipasang seri pada satu poros untuk memperbesar tekanan.

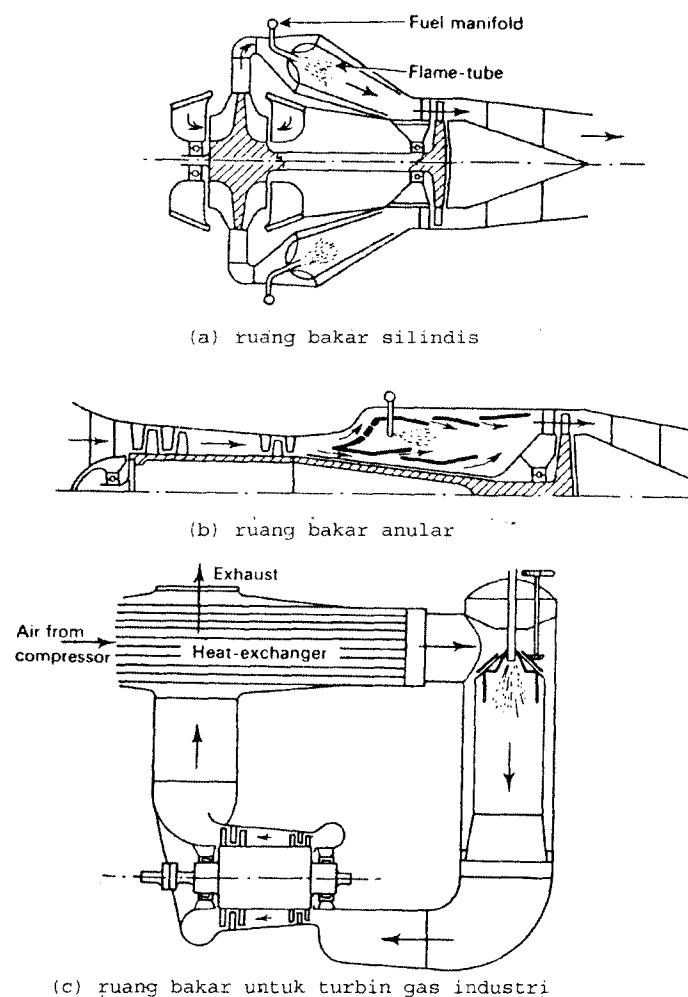
Kompresor aksial tersusun dari beberapa tingkat, seperti deretan fan dengan luas aliran mengecil. Kompresor ini dapat memindahkan fluida jauh lebih besar dari pada kompresor sentrifugal dan dapat menghasilkan perbandingan tekanan sampai 10 atau lebih tergantung pada tingkatnya.



Gambar 3.45 Kompresor aliran a) radial, b) aksial

### 3.6.8.2 Ruang Bakar

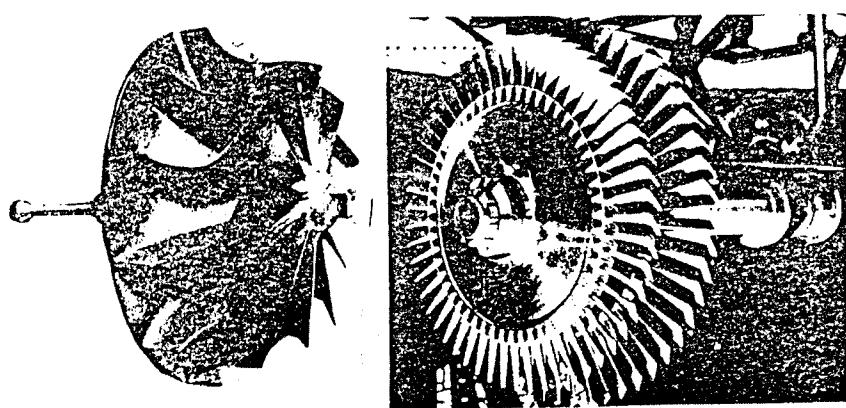
Turbin gas pembakaran dalam adalah proses kontinu yang terjadi pada tekanan konstan. Campuran dengan perbandingan bahanbakar-udara dengan rentang lebar dapat terbakar. Suplai bahan bakar tunak dan udara bercampur dan terbakar bila melalui daerah api. Api tidak menyentuh dindingnya karena stabilisasi oleh pola aliran udara masuk yang juga mendinginkan dinding ruang bakar. Proses pembakaran yang telah berkembang mengendalikan stabilitas api dan memungkinkan tingkat emisi asap, karbon monoksida, hidrokarbon, dan oksida nitrogen yang rendah. Volume ruang bakar sangat kecil untuk laju panas yang dibebaskan, karena pembakaran berlangsung pada tekanan konstan. Dalam mesin pesawat terbang, volumenya sekitar 5 persen daripada yang digunakan dalam ketel untuk laju bahan bakar yang sama.



Gambar 3.46 Berbagai jenis ruang bakar turbin gas

### 3.6.8.3 Turbin

Turbin digunakan untuk mengekstrak energi yang bersumber dari gas ber-ekanan tinggi. Dua jenis turbin dapat digunakan, turbin radial - seperti kompresor sentrifugal yang digunakan terbalik, dan turbin aksial - sejenis kompresor aksial tetapi sudu-sudunya lebih rumit daripada pembalikan sudu-sudu kompresor.



Gambar 3.47 Jenis turbin aliran a) radial, b) aksial

### 3.7 PERTANYAAN DAN LATIHAN SOAL

1. Jelaskan keuntungan motor bensin 4 langkah dibanding 2 langkah dalam hal gas buang hasil pembakarannya, dan pemakaian bahan bakar spesifikasinya. Jelaskan penyebabnya!
2. Jelaskan cara kerja motor bensin dua langkah dan empat langkah, lengkapi dengan sketsa!
3. a). Mengapa untuk volume silinder dan panjang langkah piston yang sama, motor bensin empat langkah mempunyai perbandingan kompresi yang lebih besar dibanding dua langkah!  
b). Apa fungsi *supercharger* dan *turbocharger* pada motor diesel. Sebutkan persamaan dan perbedaannya!
4. Tunjukkan persamaan-persamaan untuk menghitung parameter-parameter unjuk kerja motor pembakaran dalam sebagai berikut:
  - a) Daya
  - b) Torsi
  - c) Efisiensi termal indikatif
  - d) Efisiensi termal *brake*/efektif
  - e) Sfc
  - f) Tekanan efektif rata-rata.

5. Apa maksud modifikasi pada siklus brayton. Sebutkan macam-macam modifikasi siklus brayton dan jelaskan dengan singkat maksudnya!
6. Buatlah diagram alir modifikasi siklus brayton ideal sehingga bekerja berdasarkan siklus ericsson yang dilengkapi regenerator, dua *intercooler*, dan dua *reheater*. Lengkapi pernyataan prosesnya dalam diagram T-s atau P-V.
7. Motor diesel *dual cycle* 4 langkah 6 silinder dengan perbandingan kompresi 22:1. Tekanan udara masuk ruang bakar  $1 \text{ kgf/cm}^2$ , harga perpindahan panas dalam keadaan volume konstan adalah dua kali lipat pada keadaan tekanan konstan (isobarik).

Tentukan:

- a) T-s diagram dan P-V diagramnya
- b) Suhu pada titik 2, 3, 4 dan 5.
- c) Perbandingan tekanan pada volume konstan (isochoric).
- d) Perbandingan volume *cut-off*.
- e) Efisiensi termal siklus.

Diketahui  $k = 1,40$ ;  $C_p = 0,24 \text{ kkal/kg K}$ ; dan  $C_v = 0,171 \text{ kkal/kg K}$

8. Mesin diesel menghasilkan 8 bhp. Efisiensi termal indikasinya 30 persen dan efisiensi mekanisnya 75%. Perkirakan konsumsi bahan bakar mesin dalam:
  - a) kg/jam.
  - b) liter/jam
  - c) konsumsi bahan bakar spesifikasi indikatif (isfc).
  - d) konsumsi bahan bakar spesifik break (bsfc).

Asumsikan *specific gravity* bahan bakar 0,87 dan nilai kalor bahan bakar 10.000 kkal/kg.

9. Suatu motor diesel *dual Cycle* jenis 4 tak 6 silinder dengan tekanan efektif  $7,5 \text{ kg/cm}^2$ , putaran mesin 5000 rpm, harga silisih volume  $cut-off = 0,0328$  volume total, sedang perbandingan tekanan kompresinya  $V_1/V_2 = 22$ , perbandingan tekanan volume konstan 1,56. Hitunglah:

- a). Gambar P–V dan T – S diagramnya.
- b). Efisiensi termalnya.
- c). Daya kuda efektifnya bila harga  $D = 98 \text{ mm}$  dan  $S = 110 \text{ mm}$ .
- d). Daya indikatif dan daya friksinya bila  $\eta_m = 80\%$ .
10. Turbin gas sistem brayton bekerja secara ideal dan non-ideal dengan regenerator. Udara masuk kompresor pada tekanan  $1 \text{ kgf/cm}^2$  dan keluar kompresor masuk ruang bakar pada tekanan  $4 \text{ kgf/cm}^2$ , suhu awal  $30^\circ\text{C}$ , suhu tertinggi  $900^\circ\text{C}$ .
- Hitung:
- Efisiensi termal tanpa regenerator (ideal)
  - Efisiensi termal dengan regenerator (ideal)
  - Efisiensi termal non-ideal tanpa regenerator bila  $\eta_{komp} = 85\%$  dan  $\eta_{tb} = 80\%$ .
  - Efisiensi termal non-ideal dengan regenerator bila harga efektivitas regenerator 78%.
11. Berapa efisiensi siklus brayton ideal bila perbandingan kompresi adiabatiknya sebesar 5?

**DAFTAR PUSTAKA**

- Cohen, H., Rogers, G. F. C., Saravanamuttoo, H. I. H. *Gas Turbine Theory*, 3<sup>rd</sup>.ed, Longman Scientific & Technical, Singapore, 1991.
- Dietzel, Fritz. *Turbin, Pompa Dan Kompresor*, alih bahasa Dakso Sriyono, Erlangga, Jakarta 1996.
- I-Wakil, M. M. *Powerplant Technology*, McGraw-Hill Book Co.,1985.
- Harman, Richard T. C. *Gas Turbine Engineering*, John Wiley & Sons, New York, 1982.
- Heywood, John B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, Inc.New York, 1988.
- Mathur, M. L., Sharma, R. P. *A Course In Internal Combustion Engines*, 3<sup>rd</sup> ed., Dhanpat Rai & Sons, Delhi,1980.
- Pudjanarsa, A., Nursuhud, D. Diktat: *Mesin Konversi Energi*, Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, 2004.
- Toboldt, William K. *Diesel Fundamentals, Service, Repair*, The Goodheart-Wilcox Co. Inc., South Holland, 1983.

-oo0oo-



# BAB 4

## MOTOR PEMBAKARAN LUAR

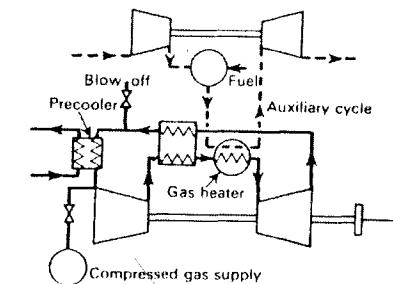
### 4.1 PENGANTAR

Motor pembakaran luar adalah mesin di mana media atau fluida kerja yang memanfaatkan panas dipisahkan oleh dinding pemisah dengan gas panas hasil pembakaran.

Jadi yang dapat digolongkan dalam mesin jenis ini di antaranya adalah turbin gas siklus tertutup dan ketel uap bersama turbin uap, kondensor dan pompa yang membentuk sistem energi uap.

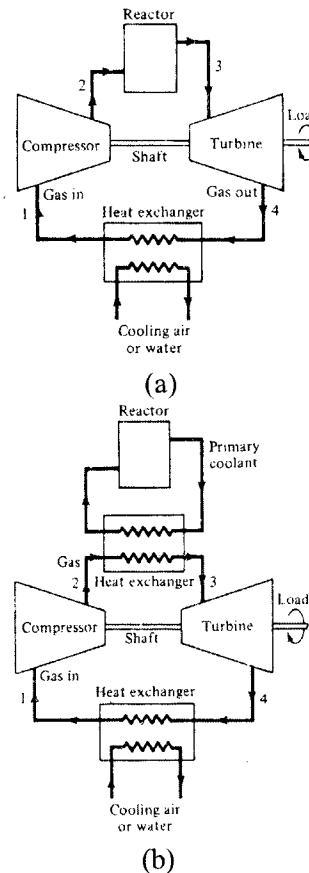
### 4.2 TURBIN GAS SIKLUS TERTUTUP

Fluida kerja yang bersirkulasi dalam turbin gas siklus tertutup adalah tetap. Oleh karenanya harus bersih dan mempunyai sifat-sifat yang baik terhadap panas, misalnya helium. Berbeda dengan turbin gas siklus terbuka yang pembakarannya langsung di dalam ruang bakar dan gas panas diekspansikan dalam turbin, fluida kerja pada turbin gas siklus tertutup mendapat panas dari luar (*external heating*) sehingga fluida kerja ini tidak bersinggungan langsung dengan gas panas hasil pembakaran. Karena alasan ini turbin gas siklus tertutup dapat digolongkan ke dalam motor pembakaran luar. Skema turbin gas siklus tertutup sederhana dapat dilihat pada Gambar 4.1.



Gambar 4.1 Turbin gas siklus tertutup sederhana

Cara memindahkan panas ke fluida kerja dibedakan atas langsung dan tak langsung (lihat Gambar 4.2a dan 4.2b).



Gambar 4.2 Turbin gas siklus tertutup (a) langsung, dan (b) tak langsung

## 4.2.1 Keuntungan dan Kerugian Siklus Tertutup

Beberapa manfaat yang dapat diperoleh dengan pemakaian turbin gas siklus tertutup adalah:

1. Tekanan lebih tinggi (dapat menggunakan fluida kerja dengan massa jenis tinggi).
2. Ukuran lebih kecil untuk keluaran daya yang sama dibanding siklus terbuka.

3. Jangkauan beban lebar tanpa mengubah temperatur maksimum, sehingga variasi efisiensi kecil.

Beberapa kerugiannya adalah:

1. Memerlukan sistem pemanas luar (*external heating*).
2. Memerlukan peralatan tambahan lebih banyak.
3. Terdapat perbedaan temperatur antara gas pembakaran dengan fluida kerja.

## 4.3 SISTEM ENERGI UAP

### 4.3.1 Pemandangan Umum

Energi uap digunakan dalam pembangkit tenaga listrik berbahan bakar fosil dan nuklir. Kebanyakan pembangkit uap modern menghasilkan energi uap dengan panas lanjut bertekanan tinggi (2400 sampai 3500 Psia atau 165 sampai 240 bars), kecuali pembangkit uap reaktor air bertekanan (*pressurized-water reactor*, PWR) yang menghasilkan uap jenuh bertekanan rendah (1000 Psia atau 70 bar). Energi uap selalu digunakan dalam siklus rankine. Pembangkit uap sampai sejauh ini mewakili sumber energi terbesar untuk pembangkit tenaga di dunia.

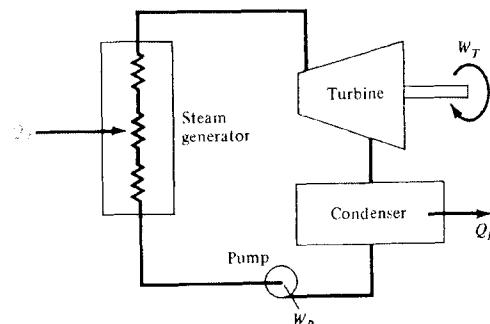
Bagian ini membahas pembangkit uap berbahan bakar fosil. Desain pembangkit uap berbahan bakar nuklir sangat berbeda dan akan dibahas contoh-contohnya dalam Bab 7, Mesin Konversi Energi Non-Konvensional.

Suatu pembangkit uap adalah kombinasi kompleks dari ekonomiser (*economizer*), ketel (*boiler/steam generator*), pemanas lanjut (*superheater*), pemanas ulang (*reheater*), dan pemanas udara awal (*air preheater*). Sebagai tambahan, khususnya yang menggunakan bahan bakar batubara, sistem ini mempunyai berbagai perlengkapan seperti ruang bakar, *pulverizer*, pembakar, fan, perlengkapan pengendali emisi, cerobong, dan peralatan penangkap debu. Ketel adalah bagian dari pembangkit uap di mana air jenuh diubah menjadi uap jenuh, walaupun mungkin sulit untuk memisahkannya dengan ekonomiser. Pada beberapa literatur, istilah ketel uap (*boiler*) kadang-kadang digunakan untuk mengartikan sistem pembangkit uap (*steam generator*).

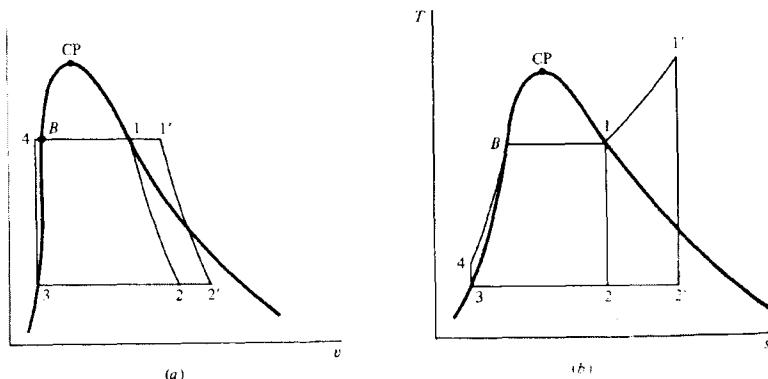
### 4.3.2 Siklus Rankine

Ketel uap, bersama-sama turbin uap, kondensor dan pompa, membentuk suatu siklus pembangkit tenaga uap, *sistem energi uap*, berdasar siklus rankine.

#### 4.3.2.1 Siklus Rankine Ideal



Gambar 4.3 Model sistem proses rankine



Gambar 4.4 Diagram P-v dan T-s model proses rankine 1-2-3-4-B-1 = siklus jenuh.  
1'-2'-3-4-B-1' = siklus superpanas. CP = titik kritis

Panas yang harus dimasukkan ke ketel uap:

$$Q_A = h_1 - h_4$$

Kerja bersih/kg uap:

$$W_{net} = W_T - W_P = (h_1 - h_4) - v_3(P_4 - P_3)$$

Efisiensi siklus ideal:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_A} \quad 4.1$$

#### Contoh 4.1

Siklus uap rankine, keluar dari turbin pada 1 Psia. Siklus beroperasi pada 2500 Psia dan 1000°F. Hitung efisiensi dan kualitas uap keluar siklus.

Penyelesaian:

Dengan menggunakan tabel uap dan mengacu pada Gambar 4.4:

$$h_1 = 1457,5 \text{ Btu/lbm}, \text{ dan } s_1 = 1,5269 \text{ Btu/(lbm.R)}$$

Karena turbin adalah reversibel adiabatik, garis ekspansinya adalah isentropik, atau  $s_2 = s_1$ . Jadi:

$$s_2 = (s_f + x_2 s_{fg})_{1 \text{ psia}}$$

$$1,5269 = 0,13326 + x_2 1,8455$$

Dari sini kualitas keluar turbin,  $x_2 = 0,7555$

$$h_2 = (h_f + x_2 h_{fg})_{1 \text{ psia}} = 69,73 + 0,7555 \cdot 1036,1 = 852,5 \text{ Btu/lbm}$$

$$h_3 = 69,73 \text{ Btu/lbm}$$

$$W_p = h_4 - h_3 = v_3 (P_4 - P_3) = \frac{0,016136(2500 - 1)144}{778,16} = 7,46 \text{ Btu/lb} \quad h_4 =$$

$$W_p + h_3 = 69,73 + 7,46 = 77,19 \text{ Btu/lbm}$$

$$W_T = h_1 - h_2 = 1457,5 - 852,5 = 604,98 \text{ Btu/lbm}$$

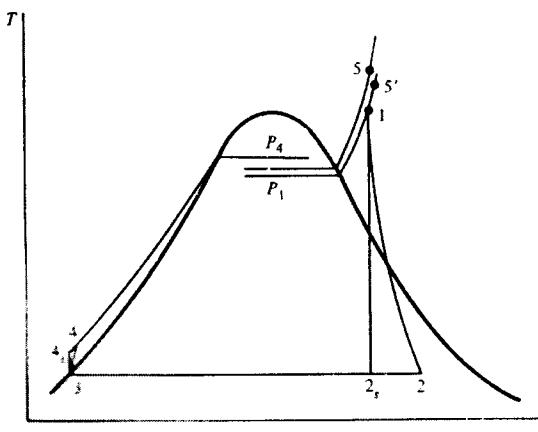
$$Q_A = h_2 - h_3 = 852,5 - 69,73 = 782,77 \text{ Btu/lbm}$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_A} = \frac{597,52}{1380,31} = 0,4329 = 43,29\%$$

#### 4.3.2.2 Siklus Rankine Internally Irreversible

Ireversibilitas internal dihasilkan dari gesekan fluida, *throttling* dan pencampuran. Yang paling penting adalah ireversibilitas dalam turbin dan pompa dan kerugian tekanan dalam penukar panas, pipa bengkokan, katup-katup, dan lain-lain.

Jadi dalam kenyataannya proses yang reversibel adiabatik (isentropik) dalam pompa dan turbin tidaklah ada sehingga yang berlangsung dengan pemompaan air dalam ekspansi uap dalam turbin akan menghasilkan perubahan entropi, seperti dilukiskan pada Gambar 4.5.



**Gambar 4.5 Model proses siklus rankine internal ireversibel dengan pemanas lanjut**

Kerja turbin dengan ireversibilitas internal adalah (untuk tiap kilogram uap):

$$W_T = h_1 - h_2 \quad 4.2$$

Efisiensi isentropik (adiabatik) turbin, kadang disebut juga efisiensi politropik turbin:

$$\eta_{T,s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad 4.3$$

Efisiensi isentropik (adiabatik) pompa, kadang disebut juga efisiensi politropik pompa, adalah:

$$\eta_p = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \quad 4.4$$

Efisiensi siklus rankine dengan ireversibilitas internal adalah:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{(h_1 - h_2) - v(P_4 - P_3)}{h_1 - h_4} \quad 4.5$$

### Contoh 4.2

Siklus rankine uap panas lanjut mempunyai kondisi masuk turbin 2500 Psia dan 1000°F. Efisiensi politropik turbin dan pompa berturut-turut adalah 0,9 dan 0,7. Kerugian tekanan antara pompa dan bagian masuk turbin adalah 200 Psia. Hitung kualitas uap keluar turbin dan efisiensi siklus.

#### Penyelesaian:

Mengacu pada diagram mollier (Gambar A.1a dalam lampiran) untuk uap dan Gambar 4.5.

$$h_1 = 1457,5 \text{ Btu/lbm}, \text{ dan } h_{2s} = 852,52 \text{ Btu/lbm} \text{ (seperti contoh 1):}$$

$$W_T = \eta_{T,s} (h_1 - h_{2s}) = 0,9 \cdot 604,98 = 544,48 \text{ Btu/lbm}$$

$$\text{Selanjutnya } h_2 = h_1 - W_T = 913,02 \text{ Btu/lbm}$$

$$\text{Pada } 1 \text{ Psia } 913,02 = 69,73 + x_2 1036,1$$

$$\text{Jadi } x_2 = 0,8139$$

$$P_4 = P_1 + 200 = 2700 \text{ Psia}$$

$$\text{Jadi } W_p = \frac{v_3(P_4 - P_3)}{\eta_p} = \frac{0,016136(2700 - 1)144}{778 \cdot 0,7} = 11,52 \text{ Btu/lbm}$$

$$h_4 = h_3 + W_p = 69,73 + 11,52 = 81,25 \text{ Btu/lbm}$$

$$W_{net} = W_T - W_p = 532,96 \text{ Btu/lbm}$$

$$Q_A = h_1 - h_4 = 1376,25 \text{ Btu/lbm}$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_A} = \frac{593,96}{1376,25} = 0,3873 = 38,73\%$$

### 4.3.3 Modifikasi Siklus Rankine

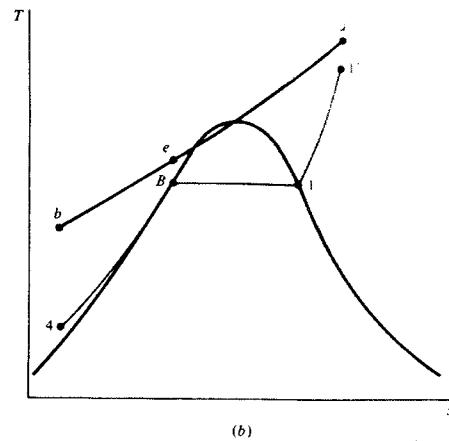
Tujuan modifikasi adalah menaikkan efisiensi siklus. Untuk itu luas dalam kurva diperlebar dengan menaikkan proses 1-2 pada Gambar 4.5, atau menurunkan proses 3-4 (dengan kerja kondensor pada daerah vakum) atau menaikkan tingkat keadaan 2 ke daerah superpanas (panas lanjut/*superheated*). Caranya:

1. Pemanasan lanjut (*superheating*),

2. Pemanasan ulang (*reheating*),
3. Proses regenerasi dan pemanasan air umpan,
4. Ketel bekerja pada daerah superkritis.

#### 4.3.3.1 Pemanas Lanjut (Superheater)

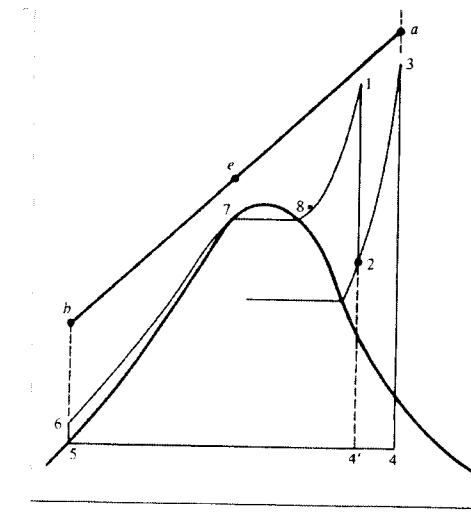
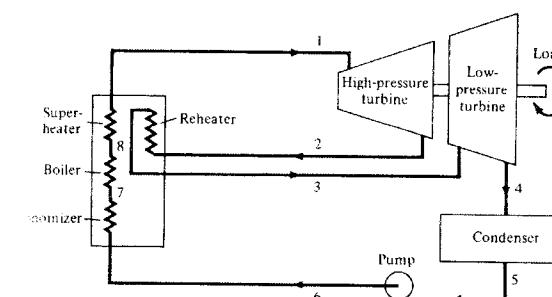
Pemanasan lanjut dimaksudkan untuk memanaskan fluida kerja, dalam hal ini uap jenuh, yang keluar dari ketel sampai ke tingkat superpanas dan menghasilkan uap yang lebih kering pada keluaran turbin (tingkat keadaan 1' pada Gambar 4.6). Turbin yang beroperasi dengan uap kering lebih efisien dan cenderung memperkecil kerusakan sudu-sudu.



Gambar 4.6 Model proses pemanasan lanjut dengan fluida primer air

#### 4.3.3.2 Pemanas Ulang (Reheat)

Pemanasan ulang dimaksudkan untuk memanaskan kembali uap yang keluar dari turbin tekanan tinggi di dalam ketel. Setelah itu uap diekspansikan ke dalam turbin dengan tingkat tekanan yang lebih rendah. Gambar 4.7 menunjukkan model sistem dan model proses siklus rankine *internally reversible* (dengan turbin dan pompa reversibel adiabatik dan tidak ada kerugian tekanan) yang dipanas-lanjutkan dan memanas-ulangkan uap. Pemanasan lanjut itu berlangsung pada tekanan tetap (secara ideal) dan ke temperatur sekitar kondisi 1.



Gambar 4.7 (a) Model sistem, dan (b) model proses pemanasan ulang  
Dengan mengacu pada Gambar 4.7:

$$W_T = (h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) \quad 4.6$$

$$W_p = h_6 - h_5 \quad 4.7$$

$$W_{net} = (h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5) \quad 4.8$$

$$Q_A = (h_1 - h_6) + (h_1 - h_2) \quad 4.9$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_A}$$

4.10

**Contoh 4.3**

Hitung efisiensi dan kualitas uap keluar dari 2500 Psia dan 1000°F siklus uap rankine *internally reversible*. Tekanan reheat 500 Psia. Tekanan kondensor 1 Psia.

**Penyelesaian:**

Mengacu pada Gambar 4.7:

$$h_1 = 1457,5 \text{ Btu/lbm}, s_1 = 1,5269 = s_2 > s_g \text{ pada } 500 \text{ Psia}$$

Jadi titik 2 di daerah panas lanjut. Dengan interpolasi

$$T_2 = 547,8^\circ\text{F}, h_2 = 1265,6 \text{ Btu/lbm}$$

Pada 500 Psia dan 1000°F

$$h_3 = 1520,3 \text{ Btu/lbm}, s_3 = 1,7371 \text{ Btu/lbm} R = s_4$$

$$\text{Jadi } x_4 = 0,8694, h_4 = 970,5 \text{ Btu/lbm}$$

Seperti contoh 1,  $W_p = 7,46 \text{ Btu/lbm}$  dan  $h_6 = 77,19 \text{ Btu/lbm}$

$$W_T = 191,5 + 594,8 = 741,7 \text{ Btu/lbm}$$

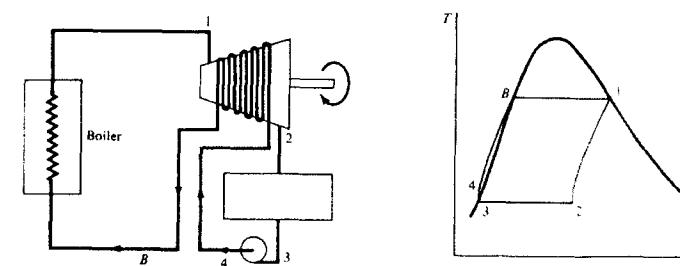
$$W_{net} = 741,7 - 7,46 = 734,24 \text{ Btu/lbm}$$

$$Q_A = 1380,3 + 254,7 = 1635,0 \text{ Btu/lbm, dan}$$

$$\eta_{th} = \frac{734,24}{1635,0} = 0,4491 = 44,91\%$$

**4.3.3.3 Regenerasi dan Pemanas Air Umpam (Feedwater Heater)**

Cairan bertekanan keluar pompa dilewatkan melingkar turbin secara hati-hati untuk menerima panas dari uap yang berekspansi dalam turbin reversibel terus-menerus (dengan perbedaan temperatur nol) sampai cairan tersebut memasuki ketel sehingga sistem pembangkit uap tidak mempunyai ekonomiser dan ireversibilitas selama pemasukan panas ke dalam ekonomiser tidak terjadi. Hasilnya, siklus rankine akan menerima dan membuang panas pada temperatur konstan. Dengan tidak adanya irreversibilitas eksternal yang lain maka akan didapatkan efisiensi yang sama dengan siklus carnot yang beroperasi pada dua batas temperatur.



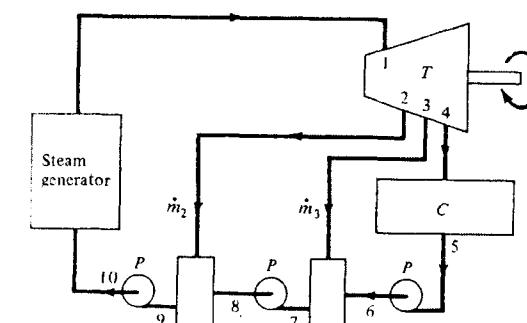
Gambar 4.8 Regenerasi ideal siklus rankine

Prosedur ideal seperti Gambar 4.8 di atas adalah tidak mungkin dalam praktik, karena perpindahan panas antara uap yang berekspansi dengan fluida terkompresi tidak cukup. Laju aliran massa juga harus sangat besar karena efektivitas penukaran panas kecil. Uap yang meninggalkan turbin akan mempunyai kebasahan tinggi yang akan mengurangi kesesuaian operasi dan efisiensi turbin.

Suatu cara untuk mengurangi ireversibilitas ekonomiser adalah dengan memasang pemanas air umpan. Pemanasan air umpan melibatkan ekspansi adiabatik (dan secara ideal juga reversibel) dalam turbin. Cairan bertekanan pada kondisi keluar pompa dipanaskan dalam sejumlah tahap tertentu, bukannya secara kontinu, dengan uap yang dicerat dari turbin pada tingkat tertentu. Sistem pembangkit tenaga uap modern menggunakan antara lima dan delapan tingkat pemanas ulang.

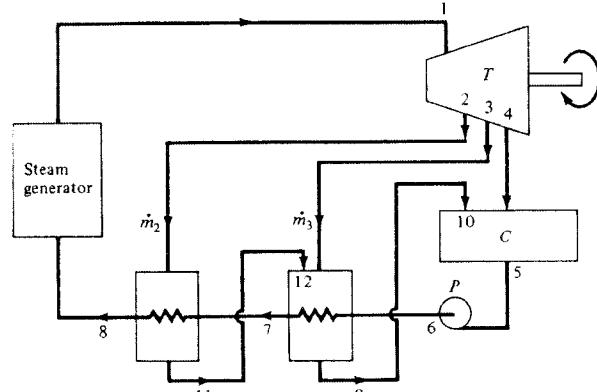
Pemanas air umpan dibedakan atas jenis:

1. Terbuka/kontak langsung (Gambar 4.9),

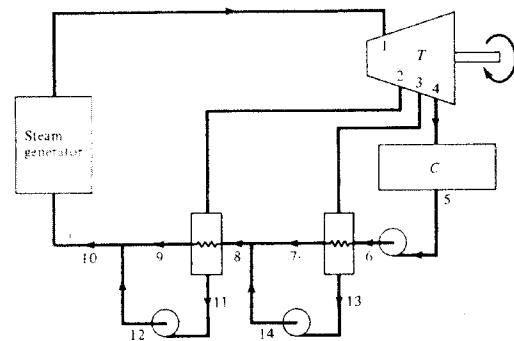


Gambar 4.9 Regenerasi dengan kontak langsung

2. Tertutup dengan dipompa ke belakang (Gambar 4.10),
3. Tertutup dengan dipompa ke depan (Gambar 4.11).



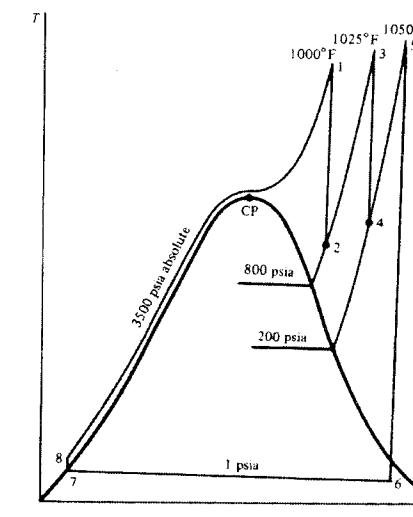
Gambar 4.10 Regenerasi dengan pemanas air umpan tertutup dicerat kaskade ke belakang



Gambar 4.11 Regenerasi dengan pemanas air umpan tertutup dipompa ke depan

#### 4.3.4 Ketel pada Daerah Superkritis

Dalam Gambar 4.12 air umpan ditekan melewati tekanan kritis uap (3208 Psia untuk uap). Kurva pemanasan air umpan menunjukkan perubahan temperatur dan massa jenis secara bertahap tetapi tidak dalam fasa uap. Dari kurva ini siklus tekanan superkritis juga menerima panas lebih besar pada temperatur yang lebih tinggi daripada siklus subkritis dengan temperatur uap masuk turbin yang sama.



Gambar 3.12 Model proses ketel yang bekerja pada daerah superkritis

Karena perubahan massa jenis yang bertahap, siklus tekanan superkritis menggunakan ketel satu laluan, bukannya ketel jenis drum yang umum digunakan.

Satu kerugian siklus ini adalah ekspansi dari titik 1 ke tekanan kondensor akan menghasilkan uap sangat basah pada tingkat akhir turbin sehingga siklus tekanan superkritis harus menggunakan pemanas ulang, kadang sampai dua kali. Suatu rancangan dasar yang populer untuk pembangkit tenaga superkritis menggunakan uap awal 3500 Psia dan 1000°F dengan pemanasan ulang mencapai 1025°F dan 1050°F.

#### 4.3.5 Klasifikasi Pembangkit Uap (Ketel Uap)

Ketel uap dapat diklasifikasikan berdasar:

##### 1. Jenisnya

- a. Ketel tangki (sudah tidak digunakan),
- b. Ketel pipa api (sudah sangat jarang digunakan),
- c. Ketel pipa air.

## 2. Bahan bakar yang digunakan

- Padat,
- Cair,
- Gas.

## 3. Kegunaan

- Di darat (stasioner),
- Di laut atau transportasi (*locomobile*).

## 4. Tekanan kerja

- Rendah ( $\leq 5$  ata),
- Menengah (medium) ( $5 \div 40$  ata),
- Tinggi ( $40 \div 80$  ata),
- Ekstratinggi (superkritis).

## 5. Produksi Uap

- Kecil ( $\leq 250$  kg/jam)
- Menengah ( $250 \div 5000$  kg/jam)
- Besar ( $> 5000$  kg/jam)

## 4.3.6 Ketel Pipa Air

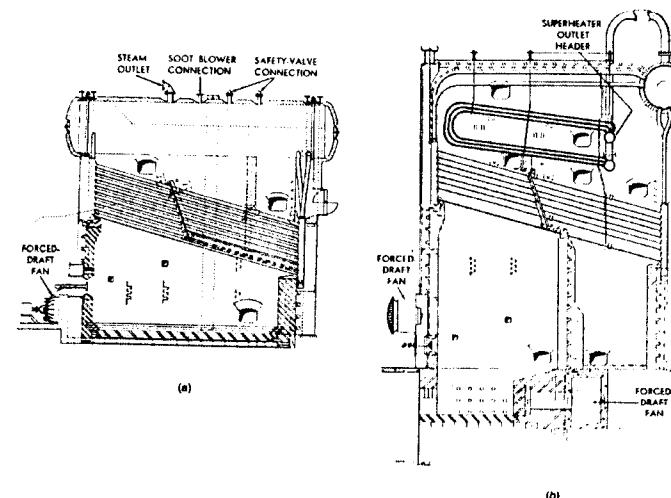
### 4.3.6.1 Perkembangan Awal

Pada awal perkembangan pembangkit uap modern, ketel pipa air dikembangkan oleh George Babcock dan Stephen Wilcox pada tahun 1869. Sejak awal Abad 20, dengan berkembangnya turbin uap yang memerlukan uap tekanan dan aliran tinggi, pengembangan ketel pipa air secara komersial menjadi semakin pesat.

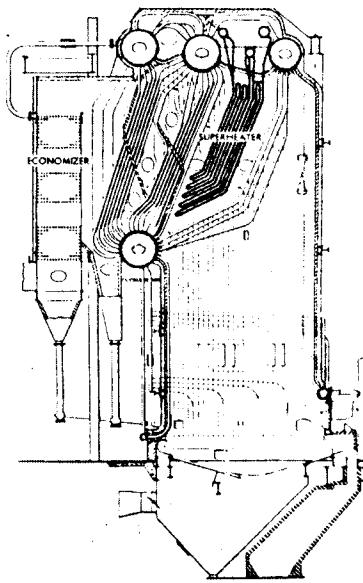
Dengan tekanan dan kapasitas uap yang lebih besar, ketel pipa api memerlukan diameter selongsong (*shell*) yang besar. Dengan diameter yang besar ini, selongsong harus beroperasi di bawah tekanan dan temperatur yang sangat tinggi sehingga harus sangat tebal, yang oleh karenanya menjadi sangat mahal.

Ketel pipa api meletakkan tekanan dalam pipa-pipa dan diameter drum yang relatif kecil tidak mampu menahan tekanan yang sangat tinggi seperti pada pembangkit uap modern. Secara umum ketel pipa air, dalam awal perkembangannya, tampak seperti ketel pipa api, kecuali bahwa uap dan air tekanan tinggi terletak di dalam pipa-pipa dan gas pembakaran terletak di luar.

Ketel pipa air telah berkembang melalui beberapa tahap. Yang pertama adalah *ketel pipa lurus*, di mana di dalamnya pipa-pipa lurus dengan diameter luar 3 sampai 4 inci miring sekitar  $15^\circ$  dan tersusun *staggered* dengan spasi 7 sampai 8 in, dihubungkan dengan dua *header*. Satu header sebagai *downcomer* atau *downtake*, yang menyuplai air hampir jenuh ke pipa. Air diuapkan dalam pipa. Header yang lain adalah *riser* atau *uptake*, yang menerima campuran air-uap. Massa jenis air dalam downcomer lebih besar daripada massa jenis dua fasa dalam riser, yang menyebabkan sirkulasi alami dalam arah putaran jarum jam (lihat Gambar 4.13). Yang kedua adalah *ketel pipa bengkok*, yang menggunakan pipa bengkok antara beberapa drum dan header. Pipa-pipa itu dibengkokkan sedemikian sehingga memasuki dan meninggalkan drum secara radial. Jumlah drum biasanya bervariasi dari dua hingga empat. Sekat pembelok dipasang untuk memungkinkan gas panas mengalir melintang pipa-pipa di atas. Salah satu contoh dari ketel pipa air adalah ketel Stirling empat drum yang ditemukan pada awal 1890-an dan mengalami sedikit perubahan setelah itu (Gambar 4.14).



Gambar 4.13 Ketel pipa air awal: (a) longitudinal, (b) drum silang



Gambar 4.14 Ketel stirling empat drum awal

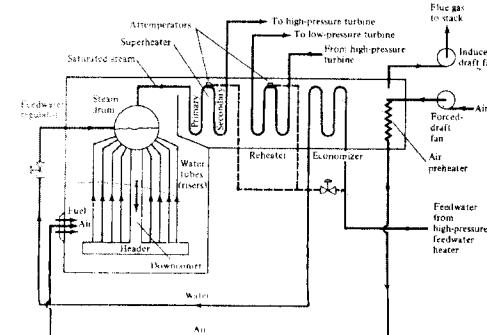
#### 4.3.6.2 Perkembangan Terbaru Ketel Pipa Air

Perkembangan penting dari dinding ruang bakar berpendingin air, yang disebut dinding air, akhirnya mengarah ke penyatuhan ruang bakar, ekonomiser, ketel, pemanas lanjut, dan pemanas awal udara menjadi pembangkit uap modern. Pendingin air juga digunakan untuk dinding kompartemen pemanas lanjut dan ekonomiser serta berbagai komponen lain. Penggunaan sejumlah besar pemanas air umpan (sampai tujuh atau delapan) menyebabkan ekonomiser bertambah kecil, dan tekanan tinggi berarti luas permukaan ketel bertambah kecil karena panas latent penguapan turun secara cepat terhadap temperatur. Jadi pembangkit uap modern memerlukan luas permukaan pemanasan lanjut dan pemanasan ulang yang lebih besar dan luas permukaan ketel yang lebih kecil dibanding ketel sebelumnya. Tekanan uap dapat mencapai lebih dari 1500 Psia, pipa-pipa air mewakili seluruh permukaan ketel dan tidak ada pipa lain yang diperlukan, seperti yang terlihat pada dua rancangan awal ketel sebelumnya.

Gambar 4.15 menunjukkan skema diagram alir sistem pembangkit uap yang modern. Air pada 450 sampai 500°F dari pemanas air umpan ber-tekanan tinggi memasuki ekonomiser dan keluar pada kondisi jenuh atau

campuran dua fasa dengan kualitas rendah. Uap ini kemudian memasuki drum uap pada titik tengahnya. Air dari drum mengalir melalui downcomer terinsulasi, yang terletak di luar ruang bakar, ke header. Header dihubungkan ke pipa-pipa air yang terletak pada dinding ruang bakar dan bekerja sebagai riser. Air dalam pipa-pipa itu menerima panas dari gas pembakaran dan selanjutnya mendidih. Perbedaan massa jenis air dalam downcomer dan yang ada di dalam pipa membantu sirkulasi. Uap dipisahkan dari gelembung air di dalam drum dan mengalir ke pemanas lanjut dan bagian turbin tekanan tinggi. Keluar dari turbin tersebut uap kembali ke pemanas ulang, yang setelah itu dialirkan ke bagian turbin tekanan rendah.

Udara atmosfer dari fan tekan (*forced draft fan*, FDF) dipanaskan awal oleh gas buang sebelum gas tersebut dibuang ke atmosfer. Dari FDF udara mengalir ke ruang bakar di mana udara tersebut tercampur dengan bahan bakar dan terbakar sampai ke 3000°F. Gas pembakaran memberikan sebagian energinya ke pipa-pipa air dan kemudian ke pemanas lanjut, pemanas ulang, dan ekonomiser, dan meninggalkannya pada suhu sekitar 600°F. Dari ekonomiser gas bekas memanaskan lagi udara atmosfer di dalam pemanas awal udara, dan meninggalkannya pada suhu sekitar 300°F. Fan hisap (*induced draft fan*, IDF) menghisap gas bekas tersebut dari sistem dan mengalirkannya ke cerobong. Temperatur sekitar 300°F gas bekas mewakili *availability loss* dari sistem pembangkit. Namun hal ini merupakan pertimbangan yang dapat diterima karena: (1) temperatur gas harus di atas temperatur kondensasi uap air untuk mencegah timbulnya asam yang menyebabkan korosi pada logam yang dilaluinya, dan (2) gas harus mempunyai gaya apung yang cukup untuk naik ke atas cerobong untuk menghambur ke atmosfer.



Gambar 4.15 Skema diagram alir ketel modern

### 4.3.7 Karakteristik Ketel Uap

Karakteristik ketel uap ditentukan oleh tekanan kerja [ $\text{N/m}^2$ , bar,  $\text{kgf/cm}^2$ ], pemakaian bahan bakar tiap meter persegi rangka bakar [ $\text{kg/m}^2$ -luas rangka bakar], produksi uap tiap meter persegi luas pemanas [ $\text{kg/m}^2$ -luas pemanas], produksi uap tiap jam [kg uap/jam].

Dua karakteristik yang penting adalah efisiensi ketel dan kapasitas ketel.

#### 4.3.7.1 Efisiensi Ketel

Efisiensi ketel dinyatakan sebagai:

$$\eta = \frac{\text{kalor yang berguna untuk penguapan}}{\text{kaloryangdiberikan pada ketel}} = \frac{B(h_1 - h^1)}{G \times \text{LHV}} \quad 4.11$$

di mana:

B : produksi uap tiap jam (kg/jam)

$h^1$ : entalpi air (kkal/kg)

$h_1$ : entalpi uap (kkal/kg)

G : berat bahan bakar/jam (kg/jam)

LHV: nilai kalor bawah bahan bakar (kkal/kg)

#### 4.3.7.2 Kapasitas Ketel

Kapasitas ketel biasanya dinyatakan dalam kilo-Btu/jam. Formulasinya adalah:

$$B = \frac{m_s(h - h_f)}{1000} (\text{kilo-Btu / jam}) \quad 4.12$$

di mana:

B : kapasitas ketel (kilo-Btu/jam)

$m_s$ : produksi uap (lb/jam)

$h$  : entalpi uap (Btu/lb)

$h_f$ : entalpi air masuk ketel (Btu/lb)

### 4.4 PERTANYAAN DAN LATIHAN SOAL

1. Gambarkan dengan sederhana sketsa turbin gas siklus tertutup dan jelaskan cara kerjanya!
2. Sebutkan maksud modifikasi siklus rankine dan sebutkan macam-macam modifikasinya!
3. Buat sketsa ketel pipa air yang dilengkapi dengan *airpreheater*, ekonomiser, *superheater* dan *reheater*. Tunjukkan dalam sketsa dan jelaskan dengan singkat:
  - a. Aliran air sampai menjadi uap panas lanjut keluar *superheater*, dan kembali *reheater*.
  - b. Aliran udara pembakaran dari atmosfer sampai memasuki ruang bakar sehingga terjadi pembakaran dalam ruang bakar dan keluar cerobong.
4. Gambarkan dengan sketsa ketel modern. Lengkapi nama bagiannya. Jelaskan aliran udara pembakaran sehingga akhirnya menjadi gas buang melalui cerobong. Jelaskan pula aliran air pengisi ketel sampai menjadi uap panas lanjut dan dimanfaatkan untuk memutar turbin.
5. Hitunglah besar efisiensi dari *boiler* yang dapat menghasilkan uap jenuh sebesar 7,5 ton uap per jam, entalpi uap jenuh: 720 kkal/kg, entalpi airnya 65 kkal/kg, nilai kalor bawahnya 10,500 kkal/kg dan konsumsi bahan bakar per jamnya 600 kg/jam.
6. Suatu ketel uap bekerja dengan kapasitas uap 1000 kg/jam. Entalpi air masuk ketel 852,45 kj/kg dan entalpi uap meninggalkan ketel 2793,2 kj/kg. Ketel tersebut menggunakan bahan bakar dengan nilai kalor bawah 10.000 kkal/kg. Bila efisiensi ketel 60%, berapa kebutuhan bahan bakar ketel tersebut?

**DAFTAR PUSTAKA**

1. Cohen, H., Rogers, G. F. C. Saravanmuttoo, H. I. H. *Gas Turbine Theory*, 3<sup>rd</sup>.ed, Longman Scientific & Technical, Singapore, 1991.
2. Dietzel, Fritz. *Turbin, Pompa Dan Kompresor*, alih bahasa Dakso Sriyono, Erlangga, Jakarta 1996.
3. El-Wakil, M. M. *Powerplant Technology*, McGraw-Hill Book Co.,1985.
4. Fraenkel, Peter. *The Power Guide*, Charles Scribner's Sons, New York, 1979.
5. Harman, Richard T. C. *Gas Turbine Engineering*, John Wiley & Sons, New York, 1982.
6. Krenz, Jerrold H. *Energy Conversion and Utilization*, Allyn And Bacon, Inc., Boston, 1976.
7. Mathur, M. L., Sharma, R. P. *A Course In Internal Combustion Engines*, 3<sup>rd</sup> ed., Dhanpat Rai & Sons, Delhi,1980
8. Pudjanarsa, A., Nursuhud, D. Diktat: *Mesin Konversi Energi*, Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, 2004.

-oo0oo-

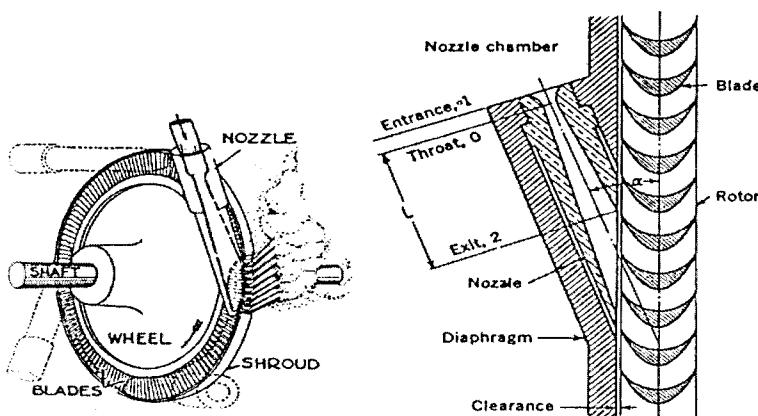
**BAB 5****MESIN FLUIDA**

Mesin konversi energi jenis mesin fluida di dalam bekerja ada yang memerlukan tenaga dari luar dan ada yang menghasilkan tenaga keluar. Contoh mesin konversi energi jenis mesin fluida yang memerlukan tenaga untuk memindahkan fluida kerja ke tingkat energi yang lebih tinggi adalah pompa dan kompresor. Contoh mesin fluida yang menghasilkan energi adalah turbin uap dan turbin air. Turbin uap mendapat energi uap yang bertemperatur dan bertekanan cukup tinggi yang berekspansi melalui sudu-sudu turbin. Akibatnya, poros turbin berputar dan menghasilkan tenaga. Turbin air bekerja memanfaatkan air yang mempunyai tingkat energi potensial tinggi, diubah menjadi energi kinetik air yang menghempas sudu-sudu turbin air. Akibatnya, sudu-sudu yang terpasang pada rotor turbin ini memutar poros turbin dan menghasilkan kerja turbin.

**5.1 TURBIN UAP**

Turbin uap adalah pesawat dengan aliran tetap (*steady-flow machine*) di mana uap melalui nosel diekspansikan ke sudu-sudu turbin dengan penurunan tekanan yang drastis sehingga terjadi perubahan energi kinetik pada uap. Energi kinetik uap yang keluar dari nosel diberikan pada sudu-sudu turbin.

Turbin yang memanfaatkan impuls jet uap disebut turbin impuls (aksi). Lihat Gambar 5.1 di bawah. Gambar 5.1 (a) melukiskan turbin de laval dengan satu tingkat sudu kecepatan. Nosel dipasang di samping piringan sudu-sudu membentuk sudut kemiringan 15–25° dengan garis horizontal. Gambar 5.1(b) menunjukkan kedudukan nosel dengan sudut sebagai sudut kontak dengan sudu-sudu.

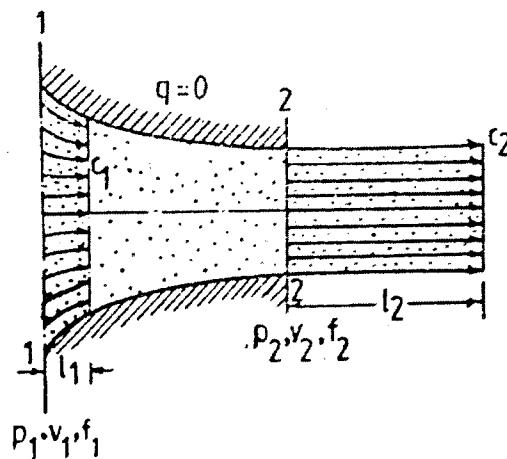


Gambar 5.1 (a) Diagramatika jenis turbin impuls,  
(b) jenis nosel uap konvergen-difergen untuk turbin impuls

## 5.1.1 Aliran Gas Uap Kering Melalui Nosel

### 5.1.1.1 Persamaan Energi

Nosel adalah saluran yang mempunyai luas permukaan bervariasi sehingga dirancang untuk menurunkan tekanan dari bagian masuk ke bagian keluar guna mempercepat aliran.



Gambar 5.2 Volume atau aliran uap melalui nosel

Dari Gambar 5.2 di atas:

- bagian masuk ditandai 1,
- bagian keluar ditandai 2,
- persamaan umum energi untuk proses aliran ditulis:

$$z_1 + \frac{c_1^2}{2} + u_1 + P_1 v_1 \pm q = z_2 + \frac{c_2^2}{2} + u_2 + P_2 v_2 + W \quad 5.1$$

di mana:

- $z_1$  dan  $z_2$ : energi potensial masuk dan keluar,
- $c_1^2/2$  dan  $c_2^2/2$ : energi kinetik masuk dan keluar,
- $u_1$  dan  $u_2$ : energi dalam masuk dan keluar,
- $P_1 v_1$  dan  $P_2 v_2$ : kerja aliran masuk dan keluar,
- $q$ : panas yang diambil dari sekeliling,
- $W$ : kerja luar (poros) yang bekerja.

Pengandaian untuk proses aliran uap pada kecepatan tinggi adalah:

- reversibel,
- proses adiabatik,
- $W = 0$ ,
- perubahan energi potensial diabaikan ( $z_1 = z_2$ ),

sehingga persamaan energi (untuk 1 kg uap) menjadi:

$$u_1 + \frac{P_1 v_1}{J} + \frac{c_1^2}{2g_C J} = u_2 + \frac{P_2 v_2}{J} + \frac{c_2^2}{2g_C J} \quad 5.2$$

dari definisi entalpi  $h = u + \frac{Pv}{J}$ , Persamaan (5.2) di atas menjadi:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2g_C J} = h_2 + \frac{c_2^2}{2g_C J}, \quad 5.3$$

atau

$$\frac{c_2^2}{2g_C J} - \frac{c_1^2}{2g_C J} = (h_1 - h_2) \quad 5.4$$

### 5.1.1.2 Kecepatan Ideal

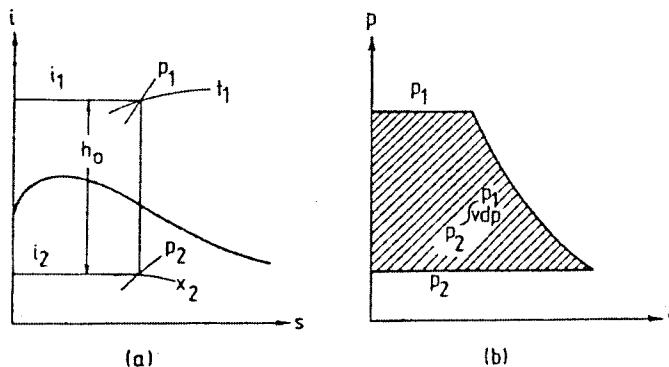
Dari Persamaan (5.4), kenaikan energi kinetik uap dalam proses reversibel adiabatik adalah sama dengan perbedaan entalpi pada awal dan akhir ekspansi. Perbedaan entalpi ( $h_1 - h_2$ ) disebut penurunan entalpi isentropik ( $h_o$ ), dan kenaikan energi kinetik merupakan *available work* yang dapat dipakai untuk menghasilkan momen pada poros turbin uap.

Dari Persamaan (5.4):

$$c_2 = \sqrt{2g_C j h_o + c_1^2} \quad 5.5$$

Bila  $c_1 \ll c_2$  maka  $c_1$  dapat diabaikan sehingga Persamaan (5.5) menjadi:

$$c_2 = \sqrt{2g_C j h_o} \quad 5.6$$



Gambar 5.3 Diagram (a) h-s, (b) P-V untuk aliran adiabatik melalui nosel

Pada sistem MKS, harga  $g_c = 9,8 \text{ kg.m/kgf.s}^2$ ,  $j = 427 \text{ m.kgf/kkal}$ . Pada sistem British  $g_c = 32,17 \text{ lbm ft/lbf.s}^2$ , dan  $j = 778.16$ , sehingga:

$$c_2 = 91,5\sqrt{h_o} \text{ (MKS)}, c_2 = 223,8\sqrt{h_o} \text{ (British)}, c_2 = 44,7\sqrt{h_o} \text{ (SI)} \quad 5.7$$

### 5.1.2 Klasifikasi Turbin Uap

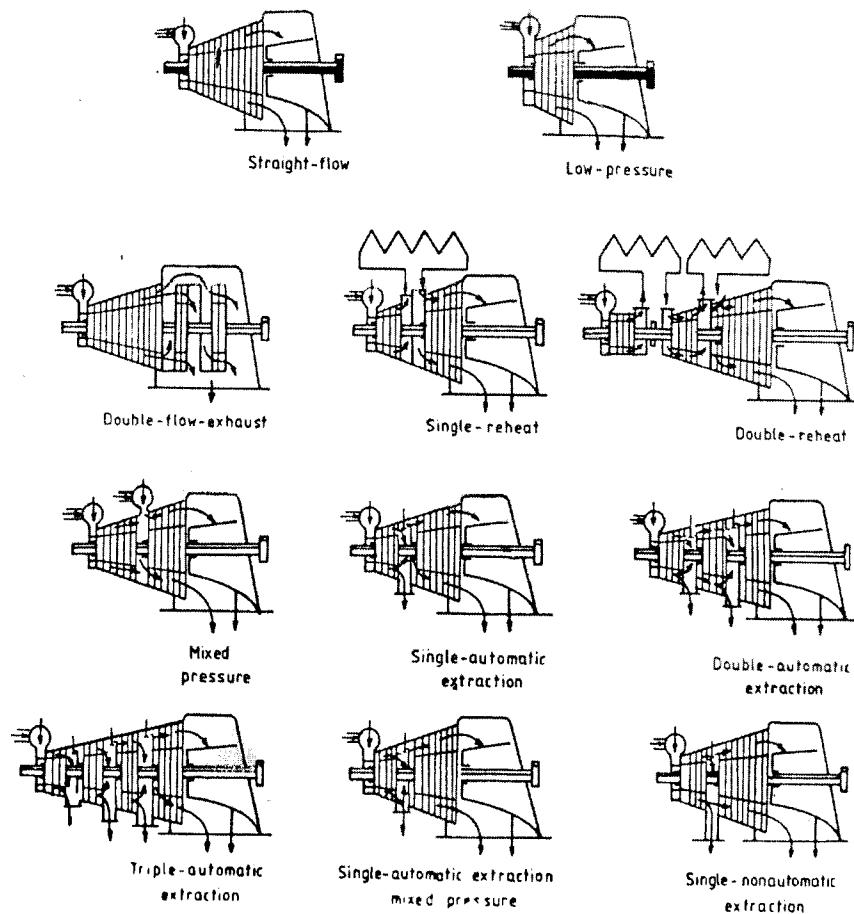
Turbin uap dapat diklasifikasikan atas dasar:

1. Ada tidaknya kondensasi uap keluar turbin,
2. Jenis tingkatnya,
3. Arah alirannya.

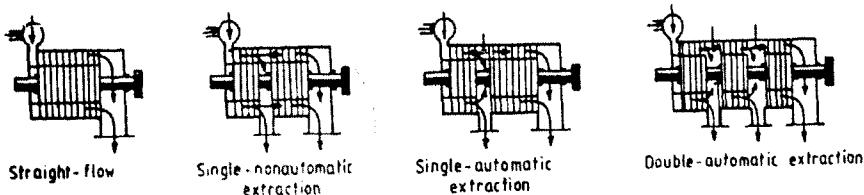
### 5.1.2.1 Klasifikasi Berdasarkan Ada Tidaknya Kondensasi Uap

Menurut klasifikasi ini jenis turbin uap dapat diklasifikasikan menjadi dua, yaitu:

1. Unit kondensasi uap air keluar lebih kecil dari tekanan atmosfer (Gambar 5.4), dan
2. Tidak ada unit kondensasi uap keluar dengan tekanan lebih besar dari tekanan atmosfer (Gambar 5.5).



Gambar 5.4 Turbin dengan kondensasi



Gambar 5.5 Turbin tanpa kondensasi

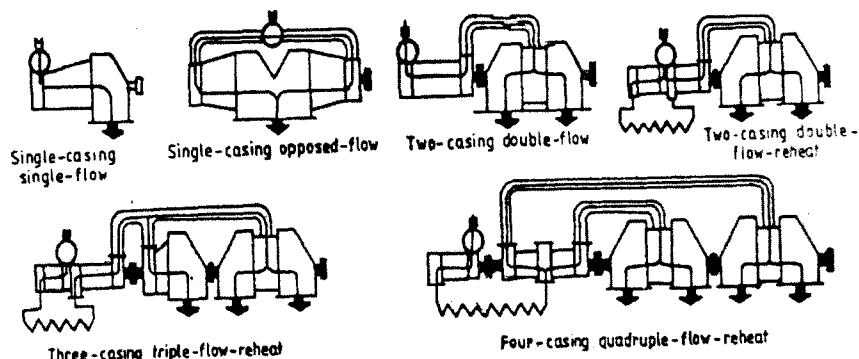
### 5.1.2.2 Klasifikasi Turbin Uap Menurut Jenis Tingkatnya

Menurut klasifikasi ini turbin uap dapat digolongkan atas:

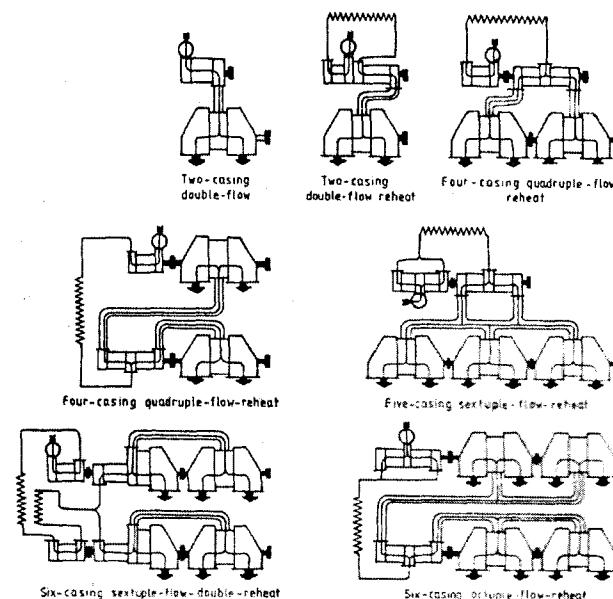
- Turbin Uap Tersusun Tandem (*Tandem Compounding*), dan
- Turbin Uap Tersusun Melintang (*Cross Compounding*).

Jumlah *casing* (rumah) turbin tergantung kapasitas dan kondisi awal uap, sehingga ekspansi yang lengkap dari uap biasanya dibagi menjadi satu, dua, atau tiga casing; seringkali dinamakan tekanan tinggi (hp), tekanan menengah (ip), dan tekanan rendah (lp).

Semua casing dapat dikopel bersama dan tenaga diambil dari satu desain poros tersusun tandem (*tandem compound design*) Gambar 5.6, atau turbin dapat mempunyai dua, atau kadang tiga, desain poros tersusun melintang (*cross compound design*), Gambar 5.7.



Gambar 5.6 Rancangan susunan tandem



Gambar 5.7 Rancangan turbin susunan melintang

### 5.1.2.3 Klasifikasi Turbin Uap Menurut Arah Alirannya

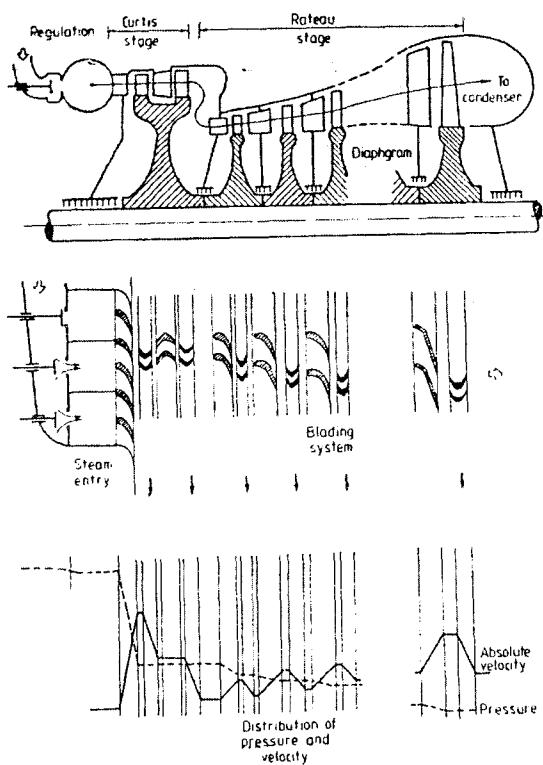
Menurut arah aliran uapnya, turbin dapat dibedakan atas:

1. turbin aliran aksial (turbin aksi dan turbin reaksi),
2. turbin aliran radial.

#### 5.1.2.3.1 Turbin Uap Impuls (Aksi)

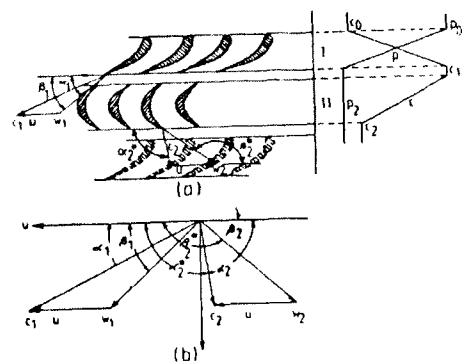
##### Susunan Dasar

Uap mula-mula memasuki *tingkat curtis* dengan kecepatan tersusun seperti pada turbin uap impuls. Uap memasuki tingkat ini melalui regulator, dan tanpa regulator pada bagian kedua, yaitu turbin tekanan tersusun impuls (*reheat*). Pada setiap tingkat di reheat, penurunan tekanan atau panas terjadi pada sudu-sudu tetap dan penurunan tekanan ini dikonversi menjadi energi kinetik. Karena penurunan tekanan antara bagian masuk dan keluar sudu tetap adalah besar maka diperlukan *sealing* yang efektif. Susunan yang demikian memerlukan rotor jenis piringan. Panjang aksial dari satu tingkat adalah relatif lebar karena rancangan diafragma piringan (lihat Gambar 5.8).



Gambar 5.8 Susunan dasar turbin impuls

### Konstruksi Segitiga Kecepatan



Gambar 5.9 (a) tingkat turbin impuls (b) segitiga kecepatan

di mana:

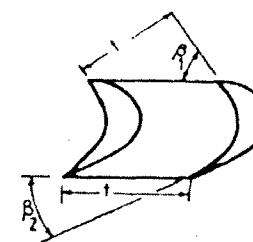
- $c_1$  dan  $c_2$  : kecepatan absolut uap masuk dan keluar sudu gerak
- $w_1$  dan  $w_2$  : kecepatan relatif uap masuk dan keluar sudu gerak
- $u_1$  dan  $u_2 = u$ : kecepatan keliling sudu gerak
- $\alpha_1$  dan  $\alpha_2$  : sudut absolut uap masuk dan keluar sudu gerak
- $\beta_1$  dan  $\beta_2$  : sudut relatif uap masuk dan keluar sudu gerak

Karena dalam sudu gerak tidak terdapat penurunan tekanan maka  $w_1 = w_2$ . Bila tak ada gesekan maka kecepatan dan tekanan akan tetap melintasi sudu gerak dan dari kontinuitas luas bagian masuk sama dengan luas bagian keluar. Dengan melihat Gambar 5.10, maka:

$$l_1 t \sin \beta_1 = l_2 t \sin \beta_2$$

di mana  $l$  dan  $t$  adalah tinggi dan pitch sudu. Cara mudah untuk membuat luas masuk dan keluar sama adalah dengan membuat  $\beta_1 = \beta_2$ . Jadi dengan meniadakan gesekan dalam tingkat turbin impuls:

$$w_1 = w_2 \text{ dan } \beta_1 = \beta_2 \quad 5.8$$



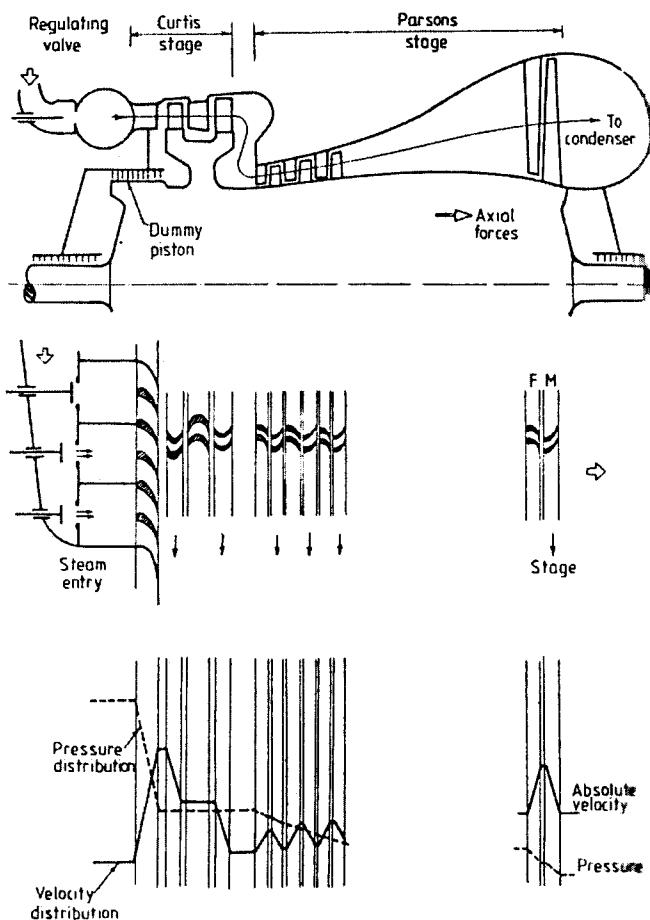
Gambar 5.10 Sepasang sudu gerak yang memperlihatkan laju aliran

### 5.1.2.3.2 Turbin Uap Reaksi

#### Susunan Dasar

Turbin uap reaksi biasanya juga memiliki tingkat curtis pada awal turbin. Bagian kedua terbangun sebagai turbin tekanan tersusun reaksi (jenis parsons). Penurunan tekanan tiap tingkat lebih rendah daripada turbin impuls sehingga turbin memerlukan tingkat lebih banyak, namun sudu-sudunya lebih murah. Karena penurunan tekanan dalam sudu tetap kecil, desain diafragma menjadi lebih sederhana dan piringannya adalah jenis drum.

Efisiensi untuk satu tingkat sedikit lebih baik daripada turbin impuls. Karena perbedaan tekanan dan konsekuensi akibat reaksi, turbin reaksi menghasilkan gaya aksial yang harus dipertimbangkan, sehingga diperlukan *piston dummy* (lihat Gambar 5.11).

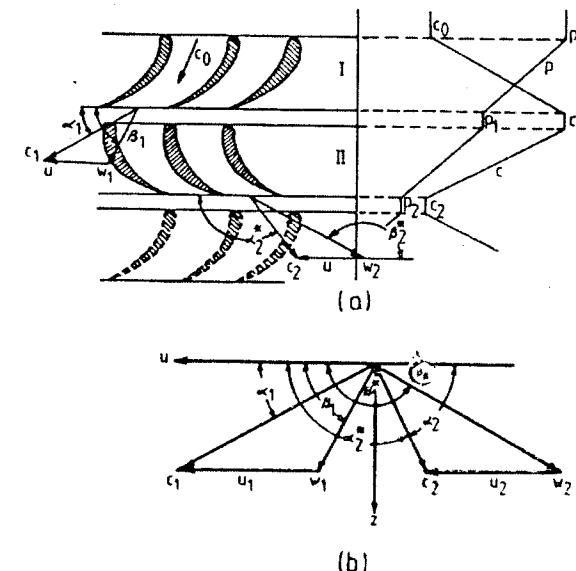


Gambar 5.11 Susunan dasar turbin uap reaksi

### Konstruksi Segitiga Kecepatan

Tingkat turbin reaksi berbeda dengan tingkat impuls. Di sini uap mengalir keluar dari nosel memasuki suatu gerak pada tekanan yang lebih besar daripada tekanan keluar, yaitu  $P_1 > P_2$ . Oleh sebab itu kecepatan relatif uap

dipercepat dari  $w_1$  ke  $w_2$ , dan energi kinetik naik sebesar  $\left(\frac{w_2^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}\right)$ , tetapi dengan kecepatan absolut yang turun dari  $c_1$  ke  $c_2$  sehingga timbul reaksi.



Gambar 5.12 (a) tingkat turbin reaksi (b) segitiga kecepatan

Dalam suatu gerak tingkat turbin reaksi, karena hasil percepatan fluida, akan timbul gaya reaksi. Bila gaya karena percepatan berlawanan dengan arah keliling  $U$  maka gaya reaksi berada dalam arah rotasi suatu gerak. Dalam hal ini akan timbul momen puntir pada suatu gerak karena adanya (i) perubahan arah uap, (ii) perubahan kecepatan relatif (gaya-gaya reaktif).

Dengan penurunan entalpi dalam suatu gerak, kecepatan  $c_1$  turun dan kecepatan relatif  $w_2$  naik. Dalam tingkat tertentu di mana penurunan entalpi dibagi sama antara suatu-satu gerak dan tetap:

$$c_1 = w_2 \text{ dan } w_1 = c_2 \quad 5.9$$

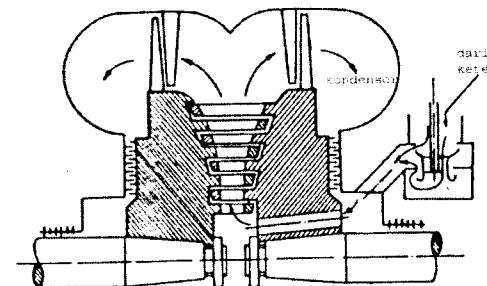
dan juga:

$$\alpha_1 = \beta_2 \text{ dan } \alpha_2 = \beta_1 \quad 5.10$$

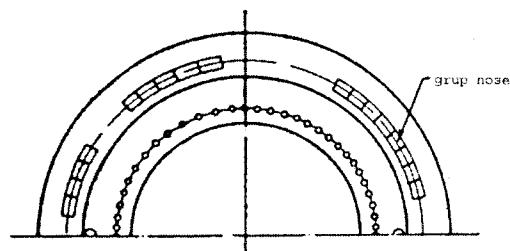
### 5.1.2.3 Turbin Uap Aliran Radial

#### Susunan Dasar

Turbin Ljungstrom adalah turbin uap aliran radial ke arah luar. Panjang aksial sudu membesar ke arah radial untuk memberi kesempatan uap berekspansi. Jumlah rotor dalam casing adalah dua buah yang berputar berlawanan, dengan tiap rotor dihubungkan dengan satu generator. Turbin ini tidak mempunyai sudu pengarah dan sudunya bertipe reaksi. Efisiensinya tinggi namun tidak dibuat untuk keluaran daya tinggi karena sudu yang terlalu panjang pada bagian luar terkena tegangan bengkok yang besar pada bagian akar sudu. Arah aliran uap adalah pada bidang tegak lurus sumbu mesin dan arahnya bisa masuk ataupun keluar (lihat Gambar 5.13).



Gambar 5.13 Layout dasar turbin Ljungstrom dengan tingkat aliran aksial pada kondensor



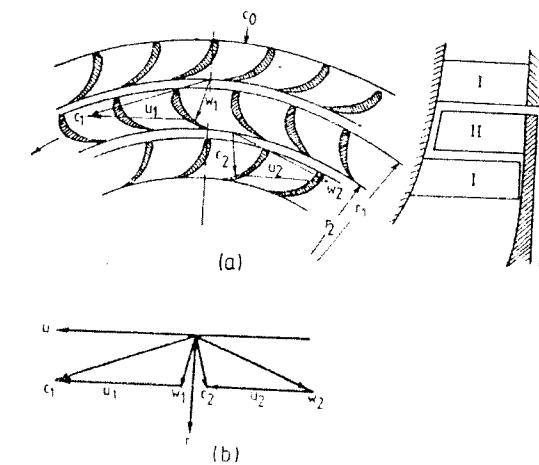
Gambar 5.14 Blok nosel (setengah bagian atas)

#### Konstruksi Segitiga Kecepatan

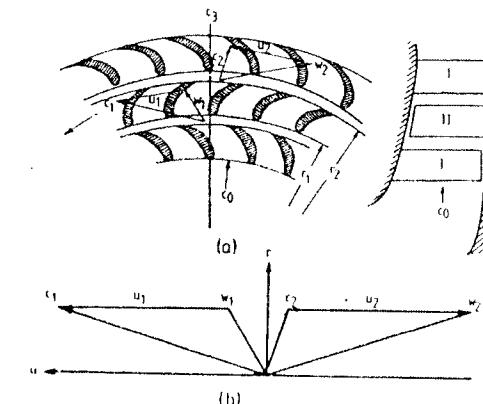
Gambar 5.15 (a) menunjukkan turbin radial aliran ke dalam dengan sudu-sudu tetap (I) dan gerak (II). Uap mengalir ke dalam sudu gerak pada jari-jari  $r_1$  dan mengalir keluar darinya pada jari-jari  $r_2$  di mana  $r_2 < r_1$ .

Konstruksi segitiga kecepatan pada turbin radial adalah sama dengan pada turbin aliran aksial kecuali pada turbin radial. Harus diingat bahwa kecepatan sudu atau keliling pada bagian masuk ( $u_1$ ) adalah berbeda dengan pada bagian keluar ( $u_2$ ). Segitiga kecepatan untuk turbin radial aliran masuk ditunjukkan pada Gambar 5.15 (b).

Dalam turbin radial aliran keluar, Gambar 5.16 (a), uap memasuki sudu gerak pada jari-jari  $r_1$  dan keluar pada  $r_2$ , di mana  $r_2 > r_1$ . Segitiga kecepatan untuk aliran keluar dapat dilihat pada Gambar 5.16 (b).

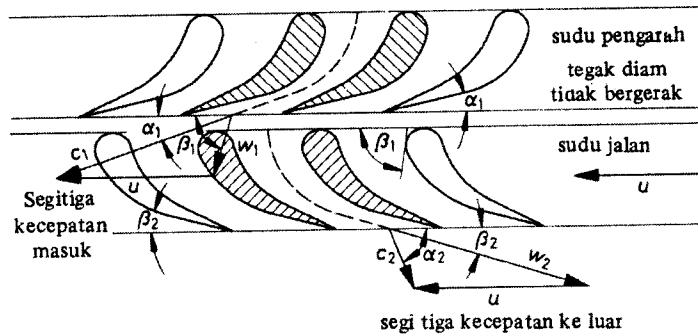


Gambar 5.15 (a) Turbin radial aliran ke dalam, (b) segitiga kecepatan

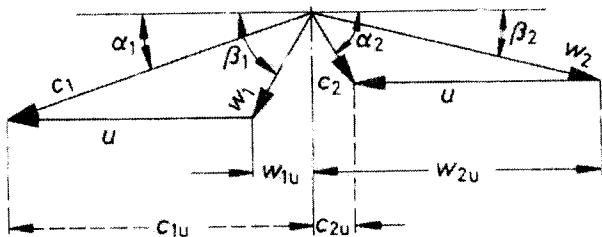


Gambar 5.16 (a) Turbin radial aliran keluar (b) segitiga kecepatan

### 5.1.3 Perhitungan Daya Turbin Uap



**Gambar 5.17** Gambar kerjasama antarsudu pengarah dan sudu jalan; segitiga kecepatan masuk dan segitiga kecepatan keluar



**Gambar 5.18** Bagan segitiga kecepatan dari satu tingkat turbin uap

#### 5.1.3.1 Gaya Tangensial

Gaya uap dengan laju aliran massa  $m_s$  mengalir dalam sudu gerak turbin sehingga menggerakkan peralatan mekanis tersebut dengan gaya fungsional,  $F_u$ . Komponen kecepatan uap yang mempunyai kerja adalah yang searah dengan arah putaran roda turbin, yaitu  $w_{1u}$ ,  $w_{2u}$ ,  $c_{1u}$ , dan  $c_{2u}$  (lihat Gambar 5.17 dan 5.18). Gaya tangensial itu sebesar:

$$F_u = m_s (w_{1u} - w_{2u}) = m_s (c_{1u} - c_{2u}) \quad 5.11$$

Karena komponen kecepatan uap  $c_2$  dan  $w_2$  berlainan arah dengan  $u$  maka untuk perhitungannya akan menjadi:

$$F_u = m_s [w_{1u} - (-w_{2u})] = m_s (w_{1u} + w_{2u}) \quad 5.12$$

atau:

$$F_u = m_s [c_{1u} - (-c_{2u})] = m_s (c_{1u} + c_{2u}) \quad 5.13$$

#### 5.1.3.2 Daya pada Keliling Roda Turbin $W_u$

Daya adalah perkalian gaya tangensial dengan kecepatan keliling roda gerak. Jadi:

$$\dot{W}_u = F_u \cdot u = m_s \cdot u (w_{1u} - w_{2u}) = m_s \cdot u (c_{1u} - c_{2u}) \quad 5.14$$

Untuk turbin aliran radial:

$$\dot{W}_u = m_s (u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}) \quad 5.15$$

Bila yang diketahui adalah selisih panas jatuh (selisih entalpi,  $\Delta h$ ), kapasitas uap ( $m_s$ ), dan efisiensi turbin ( $\eta_T$ ), serta efisiensi mekanis ( $\eta_m$ ), maka daya turbin dihitung dari persamaan:

$$\dot{W} = \Delta h \times m_s \times \eta_T \times \eta_m \quad 5.16$$

### 5.1.4 Kerugian Energi pada Turbin Uap

Kerugian energi yang terjadi pada turbin uap ketika beroperasi adalah:

#### 5.1.4.1 Kerugian Internal

Kerugian internal adalah kerugian energi panas pada saat uap mengalir masuk ke dalam turbin. Kerugian ini antara lain:

- kerugian pada katup pengatur uap masuk nosel,
- kerugian pada nosel atau sudu pengarah,
- kerugian pada sudu gerak turbin,
- kerugian kecepatan uap keluar nosel,
- kerugian akibat kebasahan uap,
- kerugian pada pipa buang,
- kerugian gesekan pada *windage*.

### 5.1.4.2 Kerugian Eksternal

Kerugian eksternal adalah kerugian yang tidak mempengaruhi kondisi uap. Yang termasuk dalam kerugian ini adalah:

- kerugian gesekan (kerugian mekanis),
- kerugian ventilasi,
- kerugian akibat kebocoran uap pada perapat labirin.

### Contoh 5.1

Suatu aliran uap dengan  $m_s = 2,5 \text{ kg/s}$  dan kondisi waktu masuk sudu pengarah (sudu tetap)  $P_1 = 20 \text{ bar}$ ,  $T_1 = 400^\circ\text{C}$ . Uap ini harus berekspansi semaksimal mungkin dalam sudu pengarah salah satu tingkat turbin uap. Secara teoretis bila aliran tanpa gesekan kecepatan uap keluar sudu pengarah  $c_o = 400 \text{ m/s}$ , sedangkan kecepatan uap keluar sebenarnya adalah  $c_1 = 0,90 \times c_o = 380 \text{ m/s}$ . Arah pancaran membentuk  $\alpha_1 = 17^\circ$ . Penampang saluran sudu gerak di bagian masuk sama dengan di bagian keluar. Jadi  $\beta_1 = \beta_2$ . Tetapi karena adanya kerugian gesek pada sudu gerak maka  $w_2 = 0,90 \times w_1$ . Roda gerak mempunyai kecepatan keliling  $u = 200 \text{ m/s}$ . Dapatkan:

- Penurunan entalpi isentropik  $h_0$  dalam kJ/kg dan tekanan uap pada akhir ekspansi.
- Segitiga kecepatan dari tingkat turbin tersebut.
- Gaya tangensial  $F_u$ , daya  $P_u$  dan penurunan entalpi sesungguhnya  $h_u$ .
- Efisiensi dari perpindahan energi.

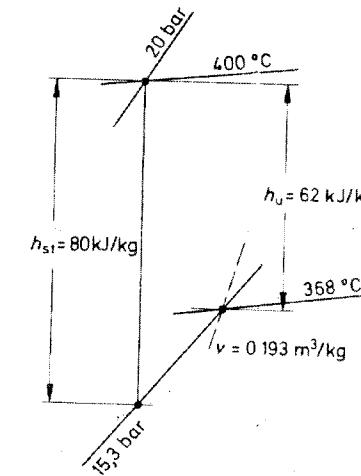
### Penyelesaian:

- $c_o = 44,72 \sqrt{h_0}$ . Jadi  $h_0 = 80 \text{ kJ/kg}$ . Untuk proses isentropis dalam diagram  $h-s$  untuk uap didapat tekanan akhir ekspansi sebesar 15,3 bar (lihat Gambar 5.19).
- $c_1 = 380 \text{ m/det}$  dengan  $\alpha_1 = 17^\circ$  dan  $u = 200 \text{ m/det}$ . Dari sini dapat diperoleh  $w_1 = 195 \text{ m/det}$  dan  $\beta_1 = 35^\circ$ . Selanjutnya dibuat  $\beta_1 = \beta_2$  dan  $w_2 = 0,90 w_1 = 176 \text{ m/det}$ . Dengan diketahuinya  $u = 200 \text{ m/det}$  didapat  $c_2 = 113 \text{ m/det}$  dengan sudut  $\alpha_2 = 117^\circ$  (lihat segitiga kecepatan pada Gambar 5.18 di atas).
- Dari segitiga kecepatan diperoleh  $w_{1u} = +162 \text{ m/s}$ ,  $w_{2u} = -148 \text{ m/s}$ ,  $c_{1u} = +365 \text{ m/s}$ , dan  $c_{2u} = +55 \text{ m/s}$ .

$$F_u = 2,5 \text{ kg/s} (162 - (-148)) \text{ m/s} = 775 \text{ kg.m/s} = 775 \text{ N}$$

$$\dot{W}_u = F_u \cdot u = 775 \text{ N} \cdot 200 \text{ m/s} = 155.000 \text{ N.m/s} = 155.000 \text{ J/s} = 155 \text{ kW}$$

Selisih entalpi sesungguhnya,  $h_u = W_u/m_s = 155 \text{ kJ/s} : 2,5 \text{ kg/s} = 62 \text{ kJ/kg}$ .



Gambar 5.19 Gambar diagram  $h-s$  dan segitiga kecepatan

$$\text{d) Efisiensi ekspansi, } \eta_u = h_u/h_0 = 62 \text{ kJ/kg} / 80 \text{ kJ/kg} = 0,775 = 77,5 \%$$

### Contoh 5.2

Suatu turbin uap jenis impuls digunakan untuk menggerakkan generator pada putaran 3600 rpm, diameter rata-rata piringan roda 48". Jumlah uap yang diinjeksikan melalui nosel adalah 10.800 lb/jam pada tekanan 200 Psia. Anggap bahwa ekspansi bekerja secara isentropik dengan tekanan pada kondensor sebesar 2 inci Hg.abs. Abaikan semua gesekan yang terjadi. Tentukan:

- jumlah tingkat kecepatan,
- jumlah teoretis tingkat tekanan,
- jumlah teoretis tingkat tekanan bila terdapat dua tingkat kecepatan pada tingkat tekanan pertama.

**Penyelesaian:**

a) Kecepatan keliling,  $u = \omega \cdot r$ , sehingga  $\omega = 2\pi \frac{3600}{60}$ , dan  $r = 48'' / 2$

$$u = 2\pi \frac{3600}{60} \times \frac{48''}{12} = 754 \text{ ft/s}$$

$$\text{Massa uap yang mengalir, } m_s = \frac{10.800}{3600} = 3 \text{ lb/s}$$

Entalpi uap masuk ( $P = 200 \text{ Psia}$ ),  $h_1 = 1198,4 \text{ Btu/lb}$

Entalpi uap keluar ( $P = 2'' \text{ Hg (abs)}$ ),  $h_2 = 862,1 \text{ Btu/lb}$

Selisih entalpi ( $h_1 - h_2$ ) =  $336,3 \text{ Btu/lb}$ , digunakan untuk mengubah energi kinetik uap:

$$h_1 - h_2 = \frac{m \Delta V^2}{2 \cdot g_c \cdot j}; \Delta V = \sqrt{\frac{2g_c}{m}} (h_1 - h_2) j = 4102 \text{ ft/s}$$

Kecepatan ideal/tingkat =  $2 \times 754 = 1508 \text{ ft/s}$

Kenaikan kecepatan,  $\Delta V = 4102 \text{ ft/s}$ , sehingga jumlah kecepatan,

$$N_V = \frac{4102}{1508} = 2,7723, \text{ digunakan 3 tingkat kecepatan.}$$

b) Tiap tingkat, kenaikan kecepatannya =  $1508 \text{ ft/s}$

$$\begin{aligned} \Delta EK \text{ tiap tingkat} &= \frac{m \Delta V^2}{2g_c} = \frac{3 \cdot (1508)^2}{64,34} = 35.44,3 \text{ ft-lb} \\ &= \frac{35.344,3}{778,26} = 45,43 \text{ Btu / tingkat} \end{aligned}$$

Tersedia  $\Delta h = 336,3 \text{ Btu}$  sehingga jumlah tingkat tekanan,  $N_p$ :

$$N_p = \frac{336,3}{45,43} = 7,4. \text{ Jadi digunakan 7 tingkat tekanan.}$$

c) Turbin impuls terdiri dari curtis dan reteau

$$\text{Kecepatan uap 2 tingkat curtis} = 2 \times 2 \times 754 = 3016 \text{ ft/s}$$

$$\Delta EK \text{ pada 2 tingkat curtis} = \frac{m \Delta V^2}{2g} = 181,7 \text{ Btu / dua baris curtis}$$

Sisanya ( $336,3 - 181,7 = 154,6 \text{ Btu}$ ) digunakan pada reteau dengan  $N_r = 154,6/45,43 = 3,4$  tingkat reteau.

**Contoh 5.3**

Suatu turbin impuls tingkat kecepatan dan tekanan tunggal jenis de laval bekerja pada tekanan uap jenuh 12 atm dan tekanan kondensasi uap 1 atm. Daya yang dikembangkan 40 Hp dan putaran operasi 1200 rpm. Bila  $\alpha_1 = 20^\circ$ ,  $\varphi = 92\%$ , dan  $\psi = 70\%$ , tentukan diameter rata-rata turbin!

**Penyelesaian:**

Dari diagram mollier untuk uap (Gambar 1b dalam lampiran) diperoleh  $\Delta h = 100 \text{ kkal/kg}$ .

Kecepatan absolut uap keluar nosel,  $c_o = 91,5 \sqrt{\Delta h} = 915 \text{ m/s}$ .

Kecepatan absolut masuk turbin,  $c_1 = \varphi c_o = 0,9 \times 916 = 842 \text{ m/s}$ .

$$\text{Harga } \frac{u}{c_1} = \frac{1}{2} \cos \alpha_1, \text{ sehingga } u = \frac{1}{2} c_1 \cos \alpha_1 = 396 \text{ m/s.}$$

Diameter rotor turbin,  $D_m$ , dihitung dari persamaan  $u = \frac{\pi \times D_m \times n}{60}$ , sehingga:

$$D_m = \frac{60 \times u}{\pi \times n} = \frac{60 \times 396}{\pi \times 1200} = 0,5 \text{ m}$$

**Contoh 5.4**

Suatu turbin reaksi parson bekerja pada tekanan  $19 \text{ kgf/cm}^2$  (abs) dan temperatur  $215^\circ\text{C}$ . Uap keluar turbin pada tekanan  $0,03 \text{ kgf/cm}^2$  (abs). Bila efisiensi indikatif 75% dan efisiensi mekanisnya 93% maka tentukan diameter rata-rata rotornya bila kecepatan uap keluar sudu 300 m/s pada daya efektif 7500 Hp!

**Penyelesaian:**

Diameter rotor dihitung dari persamaan:

$$D_r = 2\sqrt{\frac{m_s \times v}{C}} \text{ (meter)}$$

di mana:

$D_r$ : diameter rotor (m)

$m_s$  : massa uap yang berguna (kg/s)

$v$  : volume jenis uap ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )

C : kecepatan uap keluar sudu terakhir

$$\eta_{tot} = \eta_i \times \eta_m$$

$$m_s = \frac{75 \times W_{ef}}{427 \times \eta_{tot} \times \Delta h_0}$$

Dari diagram mollier untuk uap (Gambar 1a dalam lampiran),  $\Delta h_o = 220 \text{ kkal/kg}$ .  $v_o = 46,5 \text{ m}^3/\text{kg}$  (pada tekanan  $0,03 \text{ kgf/cm}^2$  (abs)).

X= kebasahan, atau kelembaban = 0,83 (Gambar 1a pada  $\Delta h = 165 \text{ kkal/kg}$ ).

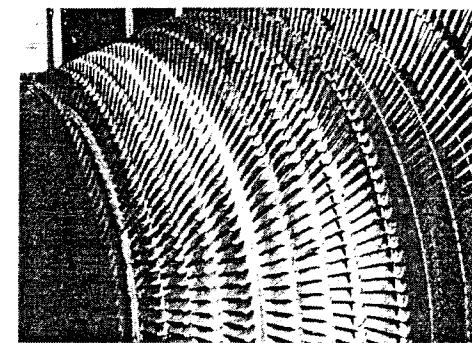
$$m_s = \frac{75 \times 7500}{427 \times 0,70 \times 220} = 8,5 \text{ kg/s}$$

$$\Delta h = \eta_i \times \Delta h_o = 0,75 \times 220 = 165 \text{ kkal/kg}$$

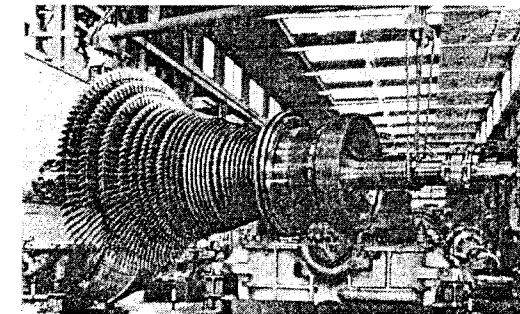
$$v = X \times v_o = 0,83 \times 46,5 = 38,5 \text{ kg/m}^3$$

$$D_r = 2\sqrt{\frac{m_s \times v}{C}} = 2\sqrt{\frac{8,5 \times 38,5}{300}} = 2,09 \text{ m}$$

Gambar-gambar yang melukiskan konfigurasi sudu, kerusakan yang mungkin terjadi pada sudu-sudu turbin serta turbin uap yang sedang dalam perbaikan dapat dilihat pada Gambar 5.20 dan Gambar 5.21 di bawah ini.



**Gambar 5.20** Deposit garam dalam bagian tekanan menengah turbin uap kondensasi 15-MW

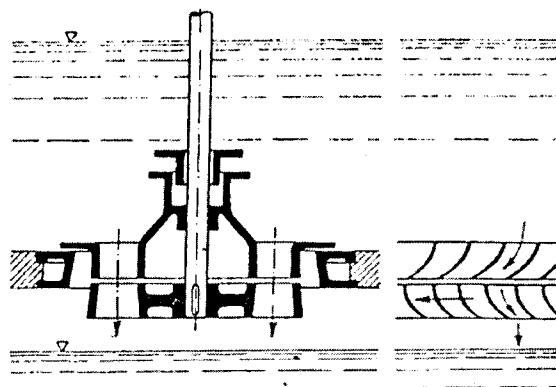


**Gambar 5.21** Rotor (roda jalan) turbin uap dengan sudu-sudu dalam pemasangan

## 5.2 TURBIN AIR

### 5.2.1 Energi Hidrolik, Motor Hidrolik, Klasifikasi Turbin

Energi air berasal dari energi surya yang dipantulkan kembali ke atmosfer sebanyak 33% dari energi surya yang dipancarkan ke bumi. Energi surya dikonversikan menjadi energi termal yang menyebabkan proses penguapan air di permukaan bumi. Uap air naik ke atmosfer dan bergabung dengan partikel aerosol dan debu yang dibawa angin hingga membentuk awan hujan dan mengembun menjadi air dan turun berupa hujan air. Berdasarkan penelitian meteorologi, jumlah air yang menguap adalah  $1,6 \times 10^7 \text{ ton/s}$  atau  $5,3 \times 10^{14} \text{ ton/tahun}$ , yaitu sama dengan air hujan yang turun ke bumi. Hujan yang turun di pegunungan menghasilkan energi potensial air.



Gambar 5.22 Aliran air melalui motor hidrolik

Motor hidrolik (*hydraulic motors*) memanfaatkan energi air yang bergerak dari posisi yang lebih tinggi (tempat berenergi lebih tinggi) ke tempat yang lebih rendah (tempat berenergi lebih rendah). Energi potensial diubah menjadi energi kinetik pada poros turbin.

Turbin hidrolik juga digerakkan oleh energi kinetik air. Air mulanya mengalir melalui saluran pengarah (*guide duct*) stasioner, lihat Gambar 5.22, di mana energi tekanan total atau sebagian darinya diubah menjadi energi kinetik kemudian masuk ke saluran jalan (*runner duct*) yang kurvanya berlawanan arah terhadap *guide duct*, tekanan aliran pada sudu melengkung (*curved blades*) memutar roda jalan (*runner*). Bila energi tekanan total air dalam sepanjang *head*, *H*, berubah menjadi energi kinetik dalam *guide duct*, sehingga kecepatan teoretis, *C*, air masuk runner duct atau keluar guide duct adalah:

$$C = \sqrt{2gH} \quad 5.17$$

Selanjutnya tekanan air tidak berubah selama mengalir melalui runner duct dan ketika keluar dari runner memiliki tekanan yang sama dengan tekanan pada bagian masuk. Turbin ini disebut *turbin tekanan konstan* atau *turbin impuls* di mana kecepatan relatif masuk sama dengan kecepatan relatif keluar roda jalan.

Bila hanya sebagian energi tekan air diubah menjadi energi kinetik maka kecepatan air meninggalkan guide duct adalah:

$$C < \sqrt{2gH}$$

dan air masih mempunyai head statis (*static head*) sebesar:

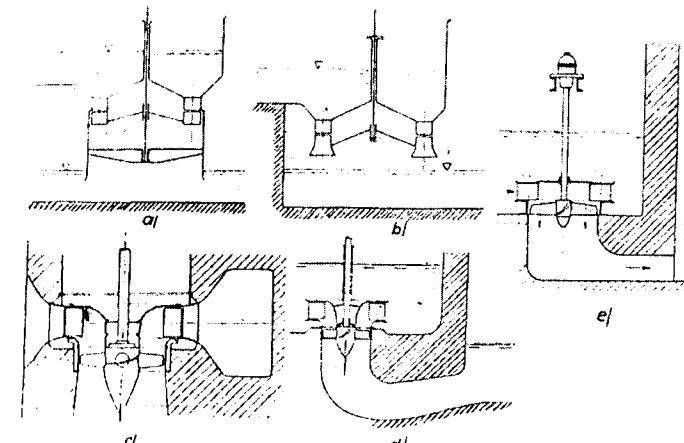
$$\gamma[H - \frac{C^2}{2g}] \quad 5.19$$

Di mana  $\gamma$  adalah berat jenis air. Sisa energi tekan ini diubah menjadi energi kinetik di dalam runner duct sehingga head statis dari air turun dalam arah keluar roda jalan. Karena air mengalir melalui runner duct dalam *head over pressure*, tipe turbin ini disebut turbin tekanan (*pressure turbine*).

Jadi berdasar tekanan yang terjadi pada air melalui sudu, turbin dibedakan atas turbin tekanan konstan atau *turbin impuls*, disebut juga turbin aksi dan turbin tekanan yang disebut juga turbin reaksi. Pernyataan reaksi diturunkan dari kenyataan bahwa dalam turbin tekanan aliran air di dalam roda jalan dipercepat dan dari percepatan tersebut timbul reaksi di dalam sudu roda jalan.

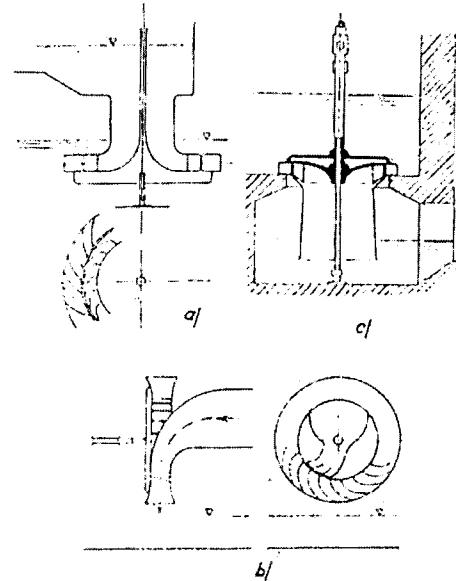
Di luar klasifikasi di atas, turbin hidrolik juga dibedakan oleh arah aliran air masuk dan keluar roda jalan dalam hubungannya dengan poros tanpa menghiraukan bagaimana aliran sirkular (*circular flow*) air di sekitar poros, yaitu:

**Turbin aliran-aksial:** ketika aliran air sejajar terhadap sumbu poros (Gambar 5.23 a-e).



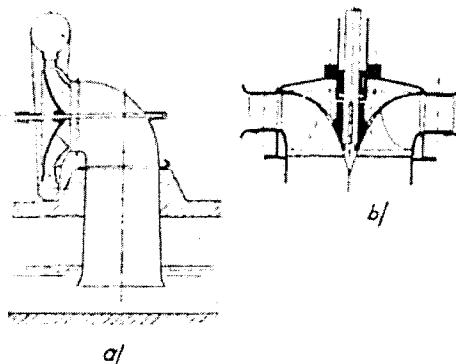
Gambar 5.23 Turbin air aliran aksial

**Turbin aliran-radial:** ketika aliran air melalui roda jalan tegak lurus terhadap poros (Gambar 5.24 a-c).



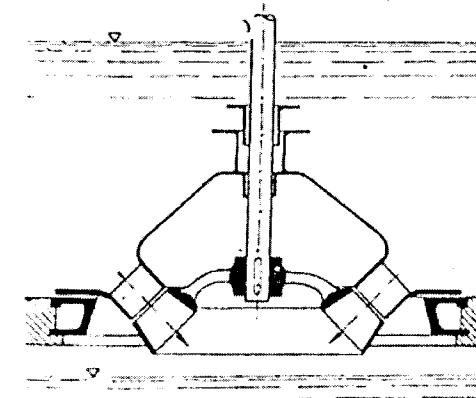
Gambar 5.24 Turbin air aliran radial

**Aliran campuran (mixed flow):** ketika arah aliran berubah dalam ruang roda jalan dari radial ke aksial (Gambar 5.25 a-b).



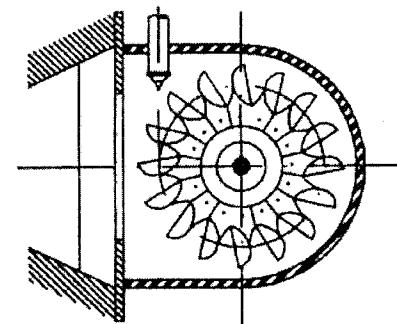
Gambar 5.25 Turbin air francis: sentripetal

**Aliran mengerucut (conical flow):** air mengalir melalui sudu pengarah dan roda jalan dalam arah menyudut terhadap poros (Gambar 5.26).



Gambar 5.26 Turbin air aliran mengerucut

**Turbin aliran-tangensial:** air menghempas pada sudu roda jalan sebagai semprotan bebas dalam arah tangen terhadap roda jalan (Gambar 5.27).



Gambar 5.27 Turbin pelton (1880), tangential partial impulse turbine

Di samping kedua klasifikasi di atas, turbin air dapat diklasifikasikan menurut daya yang dihasilkan, tinggi jatuh air dan debit yang mengalir per detiknya. Adapun jenisnya antara lain adalah:

*Turbin mini mikrohidro*, contohnya kincir air.

*Turbin mikrohidro*, untuk head rendah, contohnya turbin kaplan. Untuk head tinggi, contohnya turbin pelton.

Turbin hydropower, adalah turbin air dengan daya tinggi yang mampu menghasilkan daya di atas 20 MW tiap unit. Contohnya turbin francis, kaplan dan pelton.

### 5.2.2 Hubungan antara Head, Flow Rate dan Output: Efisiensi

Bila sejumlah air seberat 1 kg jatuh  $H$  meter ke tempat yang lebih rendah pada kecepatan nol, kerja yang dilakukan oleh air tersebut adalah 1 kg.  $1H \text{ m} = 1H \text{ kg.m}$ . Ketika selama setiap detik jumlah air  $Q$  berjalan sepanjang perbedaan ketinggian  $H$  ke arah gravitasi, maka air tersebut melakukan kerja tiap detik, atau membawa keluaran (*work per second*),  $\dot{W}_{\text{th}}$ , dalam  $\text{kg.m/det}$ :

$$\dot{W}_{\text{th}} = \gamma Q H \quad 5.20$$

di mana:

$\gamma$  : berat jenis (*specific weight*) air (*liquid*)

$Q$  : jumlah air yang lewat tiap detik (*flow rate*)

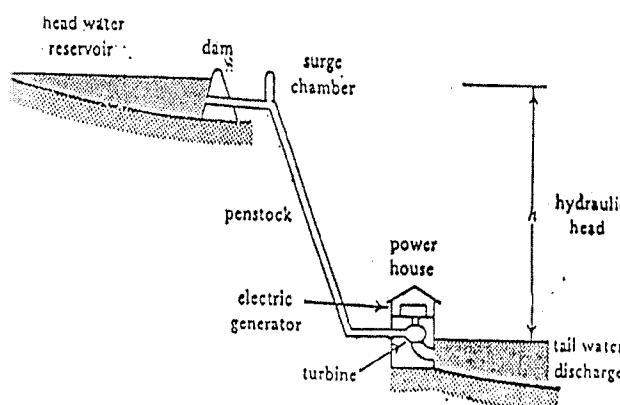
$H$  : perbedaan ketinggian (*head*) dalam meter.

Persamaan 5.20 disebut daya teoretis atau daya air (*water horse power*).

Catatan:

Bila  $\gamma$  air =  $1000 \text{ kgf/m}^3$ , maka  $Q$  dalam  $\text{m}^3/\text{det}$

$\gamma$  air =  $1 \text{ kgf/liter}$ , maka  $Q$  dalam liter/det



Gambar 5.28 Sistem energi air dengan turbin air sebagai pengonversi energi

Motor hidrolik tidak dapat mengonversi semua energi hidrolik ke energi mekanis tanpa kerugian (*losses*) sehingga keluaran efektif,  $\dot{W}_{\text{ef}}$ , lebih kecil daripada  $\dot{W}_{\text{th}}$ , dan besarnya:

$$\dot{W}_{\text{ef}} = \eta \dot{W}_{\text{th}} \quad 5.21$$

di mana:

$\eta$  = efisiensi untuk turbin

$$\approx 0.75 \div 0.9$$

sehingga daya efektif:

$$\dot{W}_{\text{ef}} = \eta \gamma Q H \text{ kgf.m/s} = \frac{\gamma Q H}{75} \eta \text{ hp} = \frac{\gamma Q H}{102} \eta \text{ kW} \quad 5.22$$

$\dot{W}_{\text{ef}}$  disebut juga daya kuda turbin (*turbine horse power*).

Kerugian-kerugian yang timbul dalam perubahan energi dalam motor hidrolik yang termasuk di dalam efisiensi total ada tiga macam:

- a. Efisiensi volumetrik,  $\eta_v$ , terjadi karena tidak semua laju aliran melalui roda jalan sehingga ada laju aliran efektif,  $Q_{\text{ef}}$ :

$$Q_{\text{ef}} = \eta_v Q \quad 5.23$$

- b. Efisiensi hidrolik,  $\eta_h$ , terjadi karena adanya tahanan yang disebabkan oleh gesekan air dengan dinding saluran turbin, perubahan arah aliran air, dan *whirling water* sehingga head yang tersedia tidak sebesar (lebih kecil) dari head kecepatan,  $\frac{c_2^2}{2g}$ , di mana  $c_2$  = kecepatan aliran air keluar roda jalan. Jadi head hidrolik  $H_h < H$ .

$$H_h = \eta_h H$$

Daya hidrolik:

$$\dot{W}_h = \gamma Q_{\text{ef}} H_h = \gamma \eta_v Q \eta_h H \quad 5.24$$

- c. Kerugian-kerugian pada bantalan, *stuffing boxes of the turbine shaft*, kerugian karena gesekan permukaan luar roda jalan dengan air sekeliling sehingga  $N_{\text{ef}}$  pada kopling lebih kecil dari

$N_h$ . Kerugian-kerugian tersebut di atas disebut kerugian mekanis sehingga terdapat efisiensi mekanis,  $\eta_m$ .

Jadi:

$$\dot{W}_{ef} = \eta_v \eta_n \eta_m \gamma Q H \quad 5.25$$

Secara singkat efisiensi turbin air adalah:

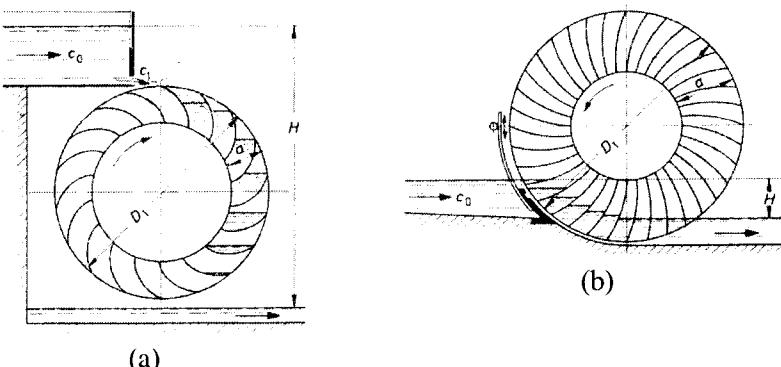
$$\eta = \eta_v \eta_n \eta_m \quad 5.26$$

### 5.2.3 Kincir Air

Kincir air banyak digunakan bilamana kemungkinan lain tidak ada. Namun karena maksud utamanya adalah mendapatkan tenaga sebesar-besarnya maka kincir air banyak yang diganti dengan turbin.

Kincir air memanfaatkan tinggi jatuh air  $H$ , dan kapasitas  $Q$ , namun air yang masuk ke dalam dan keluar kincir tidak mempunyai tekanan lebih (*over pressure*), hanya tekanan atmosfer saja. Berikut ini adalah kondisi kerja yang digunakan oleh kincir air:

- Tinggi jatuh :  $(0,1 \div 12)$  m
- Kapasitas air :  $(0,05 \div 5)$   $m^3/\text{detik}$
- Kecepatan poros:  $(2 \div 12)$  rpm
- Efisiensi :  $(20 \div 80)\%$
- Bahan kincir : - kayu: untuk putaran rendah  
- besi atau baja: untuk putaran tinggi dan debit besar



Gambar 5.29 Kincir air langkah atas (a) dan langkah bawah (b)

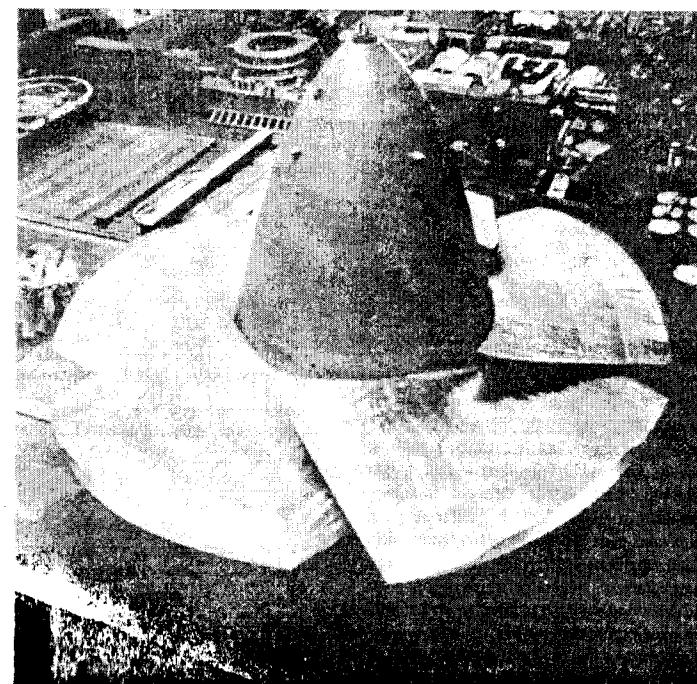
### 5.2.4 Turbin Kaplan

Turbin kaplan merupakan turbin tekanan lebih yang spesial. Sudu jalan kemurniannya kecil dan pada saluran sudu jalan belokannya kecil. Sudu jalan dapat diatur saat bekerja. Kedudukannya dapat disesuaikan dengan tinggi jatuh air sehingga sesuai untuk pusat tenaga air pada aliran sungai.

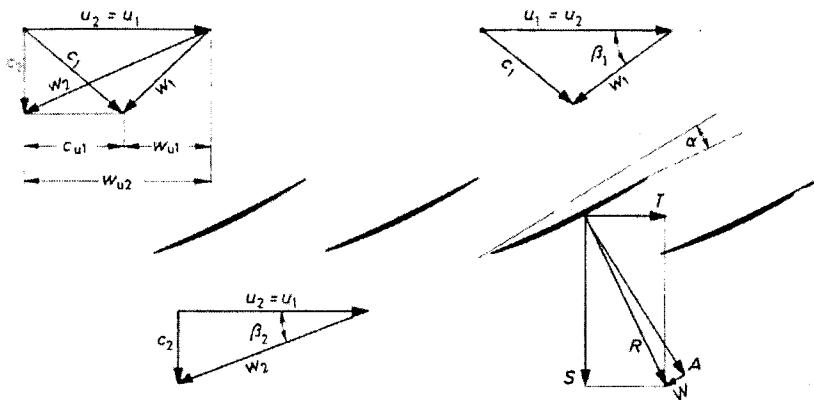
Sudu roda jalan turbin kaplan mirip roda propeler yang letak sudunya terpisah jauh satu dengan yang lain (lihat Gambar 5.30). Gambar 5.31 memperlihatkan kaskade (cascade) sudu roda jalan turbin kaplan beserta segitiga kecepatan pada bagian masuk dan keluar sudu. Menurut persamaan euler:

$$H.g = (u_1.c_{u1} - u_2.c_{u2}) \quad 5.27$$

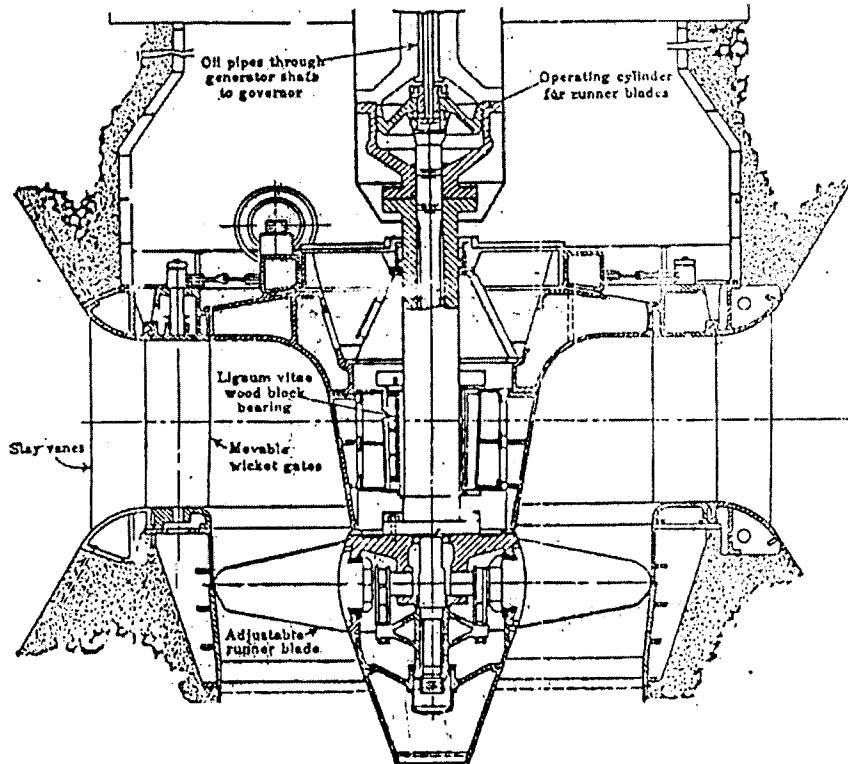
Di sini  $u_1 = u_2 = u$ , dan bila dibuat  $c_{u2} = 0$  berarti air dikeluarkan tegak lurus, maka  $u = H.g/c_{u1}$ . Bila  $c_{u1}$  kecil harga  $u$  cukup besar. Demikian pula dengan kecepatan putarnya. Bila kecepatan putar,  $n$ , besar maka kecepatan spesifik,  $n_q$ , dapat dilaksanakan dengan harga yang besar pula.



Gambar 5.30 Roda jalan turbin kaplan dengan daya 107000 kW.



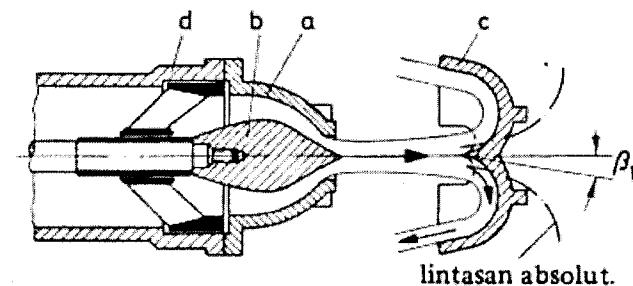
Gambar 5.31 Kaskade roda jalan turbin kaplan dengan segitiga kecepatannya



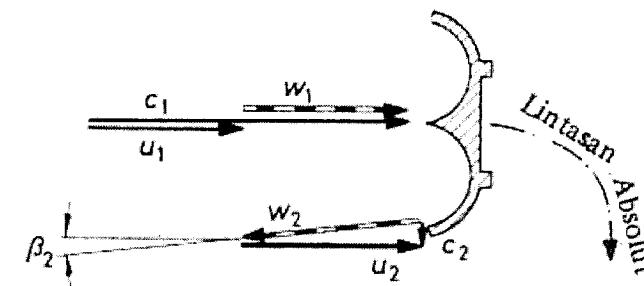
Gambar 5.32 Turbin reaksi jenis kaplan

### 5.2.5 Turbin Pelton

Turbin pelton disebut juga turbin impuls atau turbin tekanan rata atau turbin pancaran bebas karena tekanan air keluar nosel sama dengan tekanan atmosfer. Dalam instalasi turbin ini semua energi (geodetik dan tekanan) diubah menjadi kecepatan keluar nosel. Konstruksi nosel dapat dilihat pada Gambar 5.33 (a). Tidak semua sudu menerima hembusan air, tetapi secara bergantian tergantung posisi sudu tersebut. Jumlah nosel tergantung besarnya kapasitas air, dapat bervariasi satu sampai enam. Turbin pelton dipakai untuk tinggi jatuh air yang besar, dengan kecepatan spesifik 1 sampai 15.



(a)



(b)

Gambar 5.33 (a) penampang nosel dan sudu jalan, (b) segitiga kecepatan masuk dan keluar sudu

Untuk mendapatkan efisiensi yang baik, dalam turbin pelton harus terdapat hubungan antara kecepatan keliling,  $u$ , dan kecepatan keluar nosel,  $c_1$ , yang dapat dijelaskan sebagai berikut:

Persamaan euler untuk turbin:

$$H = \frac{(u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2})}{g \cdot \eta_T} \quad 5.28$$

Dari Gambar 5.33 (b),  $c_2$  tegak lurus u. Jadi  $c_{u2} = 0$ , sehingga:

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

atau

$$u_1 = \frac{\eta_T \cdot g \cdot H}{c_{u1}} \quad 5.29$$

Untuk turbin pelton  $u_1 = u_2 = u$ , dan  $c_1$  dan  $c_{u1}$  arahnya adalah sama. Jadi  $c_{u1} = c_1$ . Kecepatan air keluar nosel,  $c_1$ , dengan tinggi jatuh air  $H$  adalah:

$$c_1 = \sqrt{2g \cdot H} \quad 5.30$$

$$H = c_1^2 / 2g \quad 5.31$$

sehingga:

$$u_1 = \frac{\eta_T \cdot g \cdot c_1^2}{2 \cdot g \cdot c_1} = \eta_T \frac{c_1}{2} \quad 5.32$$

Untuk efisiensi turbin 100 persen,  $\eta_T = 1$ , diperoleh:

$$u = \frac{c_1}{2} \quad 5.33$$

### Contoh 5.5

Suatu turbin air jenis pelton bekerja pada ketinggian 750 meter. Hitunglah:

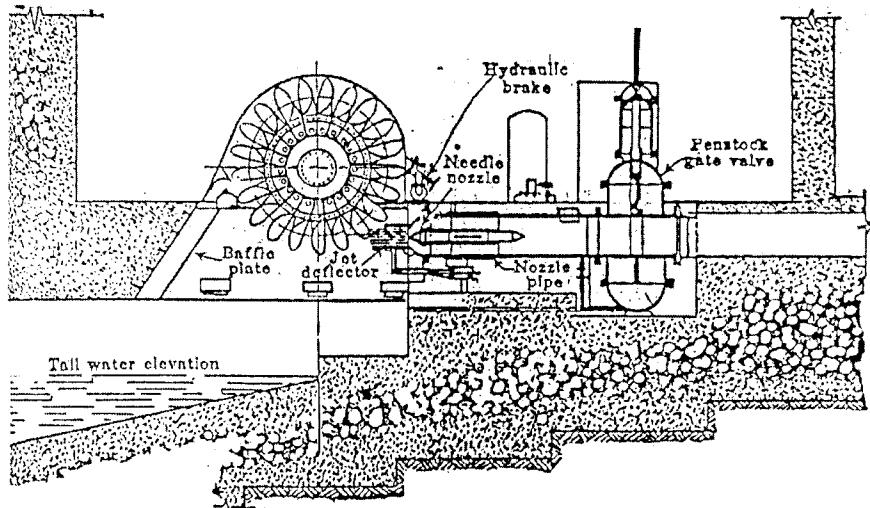
- Energi yang dibangkitkan pada setiap 1,25 ton air yang jatuh.
- Daya hidrolik untuk massa alir 1,25 ton/detik.
- Daya efektif bila efisiensi turbin 85 persen.

### Penyelesaian:

a.  $W = m g H = 1,25 \times 10^3 \times 9,81 \times 750 = 9.196.875 \text{ Joule}$

b. Daya hidrolik,  $\dot{W}_h = \frac{m g h}{1000} = 9.196,875 \text{ kW}$

c. Daya efektif,  $\dot{W}_{ef} = \eta_T \times \dot{W}_h = 0,85 \times 9.196,875 = 7.817,34375 \text{ kW}$



Gambar 5.34 Turbin impuls (pelton)

### Contoh 5.6

Suatu roda pelton disuplai dengan 150 liter/detik air dari ketinggian 225 m. Kecepatan rata-rata tepi sudu adalah 15 m/det. Bila sudut tepi keluar sudu adalah  $160^\circ$ , hitung daya yang dihasilkan dan efisiensinya.

### Penyelesaian:

$$Q = 150 \text{ liter/s}$$

$$H = 225 \text{ m}$$

$$U = 15 \text{ m/s}$$

$$\beta_2 = 180^\circ - 160^\circ = 20^\circ$$

Kerja tiap detik tiap kilogram air:

$$W = \frac{c_{u1} u_1 - c_{u2} u_2}{g}$$

Tetapi untuk turbin pelton umumnya  $c_{u2}$  berlawanan arah dengan  $c_{u1}$ , sehingga kerja tiap detik tiap kilogram air, dan  $u_1 - u_2 = u$  adalah:

$$u = \frac{c_{u1} u - c_{u2} u_2}{g}$$

Dari segitiga kecepatan masuk, Gambar 5.33b:

$$w_1 = c_1 - u = 66,5 - 15 = 51,5 \text{ m/s}$$

Dari segitiga kecepatan keluar, Gambar 5.33b:

$$c_{u1} = c_1 \text{ dan } \frac{c_1^2}{2g} = H = 225 \text{ m}$$

$$c_1 = \sqrt{225 \times 2 \times 9,81} = 66,5 \text{ m/s}$$

$$w_1 = w_2 = 51,5 \text{ m/s}$$

dan

$$\cos \beta_2 = (u + c_{u2})/w_2$$

$$\cos 20^\circ = (15 + c_{u2})/51,5$$

$$c_{u2} = 33,5 \text{ m/s}$$

Sehingga kerja tiap detik tiap kilogram air:

$$W = \frac{66,5 + 33,5 \times 15}{9,8} = 153 \text{ kg m/s}$$

Daya yang dihasilkan = (kerja yang dilakukan/detik)/75

$$= (153 \times 150)/75 = 306 \text{ hp}$$

Efisiensi = (Kerja yang dilakukan/kilogram air)/H = 153/225 = 0,673 atau 67,3%

## 5.2.6 Turbin Francis

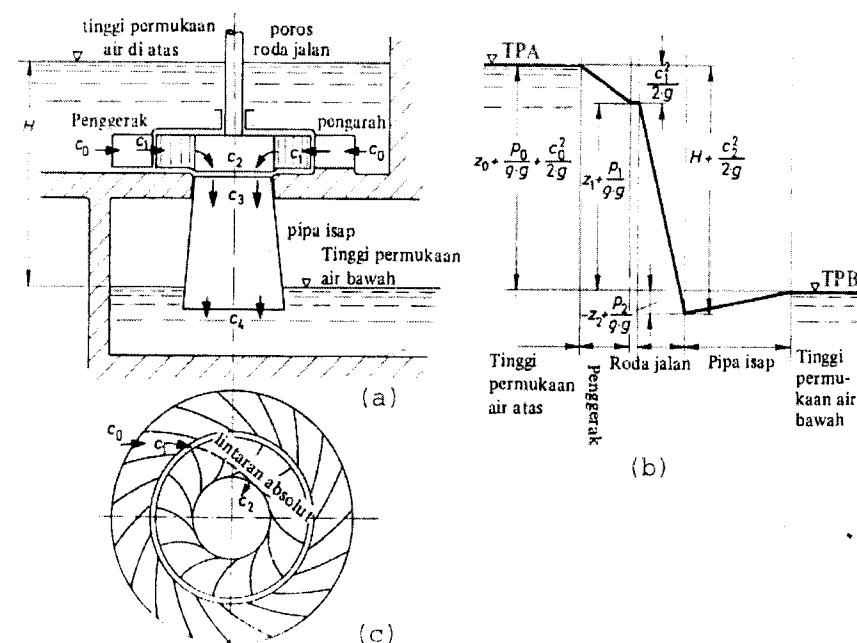
Turbin francis merupakan jenis turbin tekanan lebih. Sudunya terdiri atas sudu pengarah dan sudu jalan yang keduanya terendam dalam air. Perubahan energi terjadi seluruhnya dalam sudu pengarah dan sudu gerak, dengan mengalirkan air ke dalam sebuah terusan atau dilewatkan ke dalam sebuah cincin yang berbentuk spiral atau rumah keong.

Gambar 5.35 (a) menunjukkan skema instalasi turbin francis, Gambar 5.35 (b) menunjukkan pembagian energi aliran ketika melintasi aliran, dan Gambar 5.35 (c) menunjukkan arah kecepatan masuk sudu pengarah, keluar sudu pengarah, dan keluar sudu gerak.

Dari Gambar 5.35 (b):

- Energi masuk sudu pengarah:  $z_0 + P_0/g + c_0^2/2g$
- Energi keluar sudu pengarah:  $z_1 + P_1/g + c_1^2/2g$

Sudut keluar sudu gerak,  $\beta_2$ , dipilih sedemikian sehingga sudut absolut keluar sudu gerak,  $\alpha_2$ , menjadi  $90^\circ$ . Dengan demikian  $c_2$  tegak lurus  $u_2$  dan komponen  $c_{2u} = 0$ . Kecepatan keluar sedapat mungkin dinaikkan dengan menurunkan tekanan dalam sudu-sudu jalan. Dengan tekanan yang rendah (di bawah atmosfer) pada sudu-sudu jalan maka di belakangnya harus dipasang pipa hisap (*draft tube*). Di dalam pipa hisap kecepatan air  $c_3$  turun menjadi  $c_4$  dan tekanannya naik sampai sama dengan tekanan atmosfer yang memungkinkan pembuangan air ke bawah.



Gambar 5.35 Skema instalasi turbin francis

Daya yang dihasilkan turbin francis dapat dihitung dengan persamaan:

$$\dot{W} = \dot{m} \times Y \times \eta_T \quad 5.34$$

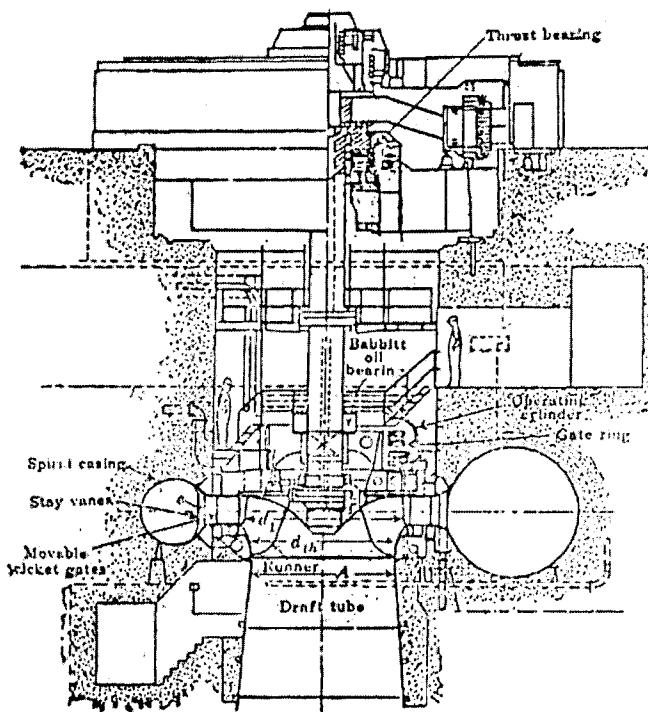
di mana:

$\dot{m}$  = laju aliran massa air

$\eta_T$  = efisiensi turbin

$$Y = \text{faktor kerja spesifik} = g(z_d - z_s) + \frac{P_d - P_s}{\rho} + \frac{c_d^2 - c_s^2}{2},$$

subskrip d menunjukkan kondisi sebelum masuk turbin dan subskrip s kondisi keluar pipa hisap.



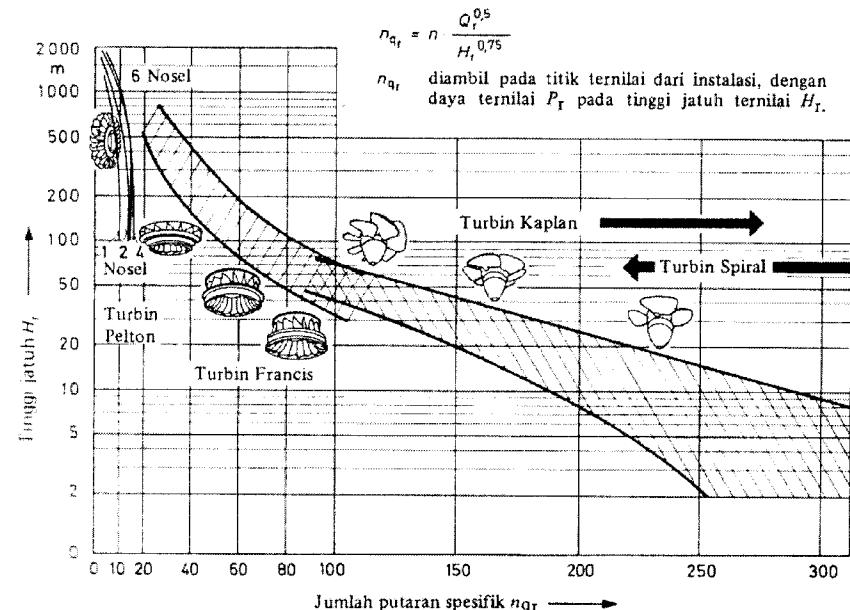
Gambar 5.36 Turbin reaksi (jenis francis type) penggerak sebuah generator (untuk daya besar)

### 5.2.7 Pemilihan Turbin

Bila tinggi jatuh air,  $H$ , laju aliran volume air,  $Q$ , dan putaran poros turbin,  $n$ , diketahui maka kecepatan spesifik,  $n_q$ , dapat dihitung lewat persamaan:

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad 5.35$$

Pemilihan jenis turbin yang akan dipakai biasanya dilakukan dengan mempertimbangkan tinggi jatuh dan putaran spesifik seperti ditunjukkan oleh Gambar 5.37.



Gambar 5.37 Daerah penggunaan beberapa jenis turbin

### 5.3 POMPA

Pompa adalah mesin yang digunakan untuk memindahkan fluida dari suatu tempat yang rendah ke tempat yang lebih tinggi, atau dari suatu tempat yang bertekanan rendah ke tempat yang bertekanan lebih tinggi dengan melewati fluida tersebut pada sistem perpipaan.

Dengan demikian dalam instalasi pompa, peralatan yang diperlukan adalah:

1. Pompa,
2. Pipa hisap dan pipa tekan,
3. Alat-alat bantu lainnya.

Sebenarnya teori dasar untuk pompa adalah sama dengan teori dasar untuk turbin air. Yang membedakan adalah bahwa pada turbin air, tinggi jatuh diubah menjadi daya pada poros. Pada pompa, daya pada poros digunakan untuk menaikkan air ke tingkat energi atau tekanan atau tinggi kenaikan yang lebih besar melalui sudu-sudu pada roda jalan. Di dalam roda jalan fluida mendapat percepatan sehingga fluida tersebut mempunyai kecepatan mengalir keluar dari sudu-sudu roda jalan. Kecepatan keluar fluida ini kemudian berkurang dan berubah menjadi tinggi kenaikan (*head*)  $H$  di dalam sudu-sudu pengarah atau di dalam rumah keong.

Di dalam saluran pipa keluar, ketika mengalir fluida akan bergesekan dengan dinding pipa dan menimbulkan kerugian head sehingga tinggi kenaikan yang diinginkan akan berkurang. Untuk mengatasi hal ini maka kecepatan aliran fluida harus dibatasi. Demikian juga dengan kecepatan keliling roda jalan.

### 5.3.1 Klasifikasi Pompa

Pompa dapat diklasifikasikan atas dasar:

1. Cara memindahkan fluidanya,
2. Kondisi kerja pompa,
3. Jenis penggeraknya,
4. Sifat zat cair yang dipindahkan.

#### 5.3.1.1 Klasifikasi Pompa Berdasarkan Cara Memindahkan Fluidanya

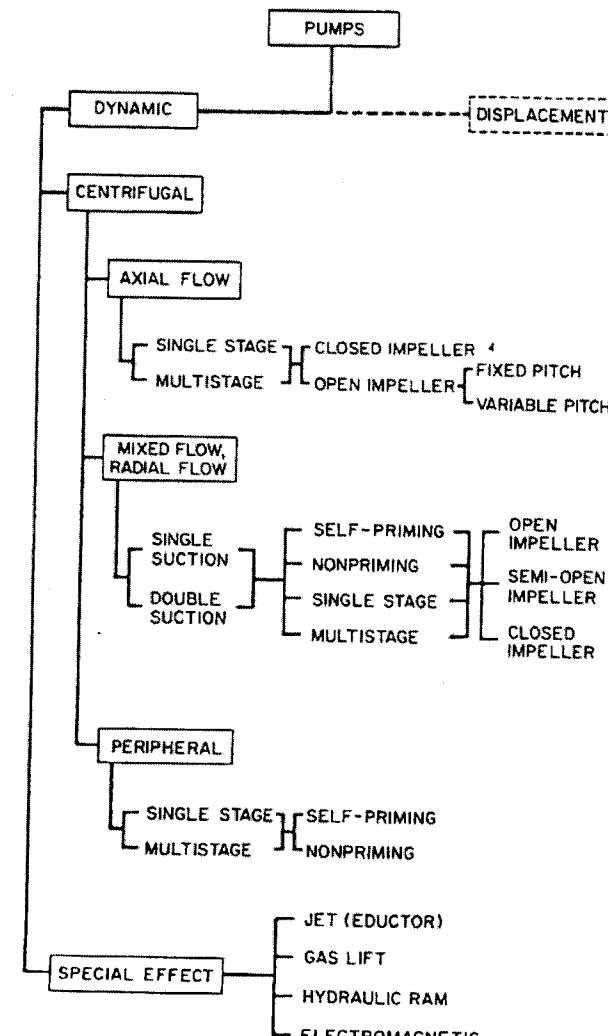
Menurut cara memindahkan fluidanya, pompa dapat dibedakan atas:

##### 1. Positive Displacement Pump (*Displacement Pump*)

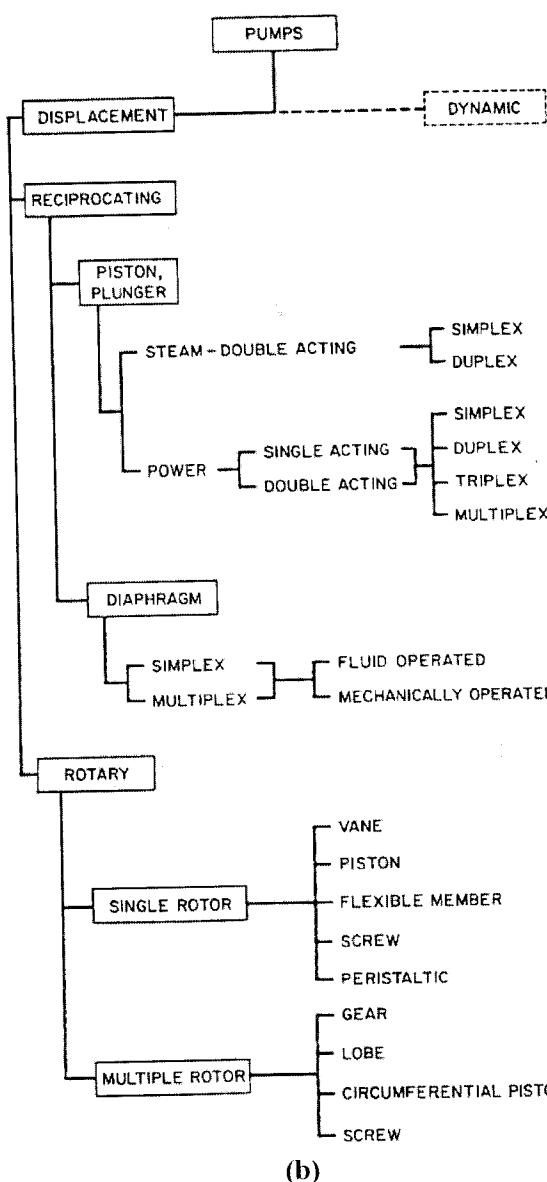
*Displacement pump* adalah pompa dengan volume ruangan yang berubah secara periodik dari besar ke kecil atau sebaliknya. Pada waktu pompa bekerja, energi yang dimasukkan ke fluida adalah energi potensial sehingga fluidanya berpindah dari volume per volume.

##### 2. Non-positive Displacement Pump (*Dynamic Pump*)

Pada pompa jenis *dynamic*, volume ruangannya tidak berubah. Waktu pompa bekerja, energi yang dimasukkan ke dalam fluida adalah energi kinetik sehingga perpindahan fluida terjadi akibat adanya perubahan kecepatan.

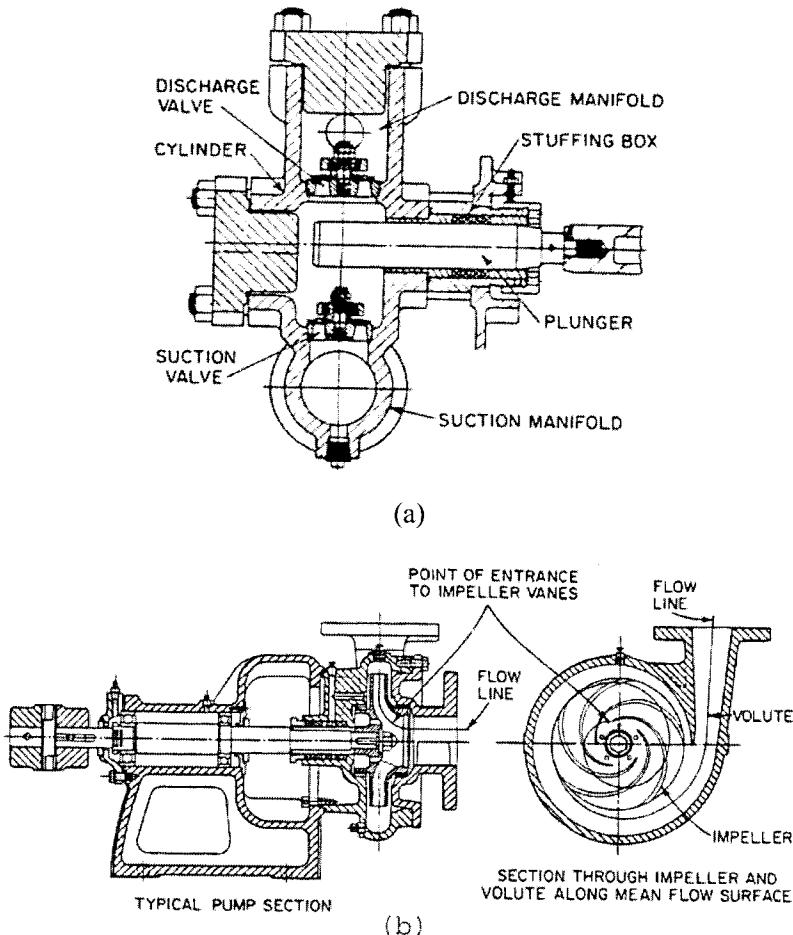


(a)



Gambar 5.38 Klasifikasi pompa (a) dynamic; (b) displacement

Contoh skema pompa positive displacement dan pompa dynamic dapat dilihat pada Gambar 5.39.



Gambar 5.39 Contoh (a) Positive displacement pump (pompa plunger), (b) dynamic pump (pompa sentrifugal)

### 5.3.1.2 Klasifikasi Pompa Berdasarkan Kondisi Kerja Pompa

Menurut kondisi kerjanya, pompa dapat dibedakan atas:

- Kondisi hisap dan tekan (Gambar 5.40a):

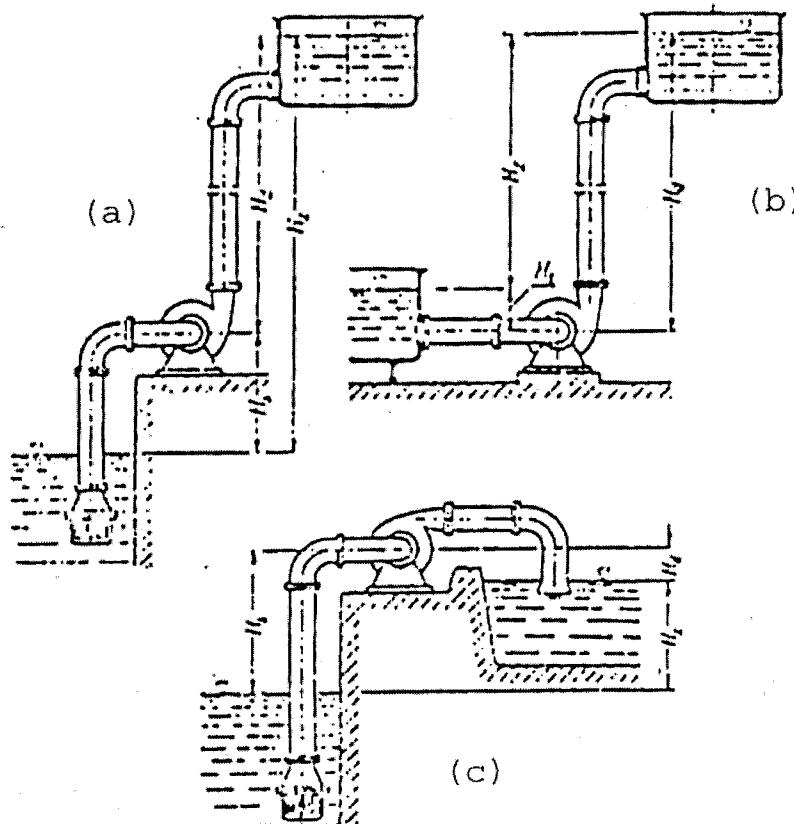
$$P_t = P_{t_0}, H_t = 0; H_d = 0 \text{ sehingga } H_t = H_d + H_s$$

b. Kondisi hisap dan tekan (Gambar 5.40b):

$$P_s > P_b ; H_s < 0 ; H_d > 0 \text{ sehingga } H_Z = H_d - H_s$$

c. Kondisi sistem *siphon* (Gambar 5.40c)

$$P_s > P_b ; H_s < 0 ; H_d > 0 \text{ sehingga } H_Z = H_s - H_d$$



Gambar 5.40 Berbagai cara (kondisi) pemasangan pompa

### 5.3.1.3 Klasifikasi Pompa Berdasar Jenis Penggeraknya

1. Pompa tangan (*hand driven pump*),
2. Pompa mekanis (dengan penggerak mesin uap, motor bakar maupun motor listrik).

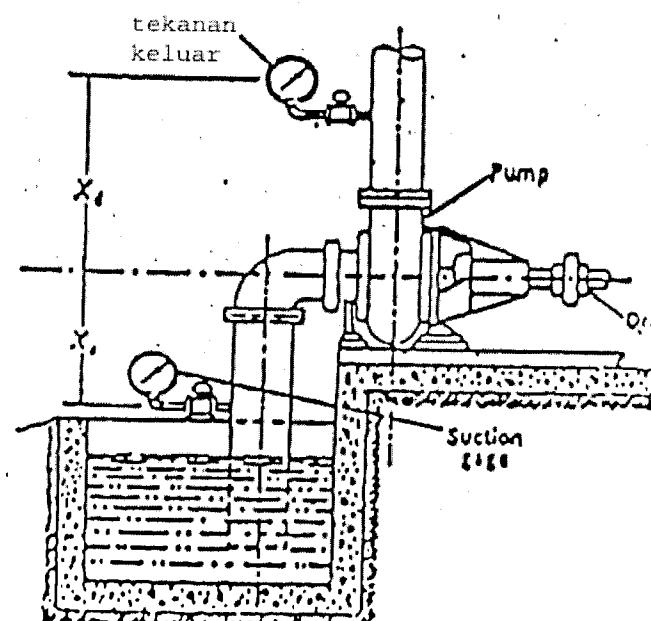
### 5.3.1.4 Klasifikasi Pompa Berdasar Sifat Zat Cair yang Dipindahkan

1. Pompa air panas,
2. Pompa panas berlumpur,
3. Pompa untuk cairan kental,
4. Pompa untuk cairan korosif,
5. Pompa minyak: bensin, solar, residu.

### 5.3.2 Unjuk Kerja Pompa (*Pump Performance*)

Unjuk kerja pompa umumnya dinyatakan oleh berbagai parameter:

1. *Kapasitas pompa* menyatakan jumlah zat cair yang dihasilkan, dinyatakan dalam gallon/menit, ft<sup>3</sup>/menit, m<sup>3</sup>/menit. Untuk pompa sentrifugal, kapasitasnya tergantung putaran poros. Untuk pompa torak dan plunyer, hasil pengisian tidak sebesar volume langkahnya mengingat terjadinya slip, yang faktornya sebesar 3 ÷ 25%.



Gambar 5.41 Instalasi sistem pompa dan perpipaan.

2. *Efisiensi Volumetrik* merupakan perbandingan antara volume fluida yang dipindahkan dengan volume saja. Seharusnya yang dipindahkan pada pompa torak adalah sepanjang volume langkah.
3. *Head total (efektif)*: head efektif pompa yang tersedia harus dapat mengalirkan fluida sejumlah yang dibutuhkan.

Head efektif dicari dengan persamaan:

$$H_{ef} = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + H_Z + \sum H_S + \sum H_d + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} \quad 5.36$$

di mana:

- $H_{ef}$  = head efektif (m)
- $P_d$  = tekanan pada reservoir tekan ( $\text{kgf}/\text{m}^2$ )
- $P_s$  = tekanan pada reservoir hisap ( $\text{kgf}/\text{m}^2$ )
- $\gamma$  = berat jenis fluida ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
- $H_Z$  = tinggi kenaikan statis (m)
- $\sum H_S$  = kerugian *head* pipa hisap (m)
- $\sum H_d$  = *head loss* pipa tekanan (m)
- $V_d$  = kecepatan aliran pada pipa tekanan (m/s)
- $V_s$  = kecepatan aliran pada pipa hisap (m/s)
- $g$  = percepatan gravitasi ( $9.8 \text{ m/s}^2$ )

4. *Daya air (Water Horse Power, WHP)* adalah energi yang secara efektif diterima pompa per satuan waktu yang dinyatakan oleh:

$$WHP = \gamma \times Q \times H_{ef} = \rho \times g \times Q \times H_{ef} \quad 5.37$$

di mana:

- WHP = daya air (kW)
- $Q$  = kapasitas air ( $\text{m}^3/\text{s}$ )
- $H_{ef}$  = head efektif (m)
- $\gamma$  = berat jenis air ( $\text{N}/\text{m}^3$ )
- $\rho$  = massa jenis air ( $996,5 \text{ kg}/\text{m}^3$  pada  $27^\circ\text{C}$ )
- $g$  = percepatan gravitasi

Daya air juga dapat dinyatakan dalam:

$$WHP = m_w \times H_{ef} \quad 5.38$$

Dalam sistem satuan *British Gravitational*:

$$WHP = \frac{m_w \times H_{ef}}{33.000} \quad 5.39$$

di mana:

- $m_w$  = air yang dihasilkan pompa (lb/menit)
- $H_{ef}$  = tinggi kenaikan total (efektif)

atau

$$WHP = \frac{144 \times P_t \times Q}{33.000} \quad 5.40$$

di mana:

- $Q$  = debit air ( $\text{ft}^3/\text{menit}$ )
- $P_t$  = tekanan total (Psig)

5. *Daya pompa* adalah daya untuk menggerakkan pompa yang besarnya sama dengan daya air ditambah kerugian daya dalam pompa, dinyatakan sebagai:

$$SHP = \frac{WHP}{\eta_p} \quad 5.41$$

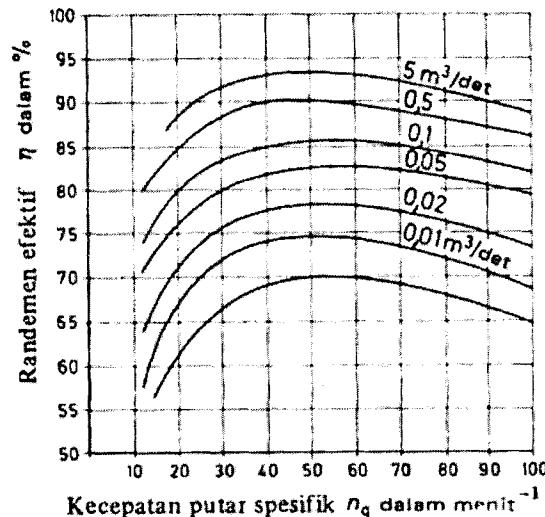
di mana:

- SHP = daya poros (*shaft horse power*) pompa (kW).
- WHP = daya air (*water horse power*) (kW).
- $\eta_p$  = efisiensi pompa (diperoleh dari grafik atau sebagai fungsi kecepatan spesifik dan kapasitas).

6. *Kecepatan spesifik*. Kecepatan spesifik  $n_q$  dari pompa yang diberi harga  $Q$ ,  $H$  dan kecepatan kerja  $n$  adalah kecepatan putar sebenarnya,  $n$ , dari pompa pembanding ( $q$ ) yang mempunyai geometri sudu-sudu sama dan gambar kecepatan aliran fluida yang sama dan dapat menghasilkan tinggi kenaikan  $H_q = 1 \text{ m}$  dengan kapasitas  $Q_q = 1 \text{ m}^3/\text{det}$ .

$$\eta_q = n \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad 5.42$$

7. *Efisiensi pompa.* Efisiensi pompa sebagai fungsi kecepatan spesifik untuk berbagai kapasitas dapat dilihat pada Gambar 5.42.



Gambar 5.42 Grafik efisiensi pompa sebagai fungsi kecepatan spesifik

Macam-macam efisiensi yang terdapat dalam pompa adalah:

- Efisiensi hidrolik (manometrik):

$$\eta_h = \frac{WHP}{HP \text{ impeler}} \quad 5.43$$

- Efisiensi mekanis:

$$\eta_m = \frac{WHP}{SHP} \times 100\% \quad 5.44$$

di mana SHP adalah daya poros (*shaft horsepower*)

- Efisiensi termal:

$$\eta_{th} = \frac{2545 \times WIIP \times 100\%}{m_s(h_l - h_{f,2})} \quad 5.45$$

di mana:

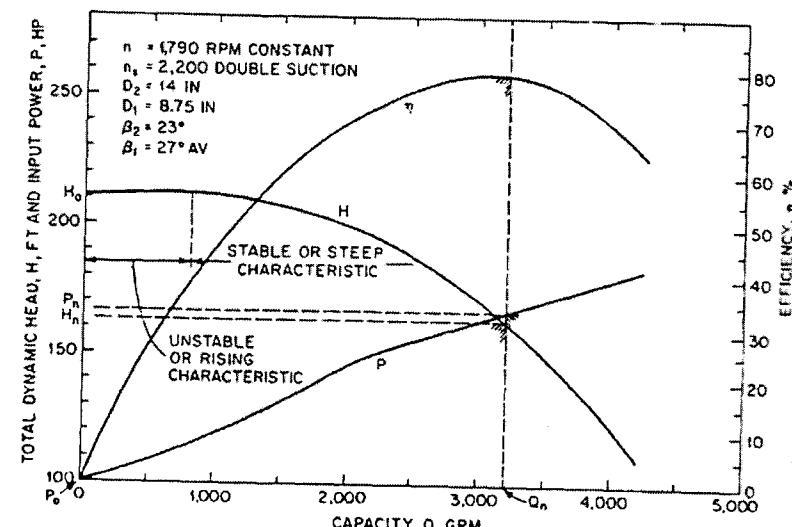
- $m_s$  = berat dari uap yang disuplai (lb/jam)
- $h_l$  = entalpi total yang diberikan (btu/lb)
- $h_{f,2}$  = entalpi zat cair pada tekanan pembuangan (btu/lb)

### 5.3.3 Grafik Karakteristik Pompa

Grafik pada Gambar 5.43 di bawah menunjukkan hubungan antara:

1. tinggi kenaikan *versus* kapasitas pompa,
2. daya kuda poros *versus* kapasitas pompa,
3. efisiensi mekanis *versus* kapasitas pompa untuk suatu kecepatan tertentu.

Pada umumnya pompa sentrifugal, jumlah zat cair yang dipindahkan (dihasilkan pompa) bervariasi dan berbanding langsung dengan kecepatan poros, tinggi kenaikan, dengan kuadrat kecepatannya, serta daya dengan kubik (pangkat tiga) kecepatannya.



Gambar 5.43 Efisiensi, head, daya poros fungsi kapasitas



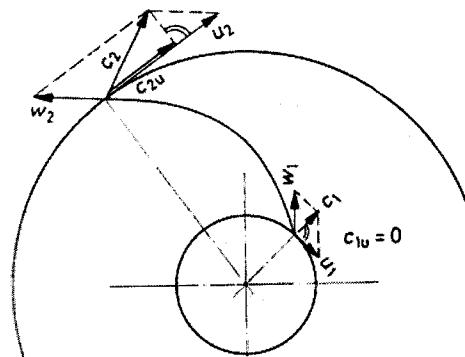
### 5.3.4.2 Persamaan Euler

Menurut kaidah impuls pada umumnya, momen puntir di antara sisi bagian keluar dan masuk adalah:

$$Mt = m \times r \frac{dc_u}{dt} \quad 5.46$$

sehingga secara keseluruhan, dengan melihat notasi pada Gambar 5.45:

$$Mt = \frac{m}{t} (r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}) = \dot{m} (r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}) \quad 5.47$$



Gambar 5.45 Segitiga kecepatan masuk dan keluar dari suatu tingkat radial

Daya yang diberikan poros (*shaft horse power, SHP*):

$$SHP = Mt \cdot \omega = \dot{m} (c_{r2} \omega c_{u2} - r_1 \omega c_{u1}) \quad 5.48$$

Dengan  $r \cdot \omega = u$  = kecepatan keliling. Persamaan di atas disederhanakan ke persamaan utama euler:

$$SHP / m = (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) = Y \quad 5.49$$

$Y$  disebut kerja spesifik (dalam sistem satuan SI adalah N.m/kg).  $Y$  ini akan menarik dan memompa massa cairan.

### 5.3.4.3 Tinggi Kenaikan (Head), H

Hubungan  $H$  (m) dan  $Y$ , yaitu  $Y = g \cdot H$ , sehingga:

$$H = \frac{Y}{g} = \frac{(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})}{g} \text{ (dalam meter)} \quad 5.50$$

Persamaan  $H$  ini berlaku untuk semua fluida dan berlaku juga untuk kompresor dan ventilator. Bila impeler untuk memompa air mencapai ketinggian 30 m maka impeler tersebut bila digunakan memompa oli juga akan menghasilkan ketinggian 30 m.

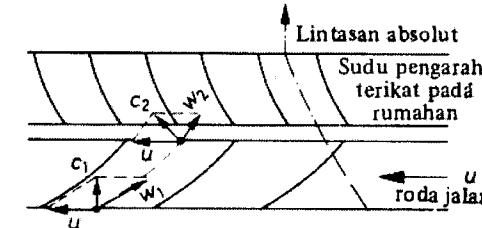
Bila  $c_1$  diarahkan tegak lurus  $u$  maka  $c_{u1} = 0$  dan

$$H = (u_2 \cdot c_{u2})/g \quad 5.51$$

### 5.3.4.4 Tekanan, P

Tinggi tekan statis,  $P$ , dinyatakan dengan:

$$P = \rho \times g \times H \text{ (N/m}^2\text{)} \quad 5.52$$



Gambar 5.46 Segitiga kecepatan masuk dan keluar dari suatu tingkat aksial

Untuk pompa aksial, propeler atau turbin kaplan, besarnya  $u_2 = u_1 = u$  (lihat Gambar 5.46) sehingga persamaan untuk tinggi kenaikan  $H$  adalah:

$$H = \frac{u(c_{u2} - c_{u1})}{g} \quad 5.53$$

### 5.3.4.5 Daya Air (WHP) dan Daya Pemompaan (SHP)

Daya air (*water horse power, WHP*):

$$WHP = \rho \times g \times Q \times H \text{ (SI : Watt)} \quad 5.54$$

Daya pemompaan:

$$SHP = \frac{WHP}{\eta_p} \text{ (SI : Watt)} \quad 5.55$$

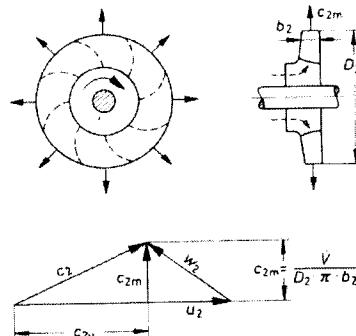
$\eta_p$  diperoleh dari grafik terdahulu.

### 5.3.4.6 Kapasitas Aliran

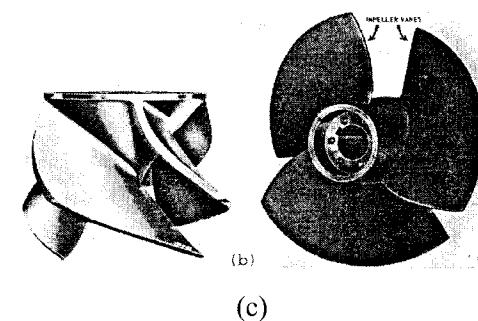
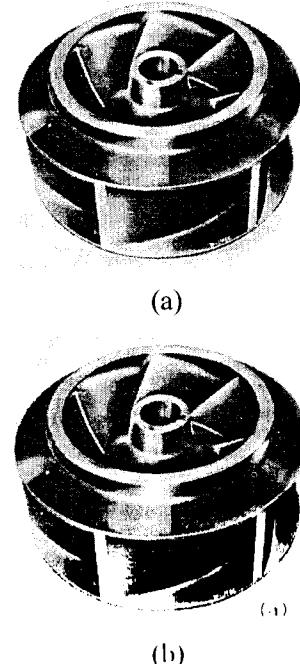
Kapasitas aliran dapat ditentukan besarnya berdasarkan segitiga kecepatan:

$$Q = c_{2m} \times \pi \times D_2 \times b_2 \quad 5.56$$

di mana  $c_{2m}$  adalah komponen meridian dari  $c_2$  (lihat Gambar 5.47).



Gambar : 5.47 Harga komponen  $c_{2m}$



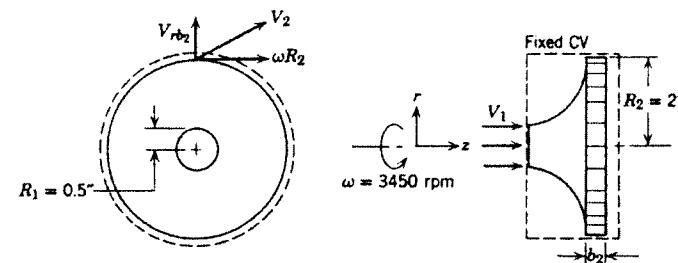
Gambar 5.48 Bentuk-bentuk roda jalan pompa sentrifugal

### Contoh 5.8

Air pada 150 galon/menit memasuki impeler pompa aliran campuran (*mixed flow*) secara aksial. Kecepatan masuk adalah aksial dan seragam. Diameter keluar impeler adalah 4 inci. Aliran meninggalkan impeler pada kecepatan 10 ft/s relatif terhadap sudut-sudut radial. Kecepatan putar impeler adalah 3450 rpm. Tentukan lebar impeler pada bagian keluar,  $b$ , masukan torsi ke impeler, dan daya yang disuplaikan.

### Penyelesaian:

Aliran seperti ditunjukkan pada Gambar 5.49 berikut:



Gambar 5.49 Aliran melalui pompa aliran campuran

Persamaan momen dari momentum untuk volume atur yang tetap dan persamaan kontinuitas:

$$\dot{T}_{\text{pom}} = \int \vec{v} \times \vec{V}_p \vec{V}_d dA$$

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{va} \rho dV + \int_{pa} \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

Asumsi-asumsi yang diambil:

- 1) Abaikan torsi karena gaya-gaya permukaan dan bodi,
- 2) Aliran stedi,
- 3) Aliran seragam pada bagian masuk dan keluar,
- 4) Aliran inkompresibel (takmampat),

Dari kontinuitas:

$$0 = \left[ -\rho V_1 \pi R_1^2 \right] + \left[ \rho V_{rb2} 2\pi R_2 b_2 \right]$$

atau

$$\rho Q = \rho V_{rb2} 2\pi R_2 b_2$$

Sehingga

$$\begin{aligned} b_2 &= \frac{Q}{2\pi R_2 V_{rb2}} \\ &= \frac{1}{2\pi} \times \frac{150 \text{ gal}}{\text{menit}} \times \frac{1}{2 \text{ inci}} \times \frac{s}{10 \text{ ft}} \times \frac{\text{ft}^3}{7,48 \text{ gal}} \times \frac{\text{menit}}{60 \text{ s}} \times \frac{12 \text{ inci}}{\text{ft}} \end{aligned}$$

$$b_2 = 0,0319 \text{ ft} \text{ atau } 0,383 \text{ inci}$$

Aliran aksial masuk tidak mempunyai komponen Z momen dari momentum. Dari persamaan momen dari momentum dengan aliran seragam pada bagian keluar:

$$\hat{i}_Z T_{poros} = \vec{r}_2 \times \vec{V}_2 [\rho Q]$$

Pada bagian keluar (2)

$$\vec{r}_2 = R_2 \hat{i}_r ; \vec{V}_2 = V_{rb2} \hat{i}_r + \omega R_2 \hat{i}_\theta$$

Sehingga

$$\vec{r}_2 \times \vec{V}_2 = R_2 (\omega R_2) \hat{i}_Z - \omega R_2^2 \hat{i}_Z$$

Jadi

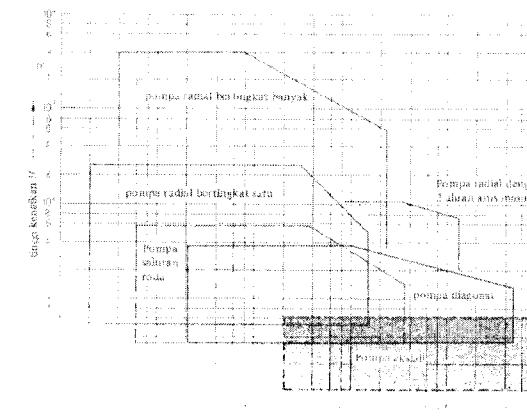
$$\begin{aligned} T_{poros} &= \rho R_2^2 \rho Q = \frac{3540 \text{ putaran}}{\text{menit}} \times 2^2 \text{ inci}^2 \times \frac{1,94 \text{ slug}}{\text{ft}^3} \times \frac{150 \text{ gal}}{\text{menit}} \\ &\quad \times \frac{2\pi \text{ rad}}{\text{putaran}} \times \frac{\text{menit}^2}{3600 \text{ s}^2} \times \frac{\text{ft}^3}{7,48 \text{ gal}} \times \frac{\text{ft}^2}{144 \text{ inci}^2} \times \frac{\text{lbf.s}^2}{\text{slug.ft}} \\ T_{poros} &= 6,51 \text{ ft.lbf} \end{aligned}$$

dan

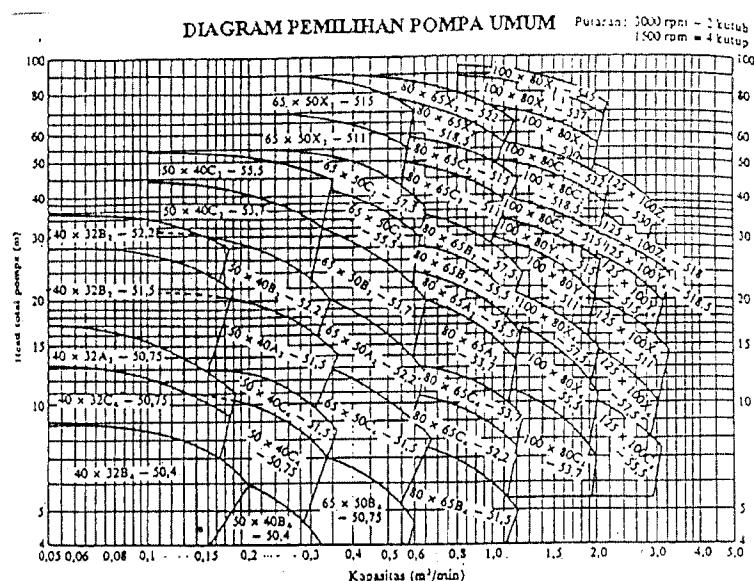
$$\begin{aligned} \dot{W}_{masuk} &= \omega T_{poros} = \frac{3450 \text{ putaran}}{\text{menit}} \times 6,51 \text{ ft.lbf} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{\text{putaran}} \times \frac{\text{menit}}{60 \text{ s}} \times \frac{\text{Hp.s}}{550 \text{ ft.lbf}} \\ \dot{W}_{poros} &= 4,28 \text{ Hp} \end{aligned}$$

### 5.3.5 Pemilihan Pompa

Pemilihan jenis pompa yang akan dipakai dalam suatu instalasi biasanya ditentukan oleh kapasitas dan tinggi head pompa, seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 5.50 dan 5.51. Sebagai contoh, bila ingin memindahkan air dengan kapasitas  $100 \text{ m}^3/\text{jam}$  dan tinggi kenaikan  $100 \text{ m}$  dapat dipilih pompa radial bertingkat satu, tetapi bila kapasitas dinaikkan menjadi  $1000 \text{ m}^3$  dapat dipilih pompa radial dengan dua aliran masuk. Tetapi bila tinggi kenaikannya yang dinaikkan maka dipilih pompa radial bertingkat banyak (lihat Gambar 5.50).

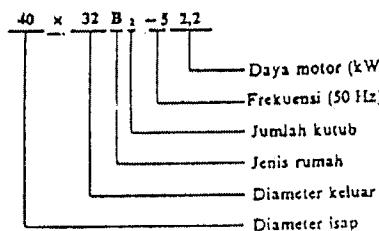


Gambar 5.50 Daerah kerja beberapa jenis konstruksi pompa sentrifugal



Gambar 5.51 Diagram pemilihan pompa umum

Gambar 5.51 menunjukkan diagram pemilihan pompa secara umum. Dengan kapasitas dan tinggi kenaikan total diketahui maka spesifikasi pompa yang diinginkan dapat diketahui dengan melihat keterangan pada nomor katalog pompa, Gambar 5.52.



Gambar 5.52 Nomor katalog pompa

## 5.4 KOMPRESOR

Kompresor banyak digunakan di industri bangunan mesin, terutama untuk menggerakkan berbagai pesawat pneumatik seperti *boor*, *hammer*, pesawat angkat, pembersih pasir, alat kontrol, penyemprot dan pompa. Juga digunakan sebagai alat bantu motor bakar dan turbin gas.

Tekanan kerja untuk alat kontrol pneumatis berkisar 1-15 Psig, mesin pneumatis 70 ÷ 90 Psig, untuk udara 40 ÷ 100 Psig (udara berekspansi) dan untuk pencairan gas tekanan kerjanya 200 ÷ 3500 Psig.

### 5.4.1 Klasifikasi Kompresor

Kompresor dapat diklasifikasikan berdasar tekanan kerjanya. Bila untuk tekanan kerja rendah (lebih kecil dari 15 inci kolom air) digunakan ventilasi udara dan kipas angin, sedangkan bila lebih besar dari 15 inci digunakan istilah blower dan kompresor dengan klasifikasi:

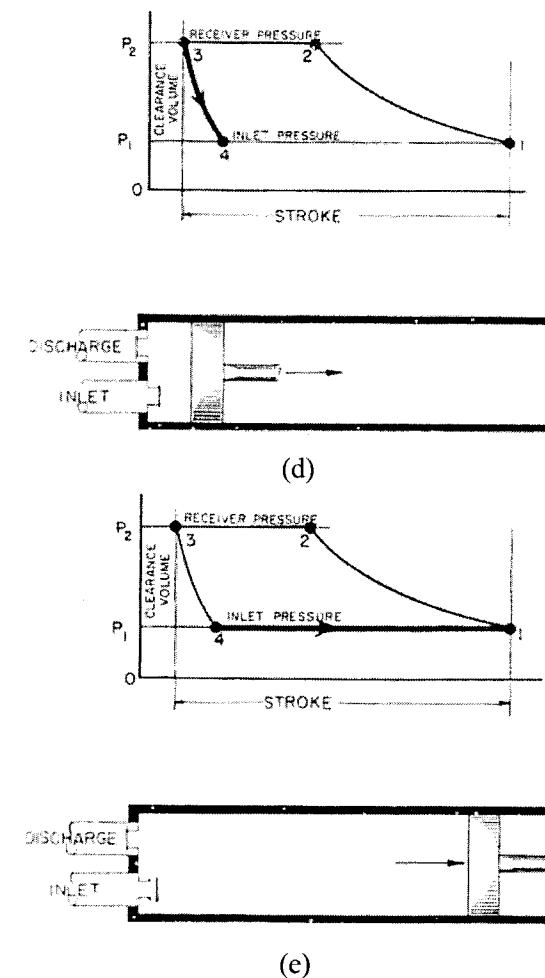
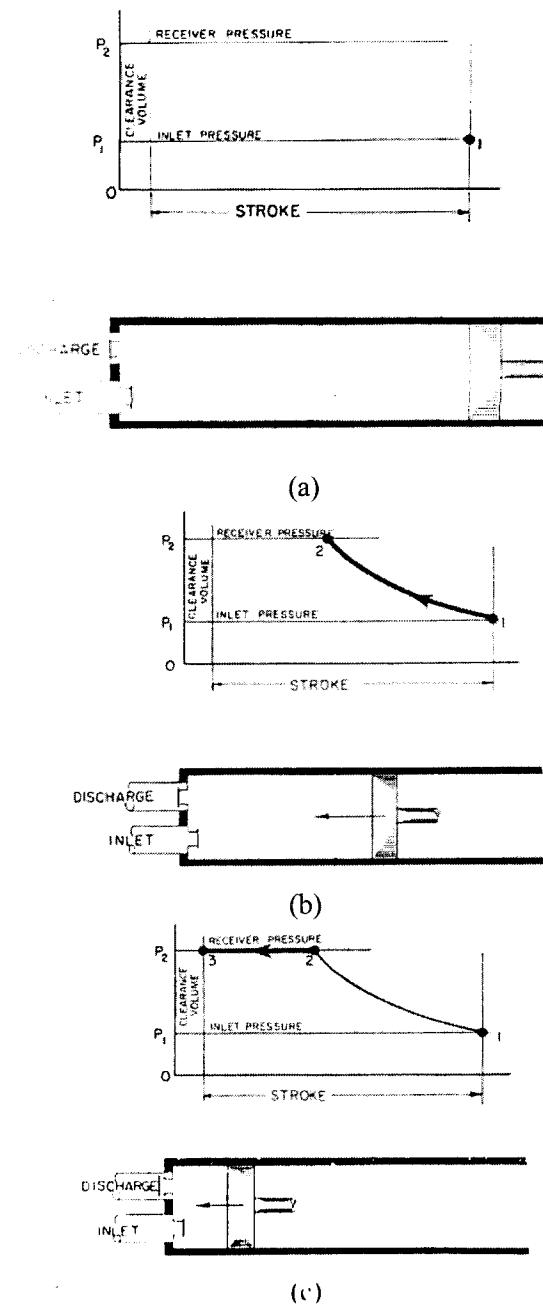
- Kompresor kerja positif (positive displacement compressor)**
  - Kompresor kerja bolak-balik (*reciprocating compressor*),
  - Blower bertekanan,
  - Blower non-compression.
- Kompresor kerja dinamis (non-positive displacement compressor)**
  - Radial flow centrifugal blower*,
  - Axial Flow compressor*,
  - Mixed flow compressor*.

### 5.4.2 Kompresor Kerja Positif

#### Kompresor Kerja Bolak-balik

Kompresor bolak-balik memakai katup beban pegas otomatis yang hanya terbuka ketika ada perbedaan tekanan yang cukup terjadi melintang katup. Katup masuk membuka ketika tekanan dalam silinder sedikit berada di bawah tekanan masuk. Katup keluaran membuka ketika tekanan di dalam silinder sedikit di atas tekanan keluar.

Gambar 5.53 (a) menunjukkan silinder terisi penuh oleh udara atmosfer. Dalam diagram P-V teoretis, titik 1 adalah awal kompresi. Kedua katup tertutup. Gambar 5.53 (b) menunjukkan langkah kompresi, piston telah bergerak ke kiri, mengurangi volume awal udara dengan diikuti kenaikan tekanan. Katup-katup masih tertutup. Diagram P-V menunjukkan kompresi dari titik 1 ke titik 2 dan tekanan dalam silinder telah mencapai tekanan dalam penampung.



Gambar 5.53 Skema kompresor torak dan diagram  $p$ - $V$  untuk kompresor torak

Gambar 5.53 (c) menunjukkan piston sedang menyelesaikan langkah pengiriman. Katup keluar terbuka sesaat setelah titik 2. Udara bertekanan mengalir keluar melalui katup keluar ke penampung. Setelah piston mencapai titik 3, katup keluar akan tertutup, menyisakan ruang *clearance* yang terisi udara pada tekanan keluar.

Selama langkah ekspansi, Gambar 5.53 (d), kedua katup masuk dan keluar tetap tertutup dan udara terjebak dalam ruang *clearance*. Kenaikan volume menyebabkan penurunan tekanan. Ini berlanjut selama piston

bergerak ke kanan, sampai tekanan silinder turun di bawah tekanan masuk pada titik 4. Katup masuk sekarang membuka dan udara akan mengalir ke dalam silinder sampai akhir langkah balik ini pada titik 1. Pada titik 1 diagram P-V, katup masuk akan menutup dan siklus akan terulang pada putaran engkol berikutnya.

Kerja per siklus:

$$W_{\text{per siklus}} = W_{12} + W_{23} + W_{34} + W_{41}$$

$$= \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1-k} + (0 - P_2 V_2) + 0 + (P_1 V_1 - 0)$$

Sehingga

$$W_{\text{persiklus}} = \frac{k}{1-k} P_1 V_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad 5.57$$

Kerja politropik dengan eksponen politropik n:

$$W = \frac{n}{1-n} P_1 V_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad 5.58$$

Untuk proses isotermal ( $n = 1$ ):

$$W = \int_1^2 P dV + (0 - P_2 V_2) + (0) + (P_1 V_1 - 0)$$

$$P V = P_1 V_1 = \text{kons tan}(c)$$

$$P = \frac{P_1 V_1}{V} = \frac{c}{V}$$

$$W = P_1 V_1 \int_1^2 \frac{dV}{V} - (P_2 V_2 - P_1 V_1)$$

Sehingga:

$$W = P_1 V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} - P_1 V_1 \ln \frac{P_1}{P_2} \quad 5.59$$

### Contoh 5.9

Tentukan kerja isentropik/menit dan daya isentropik yang dibutuhkan untuk menekan 10 lb/menit udara dari tekanan 14.7 Psia dan 60°F ke 100 Psia untuk suatu kompresor tingkat tunggal.

**Penyelesaian:**

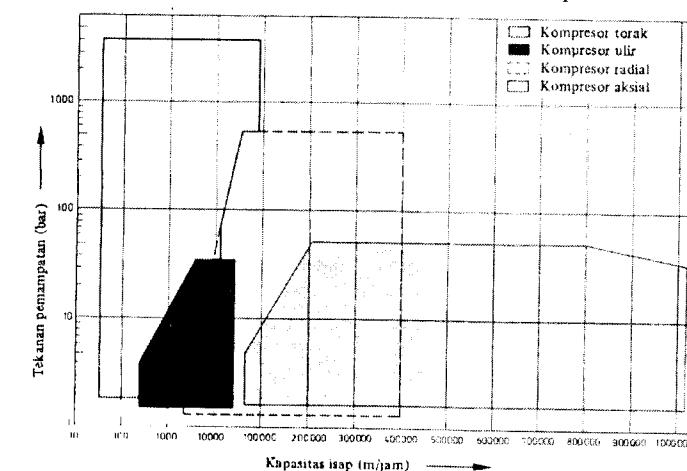
a) Kerja isentropik

$$\begin{aligned} W_{\text{permenit}} &= \frac{k}{1-k} M R T_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right] \\ &= \frac{1,4}{1-1,4} 10 \times 53,3 \times 520 \left[ \left( \frac{100}{14,7} \right) - 1 \right] \\ &= -707.000 \text{ ft.lbf} \end{aligned}$$

b) Daya kuda

$$\dot{W} = -\frac{707.000}{33.000} = -21,4 \text{ dk (Hp)}$$

Catatan: Tanda minus menunjukkan kerja diberikan pada udara.



Gambar 5.54 Daerah pemakaian kompresor torak dan kompresor sentrifugal

### 5.4.3 Kompresor Kerja Dinamis

Kelompok kedua dari klasifikasi kompresor ini, yaitu kompresor dinamis, biasa disebut kompresor sentrifugal. Secara lebih khusus, berdasar tekanan, kompresor sentrifugal ini dibedakan atas:

#### Ventilator

1. Tinggi tekan:  $100 \div 400$  mm.ka, kadang sampai dengan 2000 mm.ka.
2. Nama lain: penukar udara, pembuang udara, penghembus udara.
3. Kegunaan: sistem ventilasi, AC, pemberi udara bersih ke ruang, transportasi debu, gerinda, penyemprot cat, peralatan pengering udara.

#### Blower

1. Tinggi tekan: lebih tinggi daripada ventilator ( $P_d/P_s = 1,1 \div 3$ )
2. Kegunaan: penghembus udara tanur tinggi atau proses.

#### Kompresor

1. Tinggi tekan: lebih besar daripada blower ( $P_d/P_s > 3$ ).
2. Kegunaan: peralatan pneumatik, industri kimia (pemampatan gas  $N_2$ , asam dan nitrat), industri petrokimia (pemampatan dan sirkulasi gas), industri soda (kompresor gas sintesis amoniak dan metanol) kompresor  $C_0_2$  pada pembuatan pupuk urea, pemadat gas.

Di samping dibedakan atas tekanan gas yang dihasilkan, kompresor sentrifugal dibedakan atas konstruksinya, yaitu:

1. Kompresor radial,
2. Kompresor aksial.

#### 5.4.3.1 Kompresor Radial

##### 1. Ventilator dan Blower Radial

Pada kondisi tekanan rendah yang dihasilkan ventilator dan blower, perubahan volume udara dapat diabaikan sehingga berlaku persamaan euler seperti pada pompa:

$$H = (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})/g \quad 5.60$$

$$Y = (u_2 c_{u2} + u_1 c_{u1}) \quad 5.61$$

Daya untuk menggerakkan poros:

$$\dot{W}_w = \rho Q Y / \eta \quad 5.62$$

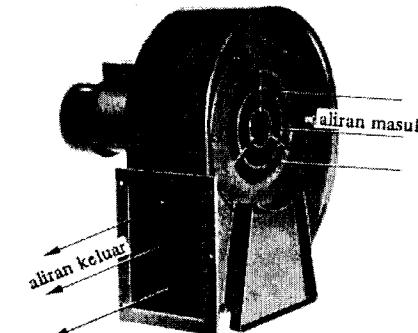
di mana:

$\rho$ : massa jenis fluida yang dipindahkan

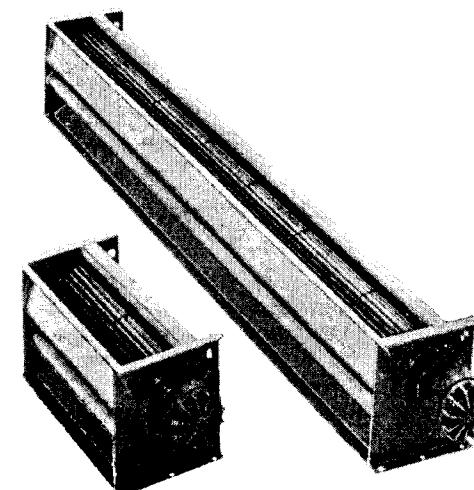
$Q$ : laju aliran volume fluida yang dipindahkan

$\eta$ : efisiensi kompresor

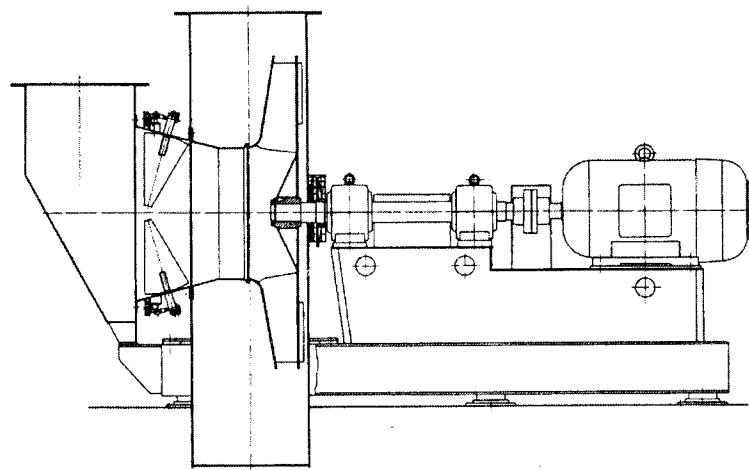
$Y$ : faktor kerja spesifik



Gambar : 5.55 Ventilator radial; SIEMENS



Gambar 5.56 Blower aliran melintang dengan kapasitas yang berbeda



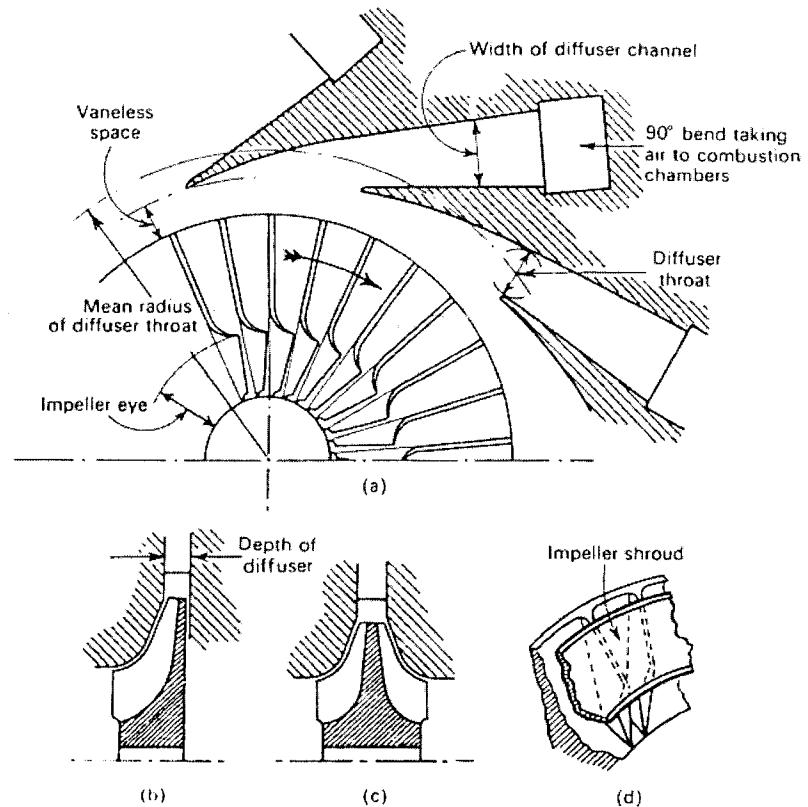
Gambar 5.57 Blower dengan motor penggerak yang dihubungkan langsung dan mempunyai kutub putar pada saluran isap; BABCOCK

## 2. Kompresor Radial

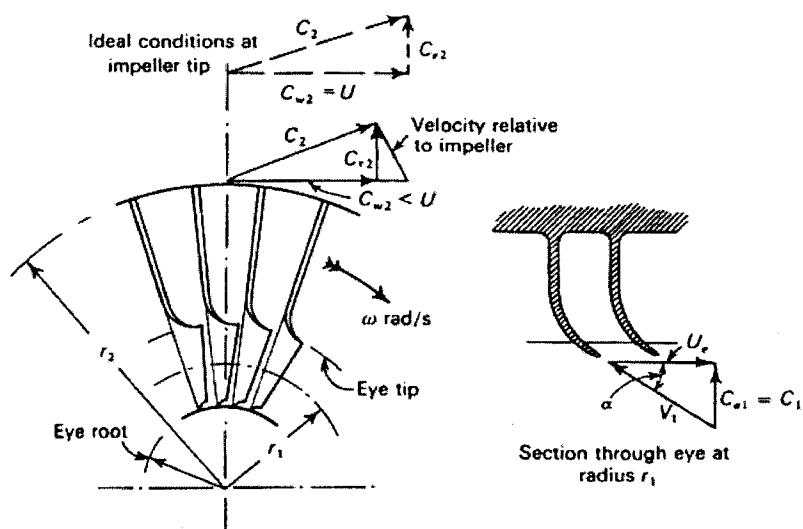
Komponen radial adalah kompresor yang menggunakan sistem sentrifugal dengan putaran tinggi (300 – 4000 rpm). Biasanya digerakkan oleh turbin uap atau turbin gas yang mempunyai karakteristik yang hampir sama. Kompresor ini biasa digunakan juga untuk *supercharger* motor bakar berdaya besar, terutama diesel. Di dalam kompresor radial, sifat-sifat gas yang dipindahkan terutama volume jenis dan temperatur harus diperhitungkan. Jadi perhitungan karakteristiknya melibatkan segitiga kecepatan dan termodinamika.

Gambar 5.58 (a) adalah sketsa diagrammatik kompresor radial. Impelerinya dapat tunggal atau ganda, seperti Gambar 5.58 (b) dan (c), tetapi teori dasarnya adalah sama. Impeler ganda pada kedua sisi pada awalnya digunakan pada mesin pesawat karena kapasitas aliran kompresor relatif kecil untuk diameter keseluruhan yang diberikan. Udara dihisap ke dalam mata impeler (*impeller eye*) dan berpusar keliling pada kecepatan tinggi oleh suku pada piringan impeler. Pada sebarang titik dalam aliran udara melalui impeler, percepatan sentripetal diperoleh dari head tekanan sehingga tekanan statis udara naik dari mata ke tepi impeler. Kenaikan tekanan statis ini diperoleh lagi di dalam difuser, namun gesekan dalam difuser akan menyebabkan kerugian tekanan stagnasi. Dalam praktik biasanya kompresor dirancang

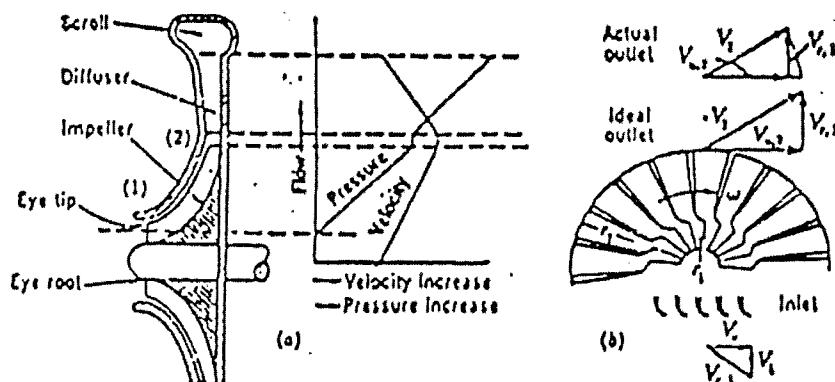
sedemikian sehingga kenaikan tekanan setengahnya terjadi dalam impeler dan setengahnya lagi dalam difuser. Perlu diperhatikan bahwa aksi sudu-sudu impeler keliling dalam membawa udara tekanan statis pada sisi depan suku sedikit lebih besar daripada pada sisi belakang. Udara akan cenderung mengalir berkeliling pada ujung suku dalam ruang celah antara impeler dan rumah kompresor. Hal ini menghasilkan kerugian efisiensi, dan celah harus dijaga sekecil mungkin. Selubung (*shroud*) yang dipasang pada suku-suku, Gambar 5.58 (d), akan menghilangkan kerugian semacam ini. Namun kesulitan manufakturing akan naik dan akan timbul gesekan piringan yang berhubungan dengan selubung. Walaupun selubung telah digunakan pada supercharger namun tidak digunakan pada impeler untuk turbin gas.



Gambar 5.58 Sketsa diagrammatik kompresor radial



Gambar 5.59 Nomenklatur



Gambar 5.60 (a) Distribusi tekanan dan kecepatan, (b) segitiga kecepatan pada kompresor radial

Dengan mengacu pada Gambar 5.59, torsi teoretis yang bekerja dinyatakan sebagai:

$$T = \frac{c_{w2} \cdot r_2}{g} \text{ (ft.lbf)} \quad 5.63$$

Bila kecepatan sudut dalam radial/detik,  $\omega$ , kerja teoretis tiap lb udara adalah:

$$\dot{W} = \frac{c_{w2} \cdot r_2 \cdot \omega}{g} \text{ (ft.lbf / s)} \quad 5.64$$

atau:

$$\dot{W} = \frac{c_{w2} \cdot U}{g} \text{ (ft.lbf / s)} \quad 5.65$$

di mana:

$c_{w2}$  = kecepatan tangensial gas yang meninggalkan impeler (ft/ det)

$r_2$  = jari-jari (*tip*) impeler (ft)

$U$  = kecepatan keliling tepi (*tip*) impeler (ft)

Bila  $s$  merupakan faktor slip yang besarnya  $s = \frac{c_{w2}}{U}$ , maka

$$c_{w2} = s \cdot U \quad 5.66$$

Maka kerja untuk tiap lb udara:

$$\dot{W} = \frac{s U^2}{g} \quad 5.67$$

Atau kerja aktual untuk tiap lb udara (gas):

$$\dot{W} = \frac{f s U^2}{g} \quad 5.68$$

di mana:

$f$  = faktor input daya  $\sim 1.04$

$S$  = faktor slip  $\sim 0,9$

#### Contoh 5.10

Suatu kompresor sentrifugal dirancang untuk memberikan udara 5 lb/s. Bila kecepatan *tip* 1500 ft/s dan faktor slip 1,04, faktor input daya 0,9, tentukan daya yang dibutuhkan.

**Penyelesaian:**

$$\dot{W} = m \frac{f.s.U^2}{g} = 5 \times 0.9 \times 1.04 \frac{(1500)^2}{32.2} = 327,000 \frac{\text{ft.lbf}}{\text{s}}$$

atau

$$\text{daya} = \frac{327,000}{550} = 595 \text{ dk}$$

Energi yang dimasukkan bila prosesnya tunak (*steady*) dan adiabatik adalah:

$$\frac{W}{J} = \left( u_1 + \frac{P_1 v_1}{J} + \frac{c_1^2}{2gJ} \right) - \left( u_2 + \frac{P_2 v_2}{J} + \frac{c_2^2}{2gJ} \right) = h_{o1} - h_{o2} \quad 5.69$$

di mana:  $h_o = u + \frac{Pv}{J} + \frac{c^2}{2gj} = h + \frac{c^2}{2gj}$  = entalpi stagnasi

Dengan memperhatikan Gambar 5.61, kerja persatuannya massa adalah:

$$\frac{\dot{W}}{J} = h_{o3} - h_{o1} \quad 5.70$$

atau

$$\frac{\dot{W}}{J} = C_p (T_{o3} - T_{o1}) \text{ Btu/(lb/det)} \quad 5.71$$

di mana  $T_o$  = temperatur stagnasi (F absolut)

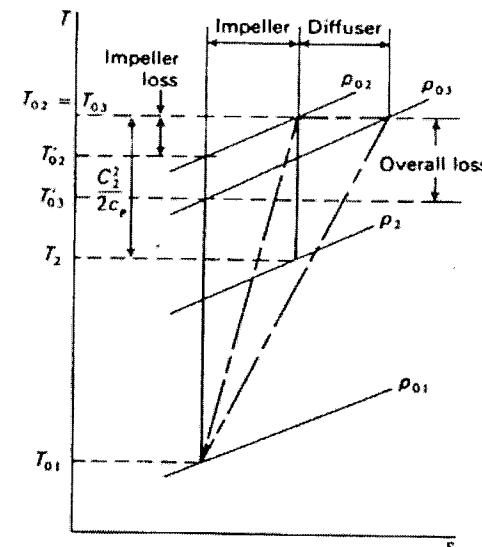
$T_{o3} - T_{o1}$  = kenaikan temperatur stagnasi melintasi kompresor, yang bila tidak ada energi yang ditambahkan pada difuser, maka harus sama dengan kenaikan temperatur stagnasi ( $T_{o2} - T_{o1}$ ).

Efisiensi isentropik,  $\eta_i$ :

$$\eta_i = \frac{T'_{o3} - T'_{o1}}{T_{o3} - T_{o1}} \quad 5.72$$

di mana  $T'_{o3}$  = temperatur stagnasi sesudah kompresi isentropik =  $T_{o2}$  bila tidak ada difuser. Bila kompresi isentropik semua kerja diubah menjadi daya pada poros maka  $\eta_i = 100\%$ , dan:

$$T_{o3} - T_{o1} = \frac{f s U^2}{g j C_p} \quad 5.73$$



Gambar 5.61 Diagram T-s pembagian kerugian dalam impeler dan difuser

Untuk proses isentropik:

$$\frac{P_{o3}}{P_{o1}} = \left( \frac{T'_{o3}}{T_{o1}} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left[ 1 + \eta_i \left( \frac{T_{o3} - T_{o1}}{T_{o1}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right] = \left[ 1 + \frac{\eta_i f s U^2}{C_p T_{o1}} \right] \quad 5.74$$

di mana:

$P_o$  = tekanan stagnasi ( $\text{lb}/\text{ft}^2 \text{ abs}$ )

$k = 1,4$  untuk udara

**Contoh 5.11**

Temperatur stagnasi masuk kompresor  $520^\circ\text{F}$  abs. dan keluarannya  $856.5^\circ\text{F}$  abs. Anggap harga  $C_p = 0.25 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$ . Tentukan daya kuda penggerak kompresor yang mengalirkan udara  $5 \text{ lb/s}$ .

**Penyelesaian:**

Kerja tiap satuan massa udara:

$$\begin{aligned}\frac{\dot{W}}{J} &= c_p (T_{02} - T_{01}) \\ &= 0.25 (520 - 856.5) \\ &= -84.2 \text{ Btu / (lb / det)}\end{aligned}$$

Daya kuda yang dibutuhkan:

$$\dot{W} = \frac{m \cdot W / J}{550} = \frac{5 \times (-84.2) / 778.2}{550} = -595 \text{ dk}$$

**Contoh 5.12**

Kompresor radial sisi tunggal mempunyai data sebagai berikut:

Faktor input daya 1,04.

Faktor slip 0,9.

Kecepatan rotasi 290 put/det.

Diameter keseluruhan impeler 0,5 m.

Diameter tepi mata impeler 0,3 m.

Diameter akar mata impeler 0,15 m.

Aliran massa udara 9 kg/s.

Temperatur stagnasi masuk,  $T_{01} = 295 \text{ K}$ .

Tekanan stagnasi masuk,  $P_{01} = 1,1 \text{ bar}$ .

Efisiensi isentropik 0,78.

Tentukan perbandingan tekanan kompresor dan daya yang diperlukan untuk menggerakkan. Asumsikan kecepatan udara pada bagian masuk adalah aksial.

**Penyelesaian:**

Kecepatan keliling ujung impeler  $U = \pi \times 0,5 \times 290 = 455,5 \text{ m/s}$ .

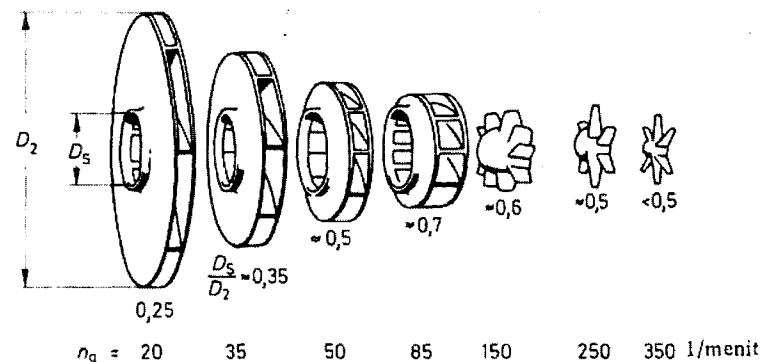
Ekivalen temperatur dari kerja yang dilakukan pada satu satuan massa aliran udara adalah:

$$T_{03} - T_{01} = \frac{f s U^2}{C_p} = \frac{1,04 \times 0,9 \times 455,5^2}{1,005 \times 10^3} = 193 \text{ K}$$

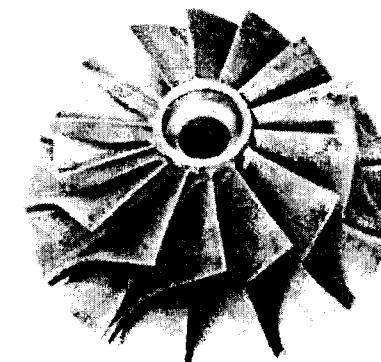
$$\frac{P_{03}}{P_{01}} = \left[ 1 + \eta_i \frac{(T_{03} - T_{01})}{T_{01}} \right]^{k/(k-1)} = \left( 1 + 0,78 \frac{193}{295} \right)^{3,5} = 4,23$$

Daya yang diperlukan =  $m C_p (T_{03} - T_{01}) = 9 \times 1,005 \times 193 = 1746 \text{ kW}$ .

Gambar 5.62 menunjukkan sketsa perbedaan bentuk roda jalan dari ventilator dan kompresor radial, sedangkan Gambar 5.63 menunjukkan gambar tiga dimensi roda jalan serta sudu-sudu kompresor radial.



Gambar 5.62 Bentuk-bentuk roda jalan dari ventilator dan kompresor

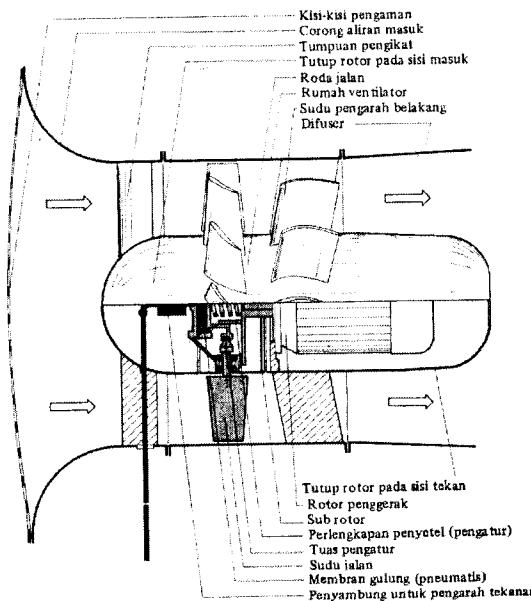


Gambar 5.63 Roda jalan 90°, dituang

### 5.4.3.2 Kompresor Aksial

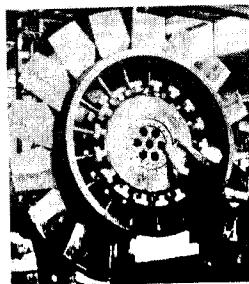
#### 1. Ventilator dan Blower Aksial

Seperti halnya konstruksi pompa aksial, dalam ventilator aksial, rotor menekan udara sehingga udara mengalir ke arah poros. Rotor terdiri dari sebuah hubungan tempat di mana sudu-sudunya dipasang secara radial.

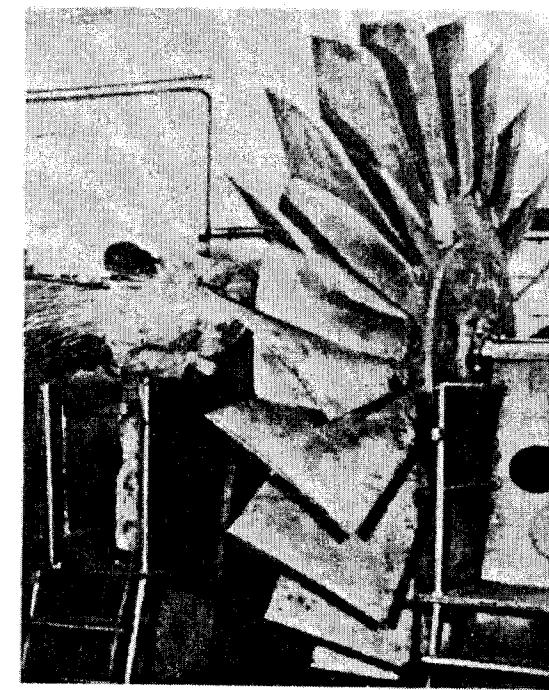


Gambar 5.64 Blower aksial

Konstruksi ventilator aksial tekanan sama dan tekanan lebih dapat dilihat pada Gambar 5.65:



Gambar 5.65 Rotor sebuah ventilator aksial (tekanan sama) saat di balance



Gambar 5.66 Rotor suatu ventilator aksial tekanan lebih yang dipergunakan sebagai ventilator isap turbo black uap 300 MW

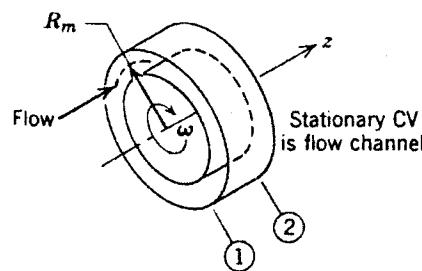
#### Contoh 5.13

Sebuah fan aksial beroperasi pada 1200 rpm. Diameter *tip* sudu adalah 1,1 m dan diameter *hub* 0,8 m. Sudut masuk dan keluar sudu adalah  $30^\circ$  dan  $60^\circ$ . Sudu pengarah masuk memberikan aliran masuk tingkat pertama pada sudut absolut  $30^\circ$ . Fluida yang mengalir adalah udara pada kondisi standar dan aliran dapat dipertimbangkan inkompresibel. Tidak ada perubahan komponen kecepatan aksial melintasi rotor. Aliran relatif dapat diasumsikan pada sudut-sudut geometri sudu ketika masuk dan keluar rotor dan sifat-sifat pada tengah diameter sudu dapat digunakan untuk perhitungan. Untuk kondisi yang diidealisasikan ini, gambarkan poligon kecepatan masuk, tentukan laju aliran volume dari fan dan sketsa bentuk sudu rotor. Dengan menggunakan data yang telah diperoleh, gambarkan poligon kecepatan keluar serta hitung torsi dan tenaga yang diperlukan untuk menggerakkan fan!

**Penyelesaian:**

Diketahui:

- Diameter *tip* : 1,1 m
- Diameter *hub* : 0,8 m
- Kecepatan : 1200 rpm
- Sudut absolut masuk:  $\alpha_1 = 30^\circ$
- Sudut masuk sudu :  $\beta_1 = 30^\circ$
- Sudut keluar sudu :  $\beta_2 = 60^\circ$

**Gambar 5.67 Volume atur**

Persamaan momen dari momentum untuk volume atur yang tetap (Persamaan 2.47):

$$\vec{T}_{\text{poros}} = \int_{\text{pa}} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

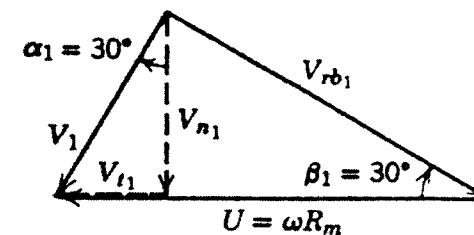
dan persamaan kontinuitas:

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{\text{va}} \rho dV + \int_{\text{pa}} \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

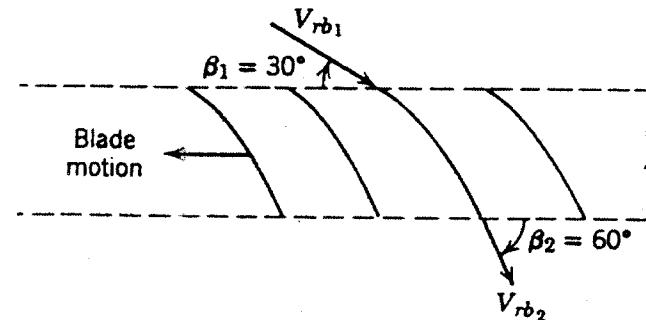
Asumsi-asumsi:

- 1) Abaikan torsi karena gaya-gaya bodi dan permukaan,
- 2) Aliran tunak,
- 3) Aliran seragam pada tiap bagian,
- 4) Aliran inkompresibel,
- 5) Tidak ada perubahan luas aliran ke arah aksial,
- 6) Gunakan jari-jari rata-rata dari sudu rotor,

Poligon kecepatan masuk adalah:

**Gambar 5.68 Poligon kecepatan masuk**

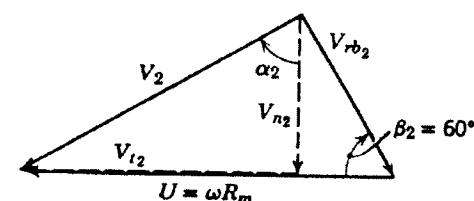
Bentuk (kaskade) sudunya adalah:

**Gambar 5.69 Bentuk (kaskade) sudu**

Dari kontinuitas:

$$0 = [-\rho V_{n1} A_1] + [\rho V_{n2} A_2]$$

$$Q = V_{n1} A_1 = V_{n2} A_2$$

Karena  $A_1 = A_2$ , sehingga  $V_{n1} = V_{n2}$ , dan poligon kecepatan keluar adalah:**Gambar 5.70 Poligon kecepatan keluar**

Pada jari-jari rata-rata sudu:

$$U = R_m \omega = \frac{D_m}{2} \omega = \frac{\frac{1}{2}(1,1 + 0,8)m}{2} \times \frac{1200 \text{ putaran}}{\text{menit}} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{\text{putaran}} \times \frac{\text{menit}}{60 \text{ s}}$$

$$U = 59,7 \text{ m/s}$$

Dari geometri poligon kecepatan masuk:

$$U = V_{n1} (\tan \alpha_1 + \cot \beta_1)$$

$$V_{n1} = \frac{U}{\tan \alpha_1 + \cot \beta_1} = \frac{59,7 \text{ m}}{\text{s}} \times \frac{1}{\tan 30^\circ + \cot 30^\circ} = 25,9 \text{ m/s}$$

Konsekuensinya:

$$V_l = \frac{V_{n1}}{\cos \alpha_1} = \frac{25,9 \text{ m}}{\text{s}} \times \frac{1}{\cos 30^\circ} = 29,9 \text{ m/s}$$

$$V_{t1} = V_l \sin \alpha_1 = \frac{29,9 \text{ m}}{\text{s}} \times \sin 30^\circ = 15,0 \text{ m/s}$$

dan

$$V_{rbl} = \frac{V_{n1}}{\sin \beta_1} = \frac{25,9 \text{ m}}{\text{s}} \times \frac{1}{\sin 30^\circ} = 51,8 \text{ m/s}$$

Laju aliran volumenya adalah:

$$Q = V_{n1} A_1 = \frac{\pi}{4} V_{n1} (D_t^2 - D_h^2) = \frac{\pi}{4} \times \frac{25,9 \text{ m}}{\text{s}} [(1,1)^2 - (0,8)^2] \text{ m}^2$$

$$Q = 11,6 \text{ m}^3/\text{s}$$

Dari poligon kecepatan keluar:

$$\tan \alpha_2 = \frac{V_{t2}}{V_{n1}} = \frac{U - V_{n2} \cot \beta_2}{V_{n2}} = \frac{U - V_{n2} \cot \beta_2}{V_{n1}}$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left[ \frac{\frac{59,7 \text{ m}}{\text{s}} - \frac{25,9 \text{ m}}{\text{s}} \times \cot 60^\circ}{25,9 \text{ m}} \right] : 60,0^\circ$$

dan

$$V_2 = \frac{V_{n2}}{\cos \alpha_2} = \frac{V_{n2}}{\cos \alpha_2} = \frac{25,9 \text{ m}}{\text{s}} \times \frac{1}{\cos 60,0^\circ} = 51,8 \text{ m/s}$$

Akhirnya:

$$V_{t2} = V_2 \sin \alpha_2 = \frac{25,9 \text{ m}}{\text{s}} \times \sin 60,0^\circ = 44,8 \text{ m/s}$$

Persamaan momen dari momentum menjadi:

$$\vec{T}_{\text{poros}} = T_Z \hat{k} = \int R_m x \vec{V} \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = \hat{k} \int R_m V_t \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

Sehingga untuk aliran seragam:

$$T_Z = R_m V_{t1} [-|\rho V_{n1} A_1|] + R_m V_{t2} [|\rho V_{n2} A_2|] = \rho Q R_m (V_{t2} - V_{t1}) \\ = \frac{1,23 \text{ kg}}{\text{m}^3} \times \frac{11,6 \text{ m}^3}{\text{s}} \times \frac{0,95}{2} \text{ m} (44,8 - 15,0) \frac{\text{m}}{\text{s}} \times \frac{\text{N} \cdot \text{s}^2}{\text{kg} \cdot \text{m}}$$

$$T_Z = 202 \text{ N.m}$$

Jadi torsi adalah sama arahnya dengan  $\omega$ .

Tenaga yang diperlukan adalah:

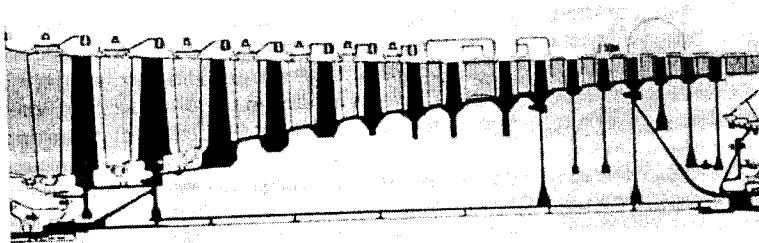
$$\dot{W}_{\text{masuk}} = \bar{\omega} \cdot \vec{T} = \omega_Z T_Z = \frac{1200 \text{ putaran}}{\text{menit}} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{\text{putaran}} \times \frac{\text{menit}}{60 \text{ s}} \times 202 \text{ N.m} \\ \times \frac{\text{W.s}}{\text{N.m}}$$

$$\dot{W}_{\text{masuk}} = 25,4 \text{ kW}$$

## 2. Kompresor Aksial

Kompresor aksial terdiri dari deretan tingkat. Masing-masing tingkat terdiri dari deretan sudu-sudu roda jalan diikuti oleh deretan sudu-sudu stator. Masing-masing tingkat dapat dilihat pada Gambar 5.71. Fluida kerja mulai-mula diperecap oleh sudu-sudu roda jalan dan kemudian diperlambat dalam laluhan sudu stator yang di dalamnya energi kinetik yang dipindahkan dalam roda jalan dikonversi menjadi tekanan statis. Proses ini berulang dalam

tingkat berikutnya. Jumlah tingkat yang diperlukan tergantung perbandingan tekanan keseluruhan yang diinginkan.



Gambar 5.71 Kompresor aksial bertenaga banyak dengan perbandingan tekanan tinggi

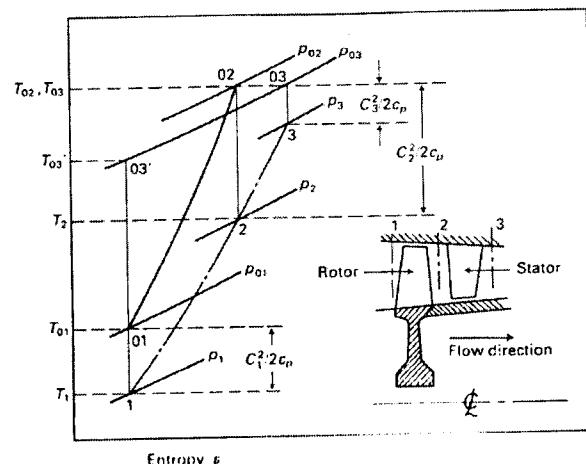
Gambar 5.72 di bawah menunjukkan tingkat kompresor aksial dan diagram T-s. Bila aliran tunak dan proses adiabatik, daya yang diberikan adalah:

Bila proses adiabatik dan tidak ada kerja masuk pada stator, maka  $T_{02} = T_{03}$ . Dari segitiga kecepatan Gambar 5.73, dirancang  $\alpha_1 \approx \alpha_3$  dan  $C_3 \approx C_1$

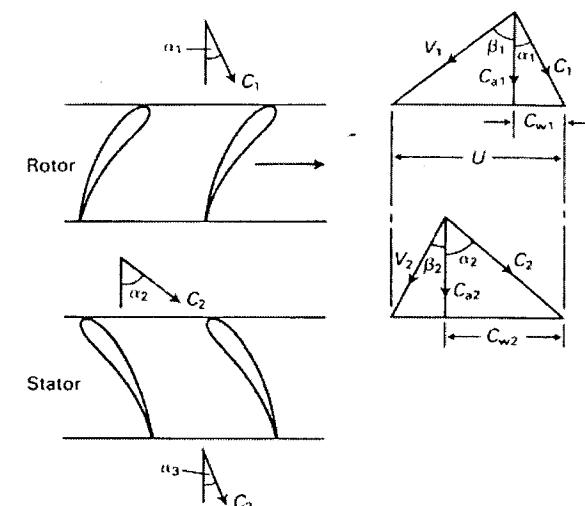
Diasumsikan bahwa  $C_a = C_{a1} = C_{a2}$ , sehingga didapat:

$$\frac{u}{C_a} = \tan \alpha_1 + \tan \beta_1 \quad 5.75$$

$$\frac{u}{C_a} = \tan \alpha_2 + \tan \beta_2 \quad 5.76$$



Gambar 5.72 Tingkat kompresor dan diagram T-s



Gambar 5.73 Segitiga kecepatan untuk satu tingkat

Masukan daya dapat dituliskan:

$$\dot{W} = \dot{m} u (C_{w2} - C_{w1}) \quad 5.77$$

Atau dalam persamaan sebelumnya (Persamaan 5.76) sehingga:

$$\dot{W} = \dot{m} u C_a (\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1)$$

Bila dinyatakan dalam  $\beta_1$  dan  $\beta_2$ :

$$\dot{W} = \dot{m} u C_a (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \quad 5.78$$

sehingga kenaikan temperatur stagnasi,  $\Delta T_{os}$ :

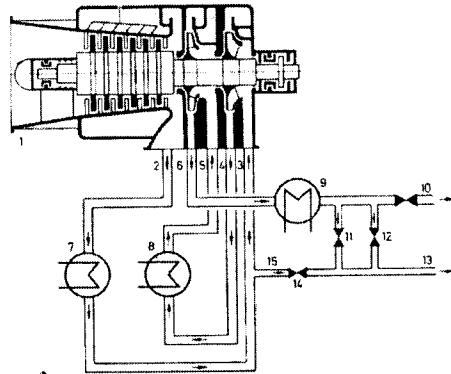
$$\Delta T_{os} = T_{o3} - T_{o1} = T_{o2} - T_{o1} = \frac{u C_a}{c_p} (\tan \beta_1 - \tan \beta_2) \quad 5.79$$

Bila efisiensi isentropik,  $\eta_i = (T_{o3} - T_{oi}) / (T_{o3} - T_{ol})$ , perbandingan tekanan pada suatu tingkat adalah:

$$R_s = \frac{P_{o3}}{P_{ol}} \left[ 1 + \frac{\eta_i \Delta T_{os}}{T_{ol}} \right]^{k/k-1} \quad 5.80$$

#### 5.4.4 Kompresor Aksial/Radial yang Umum Digunakan

Dalam praktik seringkali kompresor aksial dan radial digabung dan digunakan bersama-sama, seperti tampak pada Gambar 5.74 berikut:



Gambar 5.74 Skema aliran kompresor radial-aksial

#### 5.5 PERTANYAAN DAN LATIHAN SOAL

1. Gambarkan kaskade sudu tetap dan sudu gerak turbin uap aksi, masing-masing satu tingkat, serta turbin uap reaksi. Lengkapi dengan diagram segitiga kecepatan pada bagian masuk dan keluar. Lengkapi juga dengan distribusi tekanan dan kecepatan melintasi sudu-sudu tetap dan gerak!
2. Sebutkan macam/jenis turbin hidrolik dilihat dari arah aliran dan keluar *runner* dalam hubungannya dengan poros dan sebutkan maksudnya!
3. Jelaskan yang dimaksud dengan pompa kerja positif dan non-positif. Berikan contoh masing-masing dua buah!
4. Gambarkan segitiga kecepatan masuk dan keluar sudu pompa setrifugal jenis radial dan tuliskan persamaan matematika untuk momen puntir dan daya!
5. Gambarkan sistem instalasi pompa dari tangki hisap sampai tangki tekan. Tuliskan persamaan untuk *head* efektif pompa, daya air, dan daya poros pompa bila efisiensi pompa  $\eta_p$ .

6. Suatu turbin uap jenis de laval bekerja pada selisih entalpi 120 kkal, efisiensi totalnya 42%, gravitasi bumi  $9,81 \text{ m/s}^2$ . Hitunglah:
  - a. Kecepatan uap keluar nosel aktual bila koefisien jetnya 96 %.
  - b. Daya turbin bila *mass flow rate*-nya 7,5 kg/s.
  - c. Kecepatan kelilingnya ( $U$ ) bila harga  $\alpha_1 = 20^\circ$ .
  - d. Kecepatan relatifnya ( $W$ ).
  - e. Diameter *mean* rotornya bila  $n = 3000 \text{ rpm}$ .
7. Suatu turbin uap bekerja dengan selisih entalpi 100 kkal/kg dan efisiensinya 75%. Bila turbin jenis de laval (*implus single velocity stage turbine*) dengan daya output 40 dk, tentukan:
  - a. Kebutuhan uap dalam kg/s.
  - b. Kecepatan absolut, kecepatan keliling dan kecepatan relatifnya bila  $\alpha_1 = 20^\circ$ ;  $u/c_1 = 0,46$  dan  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ , di mana  $u$ = kecepatan keliling,  $c_1$  = kecepatan absolut masuk.
  - c. Segitiga kecepatan pada bagian masuk sudu.
  - d. Kerugian panas nosel, kerangka sudu-sudu dan saluran keluar turbin.
8. Suatu turbin air jenis pelton bekerja pada ketinggian (*head*) 750 m, dengan harga gravitasi bumi  $9,81 \text{ m/s}^2$ . Hitunglah:
  - a. Energi yang dibangkitkan pada setiap 1,25 ton/s.
  - b. Daya hidrolik untuk massa alir 1,25 ton/s.
  - c. Daya efektifnya bila efisiensi turbin 85%.
9. Berapa energi dan daya turbin air jenis pelton yang mempunyai tinggi jatuh 750 meter,  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$  dan massa jenis air  $1000 \text{ kg/m}^3$ . Hitung pula besar diameter rotor rata-ratanya bila harga putaran turbin 750 rpm.
10. Suatu turbin pelton bekerja pada ketinggian (*head*) 750 m, dengan harga gravitasi bumi  $9,81 \text{ m/dt}^2$ . Hitunglah:
  - a. Energi yang dibangkitkan pada setiap 1,25 ton air yang jatuh.
  - b. Daya hidrolik untuk massa alir 1,25 ton/dt.
  - c. Daya efektifnya bila efisiensi turbin 85%.

11. Hitung daya pompa yang memindahkan  $0,06 \text{ m}^3/\text{s}$  air, dengan data sebagai berikut:

Tekanan <i>discharge</i>	= 350 kPa(gage).
Tekanan <i>suction</i>	= 35 kPa(gage).
Tinggi kenaikan statis	= 30 m
<i>Head loss</i> pipa hisap	= 0,5 m.
<i>Head loss</i> pipa <i>discharge</i>	= 3 m.
Kecepatan dalam pipa hisap	= 1 m/s.
Kecepatan dalam pipa tekan	= 1,067 m/s.

12. Suatu pompa bekerja pada tekanan hisap atmosfer, tekanan pengeluarannya 1 MPa. Laju aliran volume air  $10 \text{ m}^3/\text{jam}$ . Diameter pipa hisap 60 mm, diameter pipa tekan 40 mm. Tinggi kenaikan statis 100 m dan kerugian *head* total instalasi 10 m. Hitung:

- a. *Head* efektif pompa.
- b. Daya poros pompa bila efisiensi pompa 80%.

13. Berapa daya yang dibutuhkan oleh kompresor yang mempunyai tinggi tekan  $H = 18,88 \text{ m}$  apabila udara yang dihisap mempunyai massa jenis  $1,21 \text{ kg/m}^3$  dan volume aliran  $Q = 7200 \text{ m}^3/\text{jam}$ .

14. Kompresor torak tingkat tunggal dengan perbandingan kompresi 1 : 4, suhu *ambient*  $30^\circ\text{C}$ , *mass flow rate*-nya  $3,5 \text{ kg/dt}$ , harga konstanta udara  $R = 28,29 \text{ kg.m/kg}^\circ\text{K}$ . Hitung daya motor penggerak kompresor bila efisiensi kompresor 85%.

-oo0oo-

## DAFTAR PUSTAKA

1. Banga, T. R., Sharma, S. C., *Hydraulic Machines With Fluid Power Engineering*, 4<sup>th</sup> ed., Khanna Publisher, Delhi, 1984.
2. Cohen, H., Rogers, G. F. C., Saravanmuttoo, H. I. H. *Gas Turbine Theory*, 3<sup>rd</sup> ed, Longman Scientific & Technical, Singapore, 1991
3. Dietzel, Fritz. *Turbin, Pompa dan Kompresor*, alih bahasa Dakso Sriyono, Erlangga, Jakarta 1996.
4. El-Wakil, M. M., *Powerplant Technology*, McGraw-Hill Book Co., 1985
5. Fraenkel, Peter, *The Power Guide*, Charles Scribner's Sons, New York, 1979.
6. Harman, Richard T. C., *Gas Turbine Engineering*, John Wiley & Sons, New York, 1982.
7. Husain, Zoeb, *Steam Turbines*, Tata McGraw-Hill Co.Ltd., Delhi 1984.
8. Ingersoll-Rand Gas Compressor, *Gas Properties and Compressor Data*, USA, 1981.
9. Karassik, Igor J., Krutzch, William C., Fraser, Warren H., Messina, Joseph P., *Pump Handbook*, McGraw-Hill Book Co., 1976
10. Nechleba, Miroslav, *Hydraulic Turbines Their Design and Equipment*, Artia Prague, Czeckchoslovakia, 1957.
11. Pudjanarsa, A., Nursuhud, D. Diktat: *Mesin Konversi Energi*, Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, 2004.

# BAB 6

---

## MESIN PENDINGIN DAN PENGONDISIAN UDARA

### 6.1 MESIN PENDINGIN

#### 6.1.1 Sejarah Singkat Refrigerasi

Sistem pendinginan sebagai salah satu cara untuk mengawetkan bahan makanan telah dikenal manusia sejak ribuan tahun lampau. Pada saat itu manusia hanya mengandalkan es alami untuk mengawetkan bahan makanannya.

Setelah prinsip refrigerasi ditemukan, pemakaiannya hanya untuk produksi es. Sekarang, seiring pesatnya kemajuan teknologi, refrigerasi memiliki peran sangat penting dalam produksi maupun distribusi makanan, di samping untuk efisiensi operasi industri.

#### 6.1.2 Penggunaan Mesin Pendingin

Pemakaian refrigerasi secara umum dapat dibagi menjadi tiga kelompok besar, yaitu:

##### 6.1.2.1 Penyiapan Bahan Makanan (*Food Preparation*)

Terdapat beberapa jenis makanan, sayuran, dan buah-buahan yang dapat disimpan dalam kondisi mentah, walaupun beberapa memerlukan proses awal. Refrigerasi seringkali memegang faktor kunci dalam proses ini.

Industri-industri yang memerlukan keterlibatan teknik refrigerasi adalah:

1. Industri susu (*dairy products*) yang menghasilkan *milk*, *ice cream*, dan mentega.
2. Industri pengawetan daging dan daging unggas.
3. Pengawetan ikan saat pengapalan.

4. Industri minuman (*beverages*), seperti jenis buah-buahan, *beer*, dan anggur.
5. Industri pendinginan pada  $40-50^{\circ}\text{F}$ .

#### 6.1.2.2 Penyimpanan dan Distribusi Bahan Makanan

Penyimpanan makanan dalam keadaan dingin dapat dalam bentuk *cooler storage* pada temperatur sedikit di atas  $32^{\circ}\text{F}$  atau pada temperatur rendah guna membekukan bahan makanan itu.

1. Pembekuan daging dan sayur-sayuran.
2. Pembekuan produk/bahan pada pabrik roti.
3. *Cooler storage*, diatur sedikit di atas temperatur  $32^{\circ}\text{F}$ , supaya lebih tahan lama. Buah-buahan seperti apel, pear, anggur, jeruk, telur, kacang-kacangan, sayur-sayuran akan tahan beberapa bulan bila disimpan sedikit di atas  $32^{\circ}\text{F}$ .
4. Kulkas dan *freezer*, terutama untuk keperluan rumah tangga.

#### 6.1.2.3 Proses Kimia yang Memerlukan Pendinginan

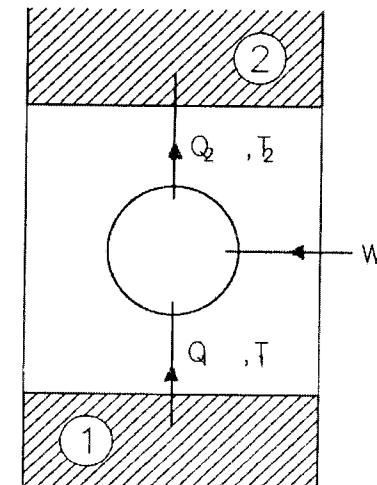
Fungsi-fungsi prinsip yang memerlukan refrigerasi dalam proses dan industri kimia adalah:

1. Pemisahan gas-gas,
2. Kondensasi gas-gas,
3. Dehumiditasi udara,
4. Pembekuan larutan dari pelarut,
5. Penyimpanan cairan pada tekanan rendah,
6. Proses pendinginan,
7. Pembebasan panas reaksi,
8. *Recovery of solvent*,
9. Pengendalian fermentasi,
10. Pendinginan untuk pengawetan.

#### 6.1.3 Prinsip Dasar Sistem Refrigerasi

Sistem refrigerasi adalah suatu sistem yang menjadikan kondisi temperatur suatu ruang berada di bawah temperatur semula (menjadikan temperatur di bawah temperatur siklus). Pada prinsipnya kondisi temperatur rendah yang dihasilkan oleh suatu sistem refrigerasi diakibatkan oleh penyerapan panas pada *reservoir dingin (low temperature source)* yang merupakan salah satu bagian sistem refrigerasi tersebut. Panas yang diserap bersama-sama energi (kerja) yang diberikan kerja luar dibuang pada bagian sistem refrigerasi yang disebut *reservoir panas (high temperature sink)*. Secara skematis proses itu dapat ditunjukkan lewat Gambar 6.1.

Untuk suatu sistem refrigerasi, jumlah panas  $Q_1$  yang diserap pada reservoir dingin merupakan kuantitas yang terpenting, yang dapat menunjukkan berapa kapasitas pendingin yang dapat diberikan oleh sistem refrigerasi.



Gambar 6.1 Prinsip dasar mesin pendingin

Keterangan:

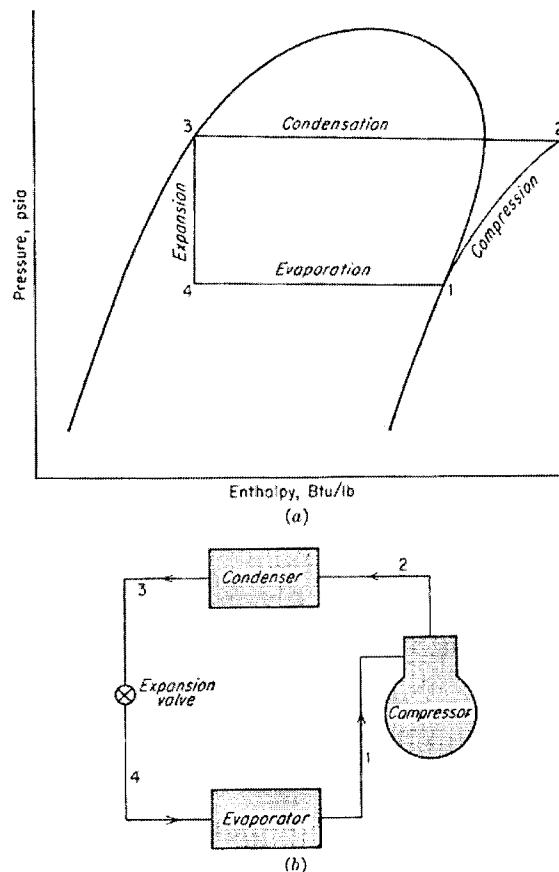
1. reservoir dingin (*low temperature source*)
2. reservoir panas (*high temperature sink*)
3.  $Q_1$  : panas yang diserap dari reservoir dingin
4.  $Q_2$  : panas yang dibuang reservoir panas =  $Q_1 + W$

### 6.1.4 Siklus Kompresi Uap

Siklus kompresi uap adalah suatu siklus di mana fluida kerja secara bergantian diuapkan dan diembunkan, dengan suatu proses kompresi uap di antara kedua proses tersebut.

#### 6.1.4.1 Siklus Kompresi Uap Standar

Siklus kompresi uap standar ditunjukkan oleh diagram T-s dan P-h dan sistemnya pada Gambar 6.2 (a) dan 6.2 (b) berikut:



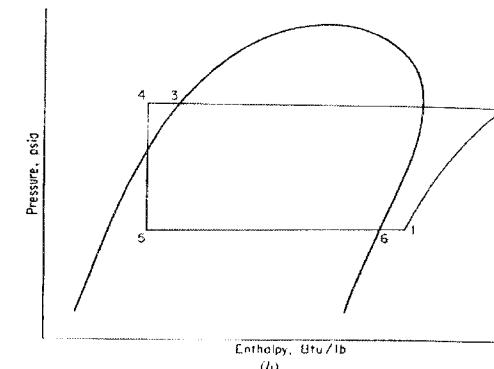
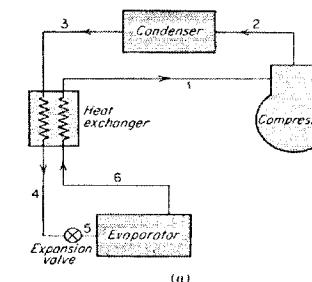
Gambar 6.2 Diagram alir sistem kompresi uap standar. (a) diagram T-s, dan (b) model sistem

Proses yang menyusun siklus ini adalah:

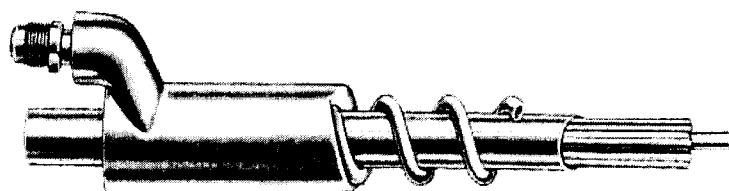
- 1-2, kompresi reversibel adiabatik dari uap jenuh ke tekanan kondensor
- 2-3, pembuangan panas pada tekanan konstan secara reversibel *desuperheating* dan kondensasi
- 3-4, ekspansi ireversibel pada entalpi konstan dari cair-jenuh ke tekanan evaporatif
- 4-1, penyerapan panas reversibel pada tekanan konstan untuk penguapan ke uap jenuh

#### 6.1.4.2 Penukar Panas (Heat Exchangers)

Beberapa sistem refrigerasi dalam kenyataannya dilengkapi suatu aliran liquida menuju penukar panas hisap (*a liquid-to suction heat exchanger*). Penukar panas ini men-subdingin-kan cairan dari kondensor dengan model sistem prosesnya dapat dilihat pada Gambar 6.3 (a) dan 6.3 (b).



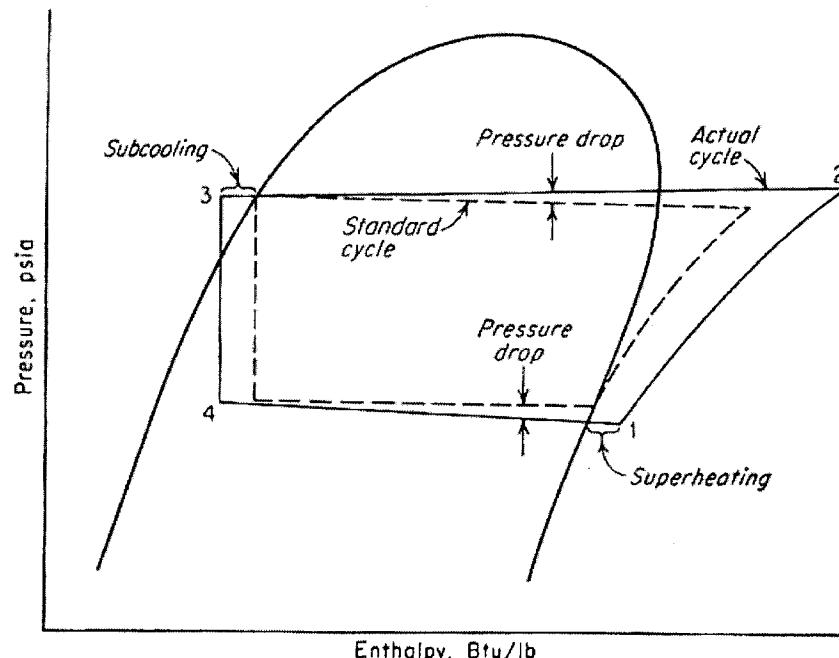
Gambar 6.3 Sistem refrigerasi dengan suatu penukar kalor men-subdingin-kan cairan dari kondensor. (a)model sistem, (b) model proses



Gambar 6.4 Suatu alat penukar panas cair-hisap

#### 6.1.4.3 Siklus Kompresi Uap Aktual

Penyimpangan siklus uap standar ke aktual terutama karena adanya *pressure drop* pada kondensor dan evaporator, serta ireversibilitas proses dalam kompresor. Sebagai perbandingan, kedua siklus itu dalam diagram P-h dapat dilihat pada Gambar 6.5.



Gambar 6.5 Perbandingan siklus kompresi uap aktual dan standar

#### 6.1.4.4 Satuan Kapasitas Refrigerasi ("ton")

$$1 \text{ ton} = 200 \text{ Btu/menit} = 12.000 \text{ Btu/jam}$$

Sebagai ilustrasi, sebuah pabrik es disebut *75 ton plant* bila menghasilkan 75 ton es dalam 24 jam. Laju pendinginan untuk membekukan 1 ton air pada 32°F dalam 1 hari adalah:

$$\dot{Q} = \frac{(1 \text{ ton})(200 \text{ lb/ton})(144 \text{ Btu/lb})}{24 \text{ jam}} = 12000 \text{ Btu/jam} \quad 6.1$$

di mana 144 Btu/lb adalah *heat of fussion*.

#### 6.1.4.5 Unjuk Kerja Siklus Uap Standar

1. Laju kerja kompresor, untuk proses aliran tunak (*steady flow*), adalah  $W = h_1 - h_2$  (Btu/lb).
2. Panas yang dibuang (btu/lb) adalah panas yang dipindahkan dari refrigerasi pada proses 2 - 3 adalah  $h_3 - h_2$ .
3. Efek refrigerasi (btu/lb) adalah panas yang dipindahkan dalam proses 4-1, atau  $h_1 - h_4$ .
4. Koefisien performasi adalah efek refrigerasi dibagi laju kerja kompresi:

$$cop = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad 6.2$$

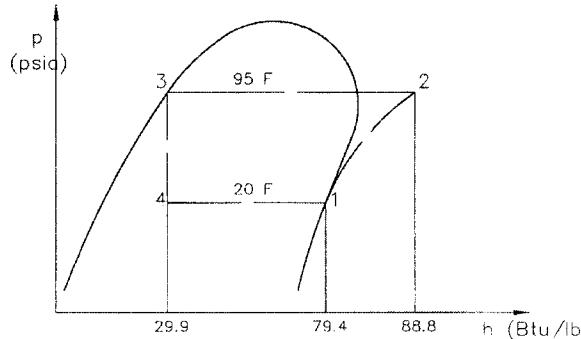
#### Contoh 6.1

Suatu siklus kompresi uap menggunakan 15 ton refrigeran (R 12) beroperasi pada temperatur kondensasi 95°F dan temperatur evaporasi 20°F. Hitung:

- a) efek refrigerasi
- b) laju refrigerasi yang disirkulasikan
- c) kerja kompresor
- d) cop
- e) volume aliran per ton
- f) power per ton

**Penyelesaian:**

Model proses dalam diagram P-h dapat digambarkan sebagai berikut:



**Gambar 6.6 Model proses penyelesaian soal di atas**

Penentuan sifat-sifat pada tiap tingkat keadaan dapat dilihat pada tabel atau grafik sifat R-12 (Gambar 2 dalam lampiran).

- Efek refrigerasi =  $h_1 - h_4 = 79,4 - 29,9 = 49,5 \text{ Btu/lb}$ .
- Aliran refrigeran =  $(15 \text{ ton}) \times [200 \text{ Btu/ton/(menit)}] / 49,5 \text{ Btu/lb} = 60,6 \text{ lb/menit}$ .

- Kerja kompresor =  $m (h_2 - h_1) = (60,6 \text{ lb/menit}) (88,8 - 79,4) \text{ Btu/lb} = 570 \text{ Btu/menit}$ .

Dalam Hp, kerja kompresor =  $570 \text{ Btu/menit} (778 \text{ ft-lb/Btu}) / (33000 \text{ ft-lb/menit-Hp}) = 13,4 \text{ Hp}$

- Aliran volume per ton: dari tabel/ grafik sifat R-12 (Gambar 2 dalam lampiran), volume jenis dari uap jenuh pada  $20^\circ\text{F}$  adalah  $1,099 \text{ ft}^3/\text{lb}$ , sehingga aliran volume per ton =  $(60,6 \text{ lb/menit}) \times (1,099 \text{ ft}^3/\text{lb}) / 15 \text{ ton} = 4,44 \text{ ft}^3/\text{menit/ton (cfm/ton)}$

- Power per ton =  $13,4 \text{ Hp} / 15 \text{ ton} = 0,893 \text{ Hp/ton}$

#### 6.1.4.6 Refrigeran

Refrigeran adalah medium perpindahan panas yang menyerap panas evaporasi pada temperatur rendah dan memberikan panas dengan kondensasi pada temperatur dan tekanan tinggi.

Refrigeran dapat diklasifikasikan menjadi beberapa grup. Yang paling penting adalah *halocarbon compounds*, *azeotropes*, *hydrocarbons*, *inorganic compounds*, dan *unsaturated organic compounds*.

Tabel 6.1 sampai dengan Tabel 6.3 berikut merupakan simbol-simbol, nama kimia dan rumus kimia beberapa refrigeran.

**Tabel 6.1 Refrigeran halocarbon**

Numerical designation	Chemical name	Chemical formula
11	Trichloromonofluoromethane	$\text{CCl}_3\text{F}$
12	Dichlorodifluoromethane	$\text{CCl}_2\text{F}_2$
13	Monochlorotrifluoromethane	$\text{CClF}_3$
22	Monochlorodifluoromethane	$\text{CHClF}_2$
30	Methylene chloride	$\text{CH}_2\text{Cl}_2$
40	Methyl chloride	$\text{CH}_3\text{Cl}$
113	Trichlorotrifluoroethane	$\text{CCl}_2\text{CClF}_2$
114	Dichlorotetrafluoroethane	$\text{CCl}_2\text{CCl}_2\text{F}_2$
114a	Dichlorotetrafluoroethane	$\text{CCl}_2\text{FCF}_3$
152a	Difluoroethane	$\text{CH}_3\text{CHF}_2$

**Tabel 6.2 Refrigeran hydrocarbon**

Numerical designation	Chemical name	Chemical formula
50	Methane	$\text{CH}_4$
170	Ethane	$\text{CH}_3\text{CH}_3$
290	Propane	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$

**Tabel 6.3 Refrigeran Inorganic**

Numerical designation	Chemical name	Chemical formula
717	Ammonia	$\text{NH}_3$
718	Water	$\text{H}_2\text{O}$
729	Air	
741	Carbon dioxide	$\text{CO}_2$
761	Sulfur dioxide	$\text{SO}_2$

### 6.1.5 Peralatan Mesin Pendingin

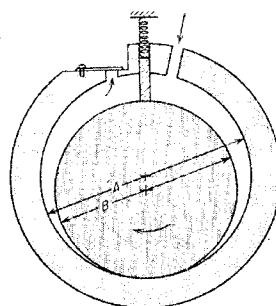
Dari sistem siklus kompresi uap dapat dilihat beberapa peralatan yang dipakai dalam sistem mesin pendingin, yaitu kompresor, kondensor, peralatan ekspansi dan evaporator.

#### 6.1.5.1 Kompresor

Kompresor merupakan jantung sistem kompresi uap. Tiga jenis kompresor untuk refrigeran adalah jenis bolak-balik, rotari dan sentrifugal. Kompresor bolak-balik dan sentrifugal sudah banyak dibahas pada bab terdahulu. Bagian ini akan membahas kompresor rotari.

Kompresor rotari umumnya berukuran daya sangat rendah, walaupun untuk penerapan tekanan rendah seperti pada kompresor tingkat rendah dalam sistem dua tingkat, kompresor rotari dibuat dalam ukuran sampai ratusan daya kuda.

Dua jenis dasar kompresor rotari adalah jenis *roller* dan jenis *sudu* (*vane*). Dalam jenis *roller*, seperti ditunjukkan Gambar 6.7, garis sumbu poros adalah sama dengan garis sumbu silinder. Namun garis sumbu poros terletak secara eksentris terhadap rotor sehingga ketika rotor berputar selalu bersinggungan dengan silinder. Jenis *roller* mempunyai pegas pembagi beban yang memisahkan ruang hisap dan pengeluaran.



Gambar 6.7 Kompresor rotari jenis roller

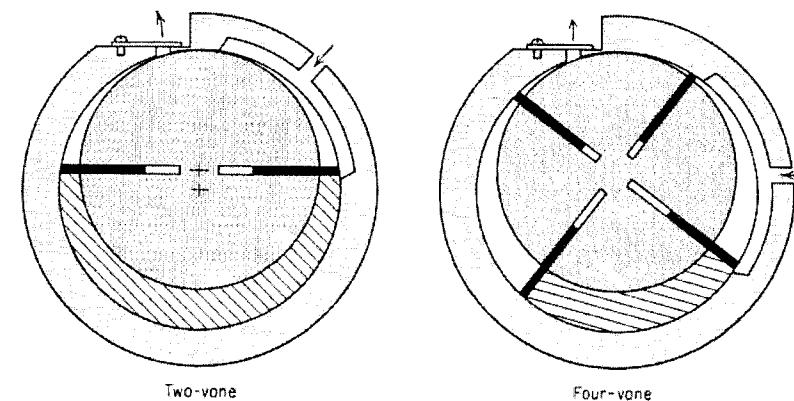
Formulasi untuk perpindahan tiap satuan waktu, D, dalam *feet* kubik tiap jam untuk jenis rotari roller adalah:

$$D = \frac{(\Lambda^2 - B^2)(\text{rpm})(L)}{36,64} \quad 6.3$$

di mana dimensi A, B, dan panjang silinder L adalah dalam inci.

Dalam kompresor rotari jenis *sudu*, seperti yang digambarkan pada Gambar 6.8, rotor berputar pada sumbunya tetapi garis sumbu dari silinder dan garis sumbu dari rotor tidak berada bersama-sama. Rotor mempunyai dua atau lebih sudu geser yang tertahan melawan silinder oleh gaya sentrifugal.

Untuk kompresor dua sudu, perpindahan tiap perputaran adalah sebanding dengan dua kali luas bagian yang dipisahkan dua sudu. Untuk kompresor empat sudu, perpindahan tiap putaran adalah sebanding dengan empat luas yang dipisahkan dua sudu yang berdekatan. Sampai titik tertentu, perpindahan paling besar terjadi pada kompresor dengan jumlah sudu terbanyak.



Gambar 6.8 Kompresor rotari jenis sudu

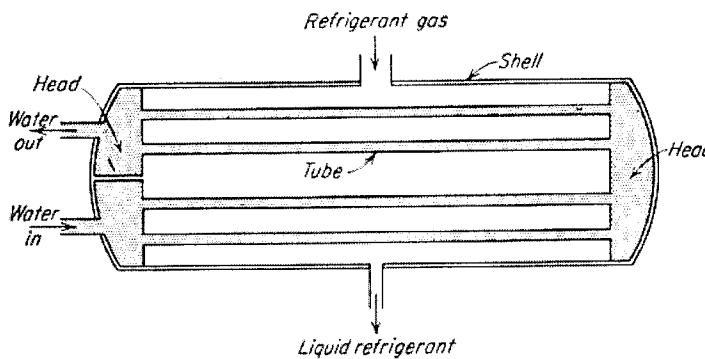
Dalam dua jenis kompresor ini tidak diperlukan katup hisap dan saat penghisapan gas secara terus-menerus memasuki kompresor, pulsa pengeluaran gas adalah minimum. Dalam jenis kompresor rotari yang lain pembuatannya memerlukan derajat ketepatan yang tinggi.

#### 6.1.5.2 Kondensor

Peralatan ini menerima refrigeran panas-lanjut dari kompresor, membebaskan panas dan kemudian mencairkan refrigeran. Kondensor adalah bagian terpenting dari pembuangan panas dalam sistem refrigerasi. Fluida berlebih seperti udara atau air membawa panas. Jenis fluida ini menentukan jenis kondensor, apakah *pendinginan udara* atau *pendinginan air*.

### Kondensor Pendinginan Air

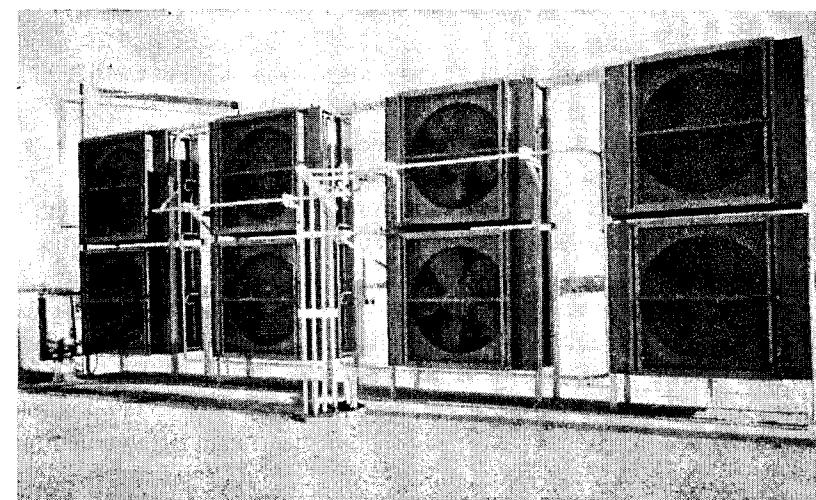
Dalam kategori kondensor pendinginan air terdapat kondensor selongsong dan buluh horisontal, selongsong dan buluh vertikal, selongsong dan koil, pipa ganda dan evaporatif. Yang sering digunakan pada jenis pendinginan air adalah kondensor selongsong dan buluh horisontal. Gambar 5.9 adalah sketsa penampang melintang kondensor jenis ini. Gas refrigeran panas dari kompresor memasuki bagian atas pada sisi selongsong kondensor. Refrigeran mengembun pada sisi luar buluh dan dikeluarkan pada bagian bawah kondensor. Air mengalir melalui buluh kondensor memasuki penampung (*head*) pada ujung kondensor yang dirancang untuk menyirkulasikan air melalui kondensor dalam jumlah laluan yang diinginkan. Kondensor pada Gambar 6.9 mempunyai dua laluan air. Penampung dapat dilepas untuk mempermudah pembersihan buluh air.



Gambar 6.9 Kondensor selongsong dan buluh horisontal berpendingin air

### Kondensor Pendinginan Udara

Selain pembuangan panas ke air, kondensor dapat membuang panas ke udara. Kondensor pendinginan udara biasanya terbuat dari koil bersirip yang di luarnya udara dihembuskan dan refrigeran mengembun dalam buluh (Gambar 6.10). Dalam praktik, unit refrigerasi berdaya sangat rendah menggunakan kondensor berpendingin udara karena kesederhananya. Sampai beberapa tahun yang lalu penggunaannya dibatasi untuk sistem sampai sekitar dua daya kuda, namun kini kondensor jenis ini dapat dijumpai untuk pemakaian dalam sistem sampai 100 ton.



Gambar 6.10 Kondensor pendinginan udara untuk sistem 100 ton

#### 6.1.5.3 Peralatan Ekspansi

Setelah kompresor dan kondensor, peralatan dasar sistem kompresi uap adalah peralatan ekspansi. Dua fungsi peralatan ekspansi adalah menurunkan tekanan cairan refrigeran dan mengatur aliran refrigeran ke evaporator.

Jenis peralatan ekspansi yang umum adalah pipa kapiler (*capillary tube*), katup ekspansi termostatik (*thermostatic expansion valve*), *low-side float valve*, dan katup ekspansi tekanan konstan (*constant pressure expansion valve*).

##### Pipa Kapiler

Pipa kapiler digunakan hampir pada semua sistem refrigerasi dengan daya sangat kecil, dan sekarang digunakan secara luas untuk sistem yang lebih besar dari 5 daya kuda. Pipa kapiler adalah suatu pipa yang panjangnya 2 sampai 20 ft dengan diameter dalam dari 0,025 sampai 0,090 in. Istilah "pipa kapiler" kurang sesuai penamaannya, karena lubangnya terlalu besar untuk memungkinkan kejadian secara kapiler. Cairan refrigeran memasuki pipa kapiler dan ketika mengalir melalui pipa maka refrigeran mengalami penurunan tekanan karena gesekan dan percepatan. Pada saat itu juga sebagian cairan dengan cepat menguap.

### Katup Apung

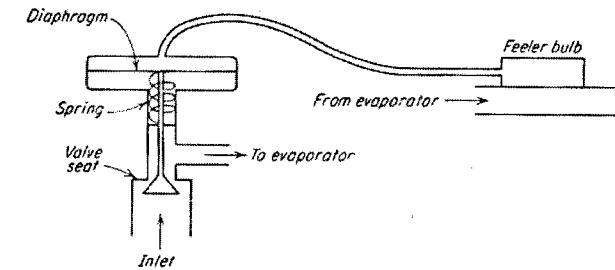
Katup apung (*float valve*) adalah jenis katup ekspansi yang menjaga cairan pada ketinggian tetap dalam tabung. Hanya jenis katup apung *low-side float valve* yang akan dibahas di sini, yang digunakan untuk menjaga ketinggian cairan refrigeran di dalam evaporator tetap. Saklar apung yang akan membuka penuh ketika ketinggian cairan turun di bawah titik kontrol dan akan menutup penuh ketika ketinggian mencapai titik kontrol akan memberikan unjuk kerja bersih yang sama sebagai suatu jenis modulasi dari katup kontrol. Low-side float valve, dengan menjaga ketinggian cairan dalam evaporator tetap, selalu menetapkan kondisi seimbang dari aliran antara kompresor dan dirinya sendiri. Bila beban refrigeran naik, temperatur dan tekanan penguapan naik, maka untuk sesaat memungkinkan kompresor memompa pada laju aliran massa yang lebih besar. Katup kemudian mengumpulkan. Katup bereaksi untuk menjaga ketinggian tetap dengan pelebaran pembukaan rata-ratanya. Bila beban refrigeran turun, tekanan hisap turun dan ketinggian akan naik, yang menyebabkan katup menutup sebagian.

### Katup Ekspansi Termostatik

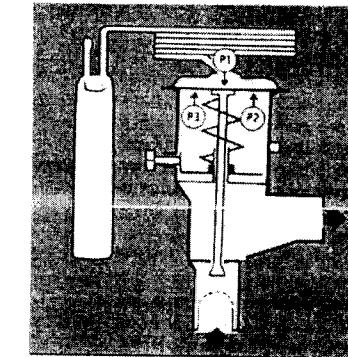
Jenis peralatan ekspansi yang paling dikenal untuk sistem refrigerasi ukuran menengah adalah katup ekspansi termostatik. Istilah *termostatik* dapat menyesatkan karena sebenarnya kontrol dilakukan bukan oleh temperatur dalam evaporator, tetapi oleh jumlah gas hisap panas lanjut yang meninggalkan evaporator. Katup ekspansi termostatik mengatur laju aliran cairan refrigeran agar tetap sebanding dengan laju penguapan dalam evaporator.

Gas hisap panas lanjut menjalankan katup ekspansi termostatik dengan cara sebagai berikut: Sebuah bola peraba (*feeler bulb*), seperti ditunjukkan Gambar 6.11, 6.12 dan 6.13, terisi sebagian oleh cairan yang sama dengan refrigeran yang digunakan dalam sistem. Cairan dalam bola disebut *power fluid*. Bola peraba direkatkan pada bagian keluar evaporator sehingga temperatur bola dan *power fluid* diasumsikan mendekati sama dengan temperatur gas hisap. *Power fluid* menekan bagian atas diafragma (P1) dan evaporator menekan pada bagian bawah diafragma (P2). Gaya kecil yang dilakukan oleh pegas pada dudukan katup (P3) menjaga katup tetap tertutup sampai tekanan di atas diafragma mengatasi gaya pegas ditambah gaya dari tekanan evaporator. Bila tekanan di atas diafragma lebih besar daripada tekanan di bawah diafragma, temperatur power fluid harus lebih besar dari temperatur jenuh di dalam evaporator. Dengan demikian gas hisap harus

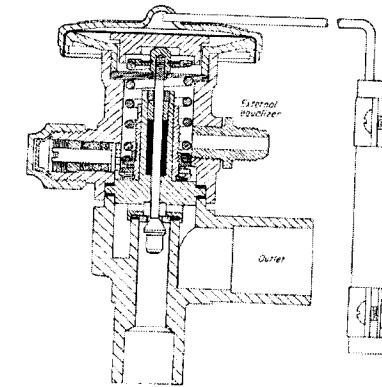
panas lanjut untuk tujuan membawa power fluid ke tekanan yang membuka katup.



Gambar 6.11 Skema diagram dasar katup ekspansi termostatik



Gambar 6.12 Gaya yang bekerja pada diafragma



Gambar 6.13 Gambar potongan katup ekspansi termostatik

#### 6.1.5.4 Evaporator

Suatu evaporator dalam sistem refrigerasi adalah penukar panas yang memindahkan panas dari zat yang didinginkan ke refrigeran yang menguap. Tujuan sistem refrigerasi adalah membebaskan panas dari udara, air, atau beberapa benda yang lain. Pembebasan itu dilakukan oleh evaporator.

Evaporator dapat diklasifikasikan berdasar *konveksi paksa* atau *konveksi bebas*, tergantung apakah pompa atau fan memaksa fluida yang didinginkan untuk melewati permukaan perpindahan panas atau apakah fluida mengalir secara alami karena perbedaan massa jenis (fluida hangat dan fluida yang didinginkan). Cara lain pengklasifikasian adalah didasarkan apakah refrigeran menguap di dalam atau di luar pipa/buluh (*tube*).

Beberapa evaporator membatasi refrigeran dalam buluh-buluh dan melewatkannya yang didinginkan melalui permukaan luar buluh-buluh. Cara lainnya adalah dengan meletakkan refrigeran dalam selongsong dan membenamkannya dalam buluh-buluh yang membawa fluida yang didinginkan dalam cairan refrigeran. Perbedaan yang masih dapat dibuat di antara evaporator adalah *flooded* dan *dry*. Evaporator dinamakan *flooded* bila cairan refrigeran melingkupi semua permukaan perpindahan panas, dan dinamakan *dry* bila sebagian luas evaporator digunakan untuk memanas-lanjutkan refrigeran. Apakah suatu evaporator itu *flooded* atau *dry* juga bergantung pada apakah sistem menggunakan *float valve* atau katup ekspansi termo-statis.

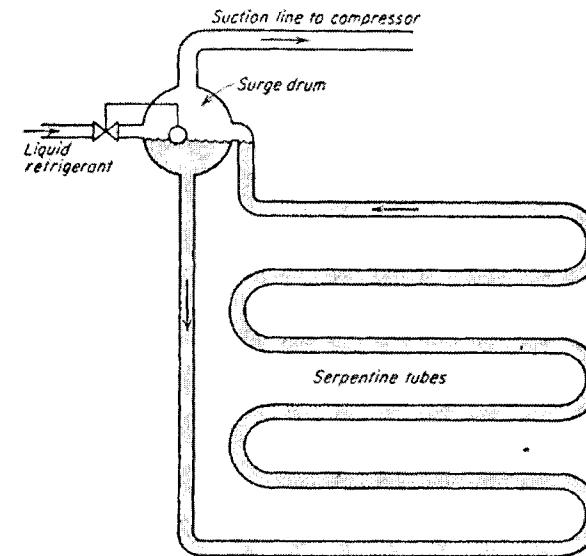
#### Koil Konveksi Bebas

Prinsip pemakaian koil konveksi bebas adalah rumah *cold-storage* di mana sepanjang pipa tanpa sirip atau bersirip dihubungkan bersama dan dipasang dekat bagian atas ruang atau sepanjang dinding. Katup ekspansi mendekatkan cairan refrigeran ke dalam buluh dan cairan menguap dengan menyalurkan cairan refrigeran ke dalam buluh dan cairan menguap dengan panas yang diterima dari udara yang mengalir turun di luar koil. Pipa tanpa sirip sangat umum, walaupun untuk meningkatkan luas permukaan kemudian dipilih pipa tinggi dengan sirip tipis. Saat ini *blower coils* sedang bersaing keras dengan evaporator konveksi bebas.

Evaporator konveksi bebas tidak membutuhkan ruang lantai, biaya perawatan rendah, dan beroperasi dalam jangka waktu yang panjang tanpa memerlukan pembersihan bunga es (*defrosting*). Kerugiannya adalah koefisien perpindahan panasnya rendah, memerlukan luas yang sangat luas

daripada koil konveksi paksa, dan volume internal yang besar, yang memerlukan suplai refrigeran yang lebih banyak daripada koil konveksi paksa.

#### Flooded Evaporator

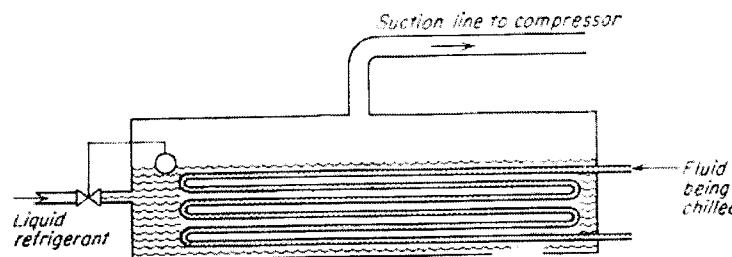


Gambar 6.14 Evaporator jenis *flooded tube*

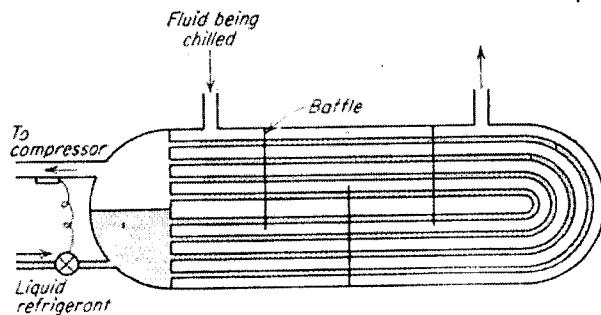
Suatu jenis evaporator *flooded* dapat dilihat pada Gambar 6.14. Dalam evaporator ini cairan memasuki *float-type expansion valve* dari kiri dan mengalir turun dan masuk ke dalam buluh-buluh serpentin. Ketika cairan mengalir ke atas melalui buluh-buluh, panas dari luar mendidihkan cairan sehingga campuran cairan dan uap menggelembung dari buluh-buluh ke dalam *surge drum*. Fungsi *surge drum* adalah memisahkan cairan dari uap. Cairan akan kembali ke evaporator dan uap ke kompresor. *Surge drum* juga memisahkan gas yang dihasilkan di katup ekspansi sehingga gas ini tidak menambah penurunan tekanan dalam evaporator. Bila cairan bersinggungan dengan permukaan evaporator dalam operasi normal, evaporator jenis ini menggunakan luas permukaan secara efektif. Namun evaporator jenis ini mempunyai kelemahan dengan adanya minyak yang terjebak, dan minyak yang dibawa kompresor harus dibersihkan dalam saluran keluar kompresor.

### Liquid Chiller

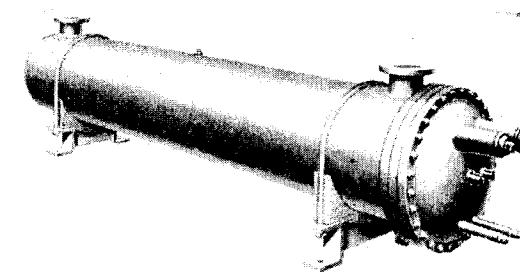
Evaporator jenis selongsong atau plat digunakan untuk mendinginkan cairan. Dalam evaporator jenis selongsong, refrigeran dapat ditempatkan dalam selongsong dan cairan dipompa melalui buluh-buluh, atau refrigeran dapat menguap dalam buluh-buluh dengan cairan mengalir melalui selongsong. Gambar 6.15 dan 6.16 adalah diagram skematis kedua evaporator jenis ini. Gambar 6.17 adalah pandangan luar jenis yang ditunjukkan Gambar 6.16. Dengan refrigeran dalam selongsong, seperti Gambar 6.15, cairan dijaga pada ketinggian beberapa in di bawah bagian atas selongsong untuk menyediakan luas yang cukup bagi cairan dan uap untuk memisah. Untuk evaporator dalam Gambar 5.16, biasanya katup ekspansi termostatik mengumpulkan cairan ke dalam buluh-buluh. Cairan mengalir melalui selongsong mengitari sekat-sekat, yang menaikkan turbulensi dan koefisien perpindahan panas menyeluruh. Evaporator ini adalah jenis dry karena ketika memakai katup ekspansi termostatik beberapa buluh memanas-lanjutkan uap refrigeran, bukannya menguapkan cairan.



Gambar 6.15 Evaporator selongsong-buluh dengan refrigeran di dalam selongsong



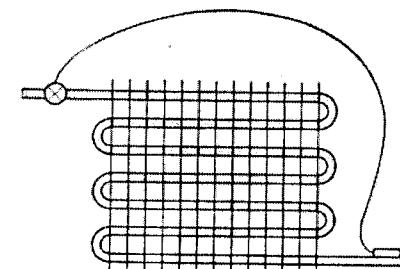
Gambar 6.16 Liquid chiller dengan refrigeran di dalam tube



Gambar 6.17 Pandangan luar liquid chiller dengan refrigeran di dalam tube. Saluran refrigeran pada bagian ujung dan cairan pada bagian atas

### Direct Expansion Coil

*Direct expansion coil* adalah jenis evaporator yang terlalu berbeda, kecuali jenis evaporator dry, konveksi paksa atau bebas. Dinamakan koil karena refrigeran mendinginkan udara secara langsung tanpa mendinginkan air terlebih dahulu dalam *liquid chiller* di mana air dingin mengalir ke koil kemudian mendinginkan udara. *Direct expansion coil* ditunjukkan oleh Gambar 6.18. Katup ekspansi termostatik mengumpulkan dari atas yang biasanya dilakukan dalam sistem Refrigeran 12 dan Refrigeran 22 untuk memperbaiki pengembalian minyak ke kompresor. Udara dihembuskan melalui luar buluh-buluh, yang biasanya bersirip. Untuk pengondisian udara, *direct expansion coil* digunakan di mana evaporator dekat dengan kompresor. Bila koil pendingin udara agak jauh dari kompresor, lebih baik mendinginkan air dan mengalirkannya melalui pipa ke koil pendingin udara karena kemungkinan kebocoran refrigeran menjadi kecil. Juga, saluran hisap yang panjang merusak *coefficient of performance* karena meningkatkan penurunan tekanan dalam saluran.



Gambar 6.18 Direct expansion coil

## 6.2 PENGONDISIAN UDARA (AIR CONDITIONER)

Pada awalnya pengondisian udara diarahkan untuk keperluan proses dan material daripada untuk kenyamanan manusia. Dalam perkembangannya pengondisian udara untuk manusia berkembang pesat akhir-akhir ini.

Dari keterangan di atas dapat disimpulkan bahwa terdapat dua kelompok penggunaan pengondisi udara:

### 6.2.1 Pesawat Pengondisian Udara untuk Industri

1. Laboratorium; untuk kenyamanan kerja dan dapat menghasilkan pengukuran yang teliti. Pada laboratorium lingkungan dapat digunakan untuk mempelajari pengaruh temperatur dan kelembaban terhadap makhluk hidup.
2. Percetakan; untuk pengaturan kelembaban udara.
3. Benda presisi; dengan mengatur kelembaban udara pada pabrik logam, hal itu dapat membantu kepresisan ukuran (tidak berekspansi dan berkontraksi).
4. Tekstil; untuk menjaga kelembaban tekstil dan sedikit perubahan temperatur.
5. Pabrik baja; untuk pengeringan udara sebelum memasuki *blast furnace*.
6. Pabrik obat-obatan; untuk menghilangkan bakteri di udara, kotoran, dan mengarahkan produk.
7. Produk fotografi; bahan fotografi akan mudah rusak pada temperatur dan kelembaban tinggi, dan bahan pelapis film memerlukan pengendalian temperatur secara hati-hati. Film-film yang telah diproses harus disimpan dalam kelembaban rendah.
8. Peternakan; untuk memelihara unggas pada musim panas pada kondisi dingin akan menaikkan berat atau produksi secara efisien.

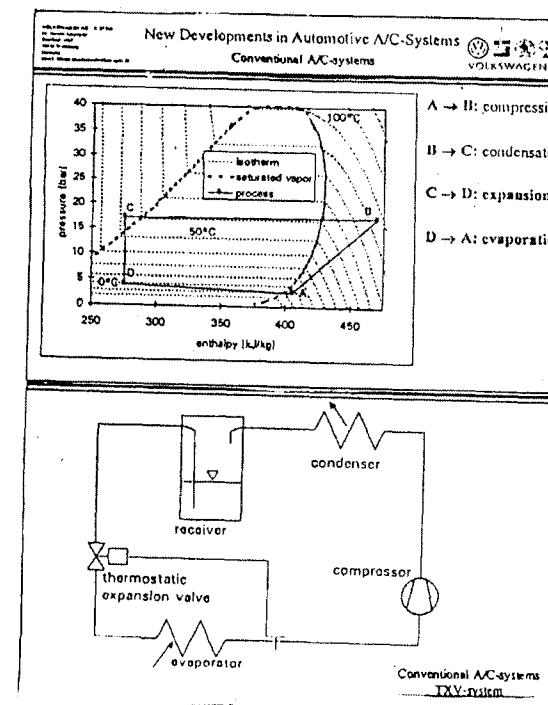
### 6.2.2 Pesawat Pengondisian Udara untuk Kenyamanan

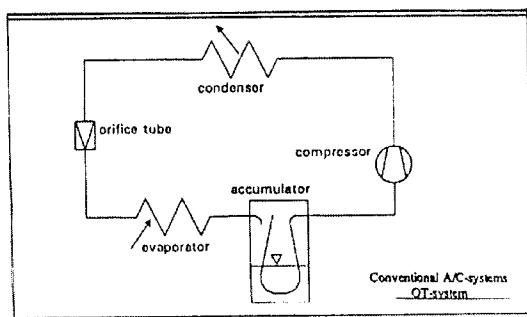
1. Tempat tinggal; dipasang di rumah-rumah.
2. Restoran dan tempat hiburan; dipasang di rumah makan, teater, diskotik, dan lain-lain.

3. Tempat perbelanjaan; di pasang di toko-toko untuk membuat konsumen betah dan nyaman berbelanja.
4. Gedung besar; dipasang di kantor-kantor, hotel, apartemen, rumah sakit.
5. Transportasi; AC adalah peralatan standar yang dipasang pada kereta api dan bus, kapal laut, kendaraan pribadi, bahkan pesawat terbang.
6. Tempat kerja; pabrik-pabrik, ruang gambar, dan tempat kerja yang berisi banyak orang sebaiknya dilengkapi AC untuk meningkatkan produktivitas.

### 6.2.3 Prinsip Kerja Pengondisi Udara

Prinsip kerja pengondisi udara adalah sama dengan mesin pendingin, yaitu berdasar siklus kompresi uap. Yang membedakan adalah udara yang dinginkan sebagai beban melewati evaporator memasuki ruangan pada kondisi temperatur yang lebih tinggi daripada mesin pendingin. Peralatan yang digunakan adalah sama.



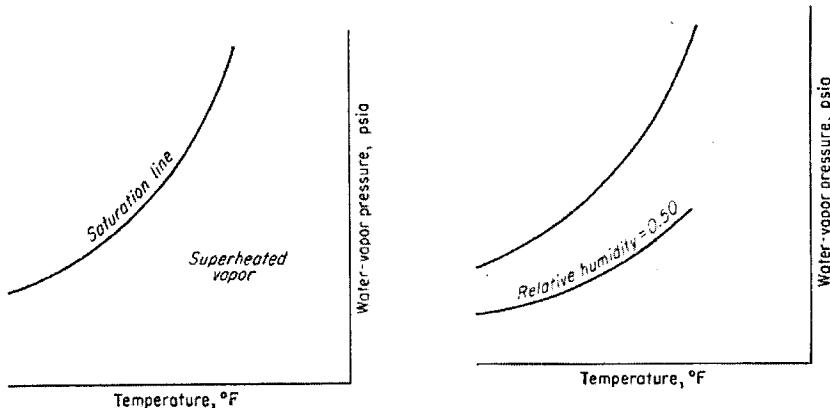


Gambar 6.19 Diagram P-h dan sistem AC konvensional

#### 6.2.4 Diagram Psychrometric

*Psychrometric* mempelajari sifat-sifat campuran udara dan uap air. Psychrometric adalah penting sebab udara atmosfer tidak kering sempurna tetapi merupakan campuran udara dan uap air.

*Garis jenuh*; koordinat diagram psychrometric adalah tekanan uap air sebagai ordinat dan temperatur campuran uap-udara sebagai absis. Garis jenuh digambarkan pada Gambar 6.20 berikut:



Gambar 6.20 Garis jenuh

Bila tekanan atmosfer  $P$  adalah jumlah tekanan parsial udara kering,  $P_a$ , dan tekanan parsial uap-air,

$$P = P_a + P_v$$

6.4

Gambar 6.21 Garis kelembaban relatif

Kelembaban relatif (*relative humidity*),  $\phi$ , didefinisikan sebagai:

$$\phi = \frac{\text{tekanan parsial uap - air yang ada}}{\text{tekanan jenuh air pada temperatur yang sama}}$$

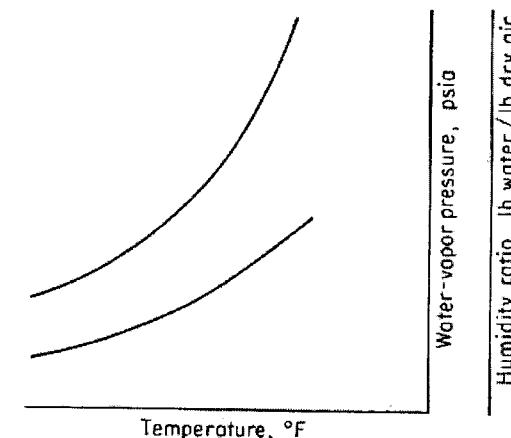
Jadi

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v}{P_g} \quad 6.5$$

di mana:

$P_g$  : adalah tekanan jenuh air pada temperatur udara

$m_g$  : adalah massa uap air maksimum yang terdapat di udara pada temperatur udara tersebut (*dry bulb temperature*).



Gambar 6.22 Humidity ratio dalam koordinat lain

*Humidity ratio (specific humidity)*,  $\omega$ , adalah berat air yang terdapat pada tiap pound udara kering.

$$\omega = \frac{\text{lb uap air}}{\text{lb udara kering}} = \frac{m_v}{m_a} = \frac{144 P_v V / R_v T}{144 P_a V / R_a T} = \frac{P_v / R_v}{(P - P_a) / R_a} \quad 6.6$$

di mana:

$V$  = volume sembarang campuran air-udara,  $\text{ft}^3$

$P$  = tekanan atmosfer =  $P_a + P_v$ , Psia

$P_a$  = tekanan parsial udara kering, Psia

$R_v$  = konstanta gas uap-air = 85.9 ft. Lb/lb R

$R_a$  = konstanta gas udara-kering = 53.35 ft-lb/lb R

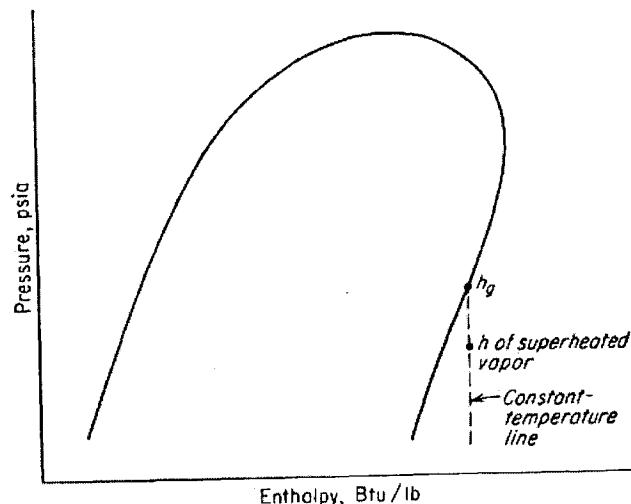
T = temperatur mutlak campuran air-udara, R

Substitusi nilai  $R_w$  dan  $R_a$  dalam persamaan di atas:

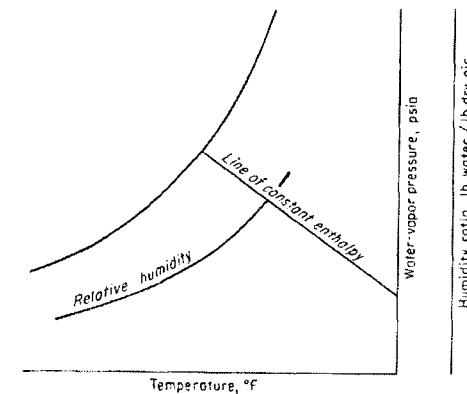
$$\omega = 0.622 \frac{P_v}{P} = 0.622 \frac{P_v}{P_a + P_v} \quad 6.7$$

*Entalpi.* Entalpi campuran udara kering dan uap cair adalah jumlah entalpi udara kering dan entalpi uap air:

$$h = h_a + w h_v = c_p t + w h_v \quad 6.8$$



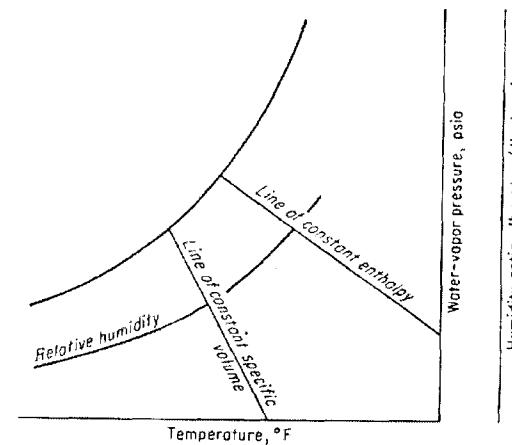
Gambar 6.23 Ketergantungan entalpi uap air superpanas pada temperatur



Gambar 6.24 Garis entalpi konstan

*Volume jenis.* Untuk menghitung volume jenis digunakan persamaan gas ideal:

$$v = \frac{R_a T}{144 P_a} = \frac{R_a T}{144(P - P_v)} \quad 6.9$$



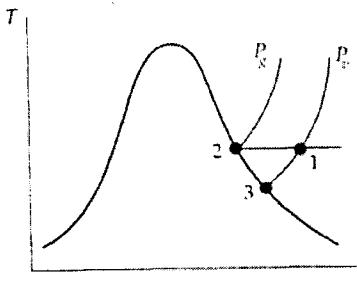
Gambar 6.25 Garis volume jenis konstan

*Dew point temperature*,  $T_{dp}$ , adalah temperatur di mana kondensasi dimulai.

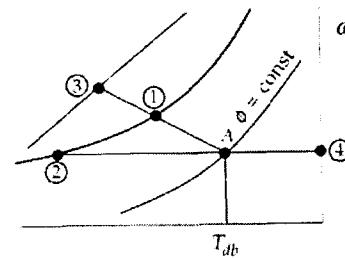
*Wet-bulb temperature*,  $T_{wb}$ , adalah temperatur yang ditunjukkan termometer yang telah dibasahi yang padanya udara mengalir.

Pada diagram T-s di bawah (Gambar 6.26)  $T_1 = T_2 = T_{db}$ ,  $T_3 = T_{dp}$ , dan  $T_{wb}$  akan berada di antara  $T_2$  dan  $T_3$ .

Harga-harga  $T_{db}$ ,  $T_{dp}$ ,  $T_{wb}$ ,  $w$ ,  $\phi$ , dan  $h$  dapat langsung dibaca dari diagram psychrometric sehingga persamaan di atas tidak diperlukan dalam kebanyakan persoalan tentang air conditioner. Pertimbangkan tingkat keadaan A pada diagram psychrometric yang ditentukan oleh  $T_{db}$  dan  $\phi$ . Akan dapat dibaca  $T_{wb}$  pada 1,  $T_{dp}$  pada 2,  $h$  pada 3, dan  $\omega$  pada 4.



Gambar 6.26 Uap air



Gambar 6.27 Psychrometric chart

Diagram psychrometric selengkapnya dapat dilihat pada Gambar 3 dalam lampiran.

#### Contoh 6.2

Diperlukan untuk mengondisikan udara bertemperatur 35°C, kelembaban 80%, ke temperatur 24°C dan kelembaban 50%. Bila 1000 m<sup>3</sup>/menit udara dikondisikan, berapa energi yang diperlukan pada proses pendinginan, dan berapa pada proses pemanasan?

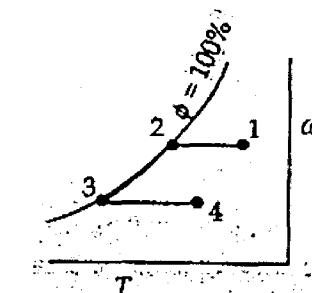
#### Penyelesaian:

Untuk menurunkan kandungan uap-air dalam udara harus didinginkan dari 1 ke 2 (lihat Gambar 6.29) pada  $\omega = \text{konstan}$  kemudian hilangkan air dengan mendinginkannya ke 3 (sepanjang garis kelembaban 100%).

Dalam proses:

$$\dot{Q}_{cool} = m \Delta h = \frac{100}{60} \rho_a (h_1 - h_3) + h_f (\omega_1 - \omega_3), h(\omega_1 - \omega_2) \text{ diabaikan}$$

$$= \frac{100}{60} \frac{1}{0.913} (105 - 37) = 124 \text{ kJ/s}$$



Gambar 6.28 Proses dari soal di atas

Pemanasan terjadi dari 3 ke 4 pada  $\omega = \text{konstan}$

$$Q_{heat} = m(h_4 - h_3) = \frac{100}{60} \frac{1}{0.913} (48 - 37) = 18.3 \text{ kJ/s}$$

### 6.3 PERHITUNGAN BEBAN PENDINGINAN

Perhitungan yang tepat dari AC atau pendingin adalah penting dalam perancangan sistem. Kadang-kadang muncul kesalahan dalam perhitungan beban pendinginan sebab ada sumber beban yang tidak ikut dihitung. Berikut ini akan dibahas sumber utama beban.

#### 6.3.1 Beban Produk

Mempertahankan produk pada temperatur rendah merupakan beban dari produk dan biasanya digunakan untuk:

1. menurunkan temperatur,
2. membekukan cairan,
3. membebaskan panas reaksi,
4. kondensasi produk uap.

Besar beban tersebut adalah:

$$\dot{Q} = m (c_{mean}) (t_1 - t_2) \quad 6.10$$

di mana:

$\dot{Q}$  = beban pendinginan, Btu/jam

$m$  = massa produk, lb/jam

$c$  = panas jenis produk, Btu/lb °F

$t_i$  = temperatur awal produk, °F

$t_2$  = temperatur akhir produk, °F

### 6.3.2 Transmisi Panas

Transmisi yang menjadi beban adalah konduksi melalui dinding, atap, lantai, pintu, saluran, dan perpipaan. Bila kondisi tunak:

$$\dot{Q} = UA (t_0 - t_i) \quad 6.11$$

di mana:

$\dot{Q}$  = laju perpindahan panas, Btu/jam

$U$  = koefisien perpindahan panas menyeluruh, Btu/hr ft<sup>2</sup> °F

$A$  = luas perpindahan panas, ft<sup>2</sup>

$t_0$  = temperatur udara rata-rata, °F

$t_i$  = temperatur udara yang didinginkan, °F

Bila kondisi tak-stedi:

$\dot{Q} = UA (\text{total equivalent temperature differential})$

Besarnya *total equivalent temperature differential* telah ditabelkan.

### 6.3.3 Beban Pekerja (*Occupants*)

Beban ini merupakan panas sensibel yang diberikan oleh orang. Besarnya telah ditabelkan untuk berbagai aktivitas.

### 6.3.4 Peralatan Elektrik

Beban elektrik berasal dari lampu, motor dan yang lain. Panas yang diberikan oleh lampu adalah:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= (\text{rating of fixtures, Watts}) \times (\text{use factor}) \times (\text{allowance factor}) \\ &\times (3.41 \text{ Btu/watt}) \end{aligned} \quad 6.12$$

### 6.3.5 Infiltrasi

Beban ini berasal dari pertukaran udara yang telah terkondisi dengan udara luar ketika pintu atau jendela atau crack yang terbuka. Besarnya diberikan oleh:

$$\dot{Q} = V\rho c (t_0 - t_i) \quad 6.13$$

di mana:

$\dot{Q}$  = panas sensibel (beban), Btu/jam

$V$  = laju infiltrasi udara, ft<sup>3</sup>/jam

$c$  = panas jenis udara = 0.245 Btu/lb °F

$\rho$  = massa jenis udara, lb/ft<sup>3</sup>

### 6.3.6 Ventilasi

Beban berasal dari pergantian udara terkondisi dengan udara luar. Besarnya sama dengan infiltrasi tetapi telah ditentukan (ditabelkan).

### 6.3.7 Beban Laten

Beban ini berasal dari manusia, udara infiltrasi, ventilasi udara dan uap air yang berasal dari peralatan memasak. Beban latent karena peralatan masak tergantung pada cara bekerja dan ukurannya dan hal ini telah ditabelkan.

### 6.3.8 Transmisi Melalui Kaca

Beban yang ditransmisikan oleh jendela ada dalam dua bentuk:

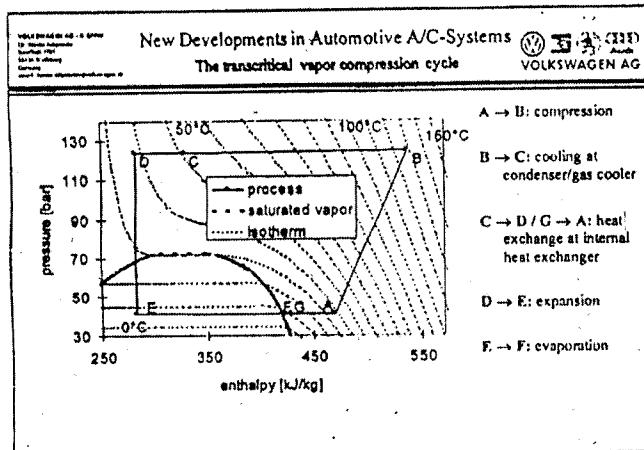
1. panas yang berasal dari radiasi langsung ke bangunan (telah ditabelkan),

2. panas yang masuk bangunan karena temperatur bagian dalam jendela lebih besar daripada ruang yang didinginkan (telah ditabelkan).

### 6.3.9 Sumber lain

Beban dari sumber lain disebabkan oleh kondisi yang tidak biasa.

## 6.4 PENGARUH REFRIGERAN TERHADAP LINGKUNGAN



Gambar 6.29 Siklus kompresi uap transkritikal

Akhir-akhir ini refrigeran yang mengandung CFC dibatasi pemakaianya, karena sifatnya yang dapat merusak lapisan ozon di atmosfer. Suatu saat pasti tidak boleh dipakai. Untuk mengatasi hal itu, pemakaian refrigeran yang ramah lingkungan sangat dianjurkan.  $\text{CO}_2$  dapat dipakai untuk keperluan itu dan bekerja pada daerah superkritis, Gambar 6.29, karena  $\text{CO}_2$  berbentuk gas pada kondisi atmosfer.

## 6.5 PERTANYAAN DAN LATIHAN SOAL

1. Jelaskan dan lengkapi dengan model sistem dan model proses siklus kompresi uap standar!
2. Jelaskan mengapa terjadi siklus kompresi uap aktual. Gambarkan model prosesnya!

3. Sebutkan peralatan utama sistem pendingin dan sebutkan masing-masing fungsinya!
4. Suatu siklus kompresi uap menggunakan 15 ton refrigerant (R12) beroperasi pada temperatur kondensasi  $95^{\circ}\text{F}$ . Entalpi masuk evaporator 29,9 Btu/lb, entalpi masuk kompresor 79,4 Btu/lb, entalpi keluar kompresor 88,8 Btu/lb. Tentukan:
  - a. Diagram P-h
  - b. Efek refrigerasi.
  - c. Laju refrigeran yang disirkulasikan.
  - d. Kerja kompresor.
  - e. COP.
  - f. Power per ton.

## DAFTAR PUSTAKA

1. ASHRAE Handbook CD. *Fundamentals: Chapter 18*, American Society of Heating, Refrigerating, Air-Conditioning Engineers Inc., Atlanta, 1997.
2. Baroto, A.  *$\text{CO}_2$  as Refrigerant*, Makalah Kuliah Tamu di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, 2000.
3. Danfoss Industries PTE LTD. *Katup Ekspansi Termostatik*.
4. Potter, Merle C. *Principle and Practice of Mechanical Engineering*, Great Lakes Press Inc., Grover, 1998.
5. Stoecker, W. F. *Refrigeration And Air Conditioning*, Tata McGraw-Hill Co. LTD., New Delhi, 1980.

-oo0oo-

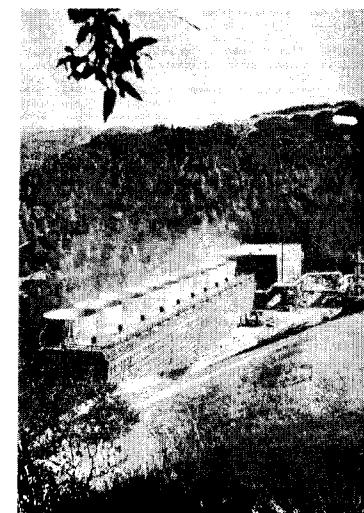
# **BAB 7**

## **MESIN KONVERSI ENERGI NON-KONVENTSIONAL**

### **7.1 SISTEM PEMBANGKIT TENAGA PANAS BUMI**

Energi geotermal adalah energi yang berasal dari perut bumi. Pada lebih dari 2000 tahun yang lalu uap alam yang disemburkan dari bumi hanya digunakan untuk terapi. Ladang uap yang sekarang disebut Larderello, di selatan Florence, merupakan awal sejarah pusat pembangkit listrik.

Di Amerika Serikat, ladang geotermal ditemukan tahun 1847 oleh Bell Elliot, yang sekarang disebut *geyser*, dan menjadi objek wisata. Dari geyser itu uap dihembuskan lewat celah bumi secara kontinu, yang disebut *fumarole*.



**Gambar 7.1 Unit No. 14 109 MW dari Geyser**

Penggunaan uap geothermal sebagai pembangkit tenaga listrik dilakukan pada tahun 1904 di Larderello. Baru pada tahun 1912, dengan kondensasi turbin, dan pada tahun 1914, dapat membangkitkan 8,5 MW. Pada tahun 1944 Larderello memproduksi 127 MW. Pembangkit ini rusak pada akhir Perang Dunia II, tetapi dibangun lagi mencapai 360 MW pada tahun 1981.

Selain di Amerika Serikat, pembangkit listrik jenis ini juga terdapat di New Zealand, Jepang, Mexico, Phillipina, Russia, Iceland, dan Indonesia.

### 7.1.1 Asal-usul dan Jenis Geothermal

Energi geothermal adalah energi panas yang diambil dari dalam bumi. Energi ini diperoleh dalam bentuk uap atau air panas.

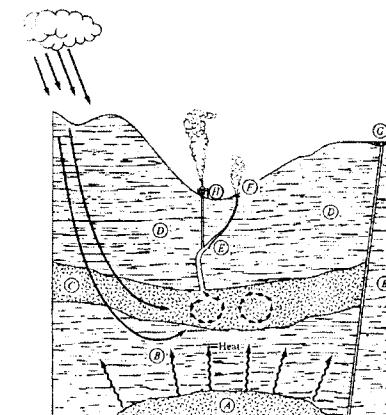
Bumi terbuat dari sejumlah massa cair dan gas, 5 sampai 10 persen darinya adalah uap. Saat fluida mendingin, dengan hilangnya panas pada permukaan, bagian terluar menjadi padat dan uap terkondensasi menjadi laut dan danau. Bagian padat sekarang tebalnya kira-kira 20 mil (32 Km). Di bawahnya ada massa leleh, yang disebut magma, yang masih dalam proses pendinginan.

Saat terjadi gempa bumi *lenozoil* menyebabkan magma mendekati permukaan bumi dan beberapa tempat retakan padatan terbuka. Magma panas yang mendekati permukaan bumi menyebabkan terjadinya gunung berapi aktif dan *hot springs* dan *geyser*. Kejadian ini juga menyebabkan uap tersebar melalui celah tersebut.

Gambar 7.2 memperlihatkan ladang geothermal. Magma panas dekat permukaan (A) membeku menjadi batu-batuhan keras (B). Panas magma dikonduksikan ke atas melalui batu-batuhan ini. Air tanah yang jatuh ke bawah melalui celah akan terpanasi atau tercampur dengan gas panas dan uap yang berasal dari magma. Air panas ini akan naik secara konveksi, masuk ke dalam penampung berpori dan dapat tembus (C) di atas batuan. Reservoir ini tertutup lapisan batu padat yang tak dapat ditembus (D).

Namun batuan padat ini mempunyai celah (E) yang berfungsi sebagai ventilasi dari ketel besar dari perut bumi. Ventilasi itu terlihat sebagai geyser, fumaroles (F), atau hot springs (G). Sebuah sumur (H) dibuat untuk memperoleh uap dari celah untuk digunakan sebagai pembangkit tenaga geothermal.

Dari sini dapat dilihat bahwa uap geothermal ada dua jenis, yaitu yang berasal dari magma, yang disebut *uap magmatik*, dan yang berasal dari air tanah yang dipanasi magma, disebut *uap meteorik*. Yang terakhir merupakan sumber terbesar uap geothermal.



**Gambar 7.2 Tipikal ladang geothermal**

Tidak semua sumber geothermal menghasilkan uap. Beberapa di antaranya bertemperatur rendah sehingga hanya berupa air panas. Beberapa tidak menerima air tanah dan hanya mengandung batu panas. Sumber geothermal dapat dibedakan menjadi tiga jenis: (1) hidrotermal, (2) *geopressured*, dan (3) petrotermal.

### 7.1.2 Sistem Hidrotermal

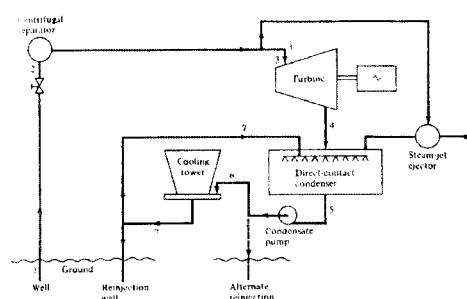
Di dalam sistem ini air dipanaskan dengan cara kontak langsung dengan batu panas, seperti dijelaskan di atas. Sistem hidrotermal dibedakan menjadi: (1) *vapor-dominated*, dan (2) *liquid-dominated system*.

#### 7.1.2.1 Vapor-Dominated System

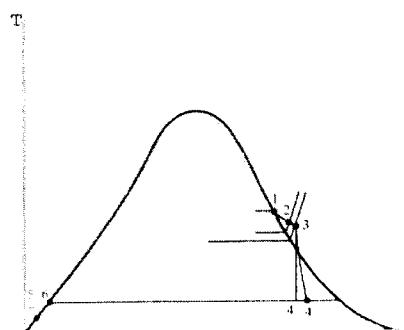
Dalam sistem ini air diuapkan dan mencapai permukaan dalam kondisi relatif kering, yaitu 400°F (205°C) dan kadang melebihi 100 Psig (8 bar). Uap ini sangat cocok untuk pembangkit tenaga listrik, dengan biaya terkecil. Namun sistem ini mengalami beberapa masalah seperti yang muncul pada sistem geothermal, seperti adanya gas korosif dan material erosif dan masalah lingkungan. *Vapor dominated system* jarang adanya. Hanya ada lima yang diketahui di dunia sampai saat ini.

*Vapor dominated-system* adalah bentuk yang paling jarang dari energi geothermal tetapi paling sesuai untuk pembangkit listrik dan paling sering dikembangkan dari semua sistem geothermal. Sistem ini mempunyai biaya terendah dan paling sedikit menimbulkan masalah serius.

Gambar 7.3 dan 7.4 adalah skema model sistem dan model proses sistem pembangkit tenaga *vapor-dominated*. Uap kering dari sumur (1) pada sekitar 400°F (200°C) digunakan. Uap ini mendekati jenuh pada dasar sumur dan tekanan sampai sekitar 500 Psia (~35 bar). Penurunan tekanan melalui sumur menyebabkannya menjadi mengalami sedikit panas lanjut pada bagian atas sumur (2). Tekanan di sini jarang melebihi 100 Psia (~7 bar). Uap ini kemudian menuju *centrifugal separator* untuk menghilangkan material tertentu dan kemudian memasuki turbin setelah mengalami penurunan tekanan tambahan (3). Proses 1-2 dan 2-3 adalah proses *throttling* pada entalpi konstan. Uap kemudian berekspansi dalam turbin dan memasuki kondensor pada 4.



Gambar 7.3 Skema model proses pembangkit tenaga *vapor-dominated*



Gambar 7.4 Diagram T-s siklus Gambar 6.3

Karena aliran dari turbin tidak dikembalikan ke siklus tetapi diinjeksikan kembali ke bumi, kondensor kontak langsung tekanan barometrik atau jenis yang lebih rendah dapat digunakan. Kondensor kontak langsung lebih efektif dan lebih murah daripada kondensor jenis permukaan. Uap keluar turbin pada 4 bercampur dengan air pendingin (7) yang datang dari menara pendingin. Campuran dari (7) dan (4) adalah air jenuh yang dipompa ke menara pendingin (6). Sebagian besar dari air dingin 7 disirkulasikan kembali ke kondensor. Keseimbangan, yang biasanya dikembalikan ke siklus pada pembangkit konvensional, diinjeksikan kembali ke bumi baik sebelum atau sesudah menara pendingin. Laju aliran massa yang diinjeksikan kembali ke tanah adalah lebih kecil daripada asalnya dari sumur karena kerugian-kerugian dalam *centrifugal separator*, *steam jet ejector*, pengujian, *drift* dan *blowdown* dalam menara pendingin, dan berbagai kerugian lain. Tidak diperlukan air pengujian dalam sistem ini.

### Contoh 7.1

Suatu *vapor-dominated system* 100 MW seperti Gambar 7.3 dan 7.4 menggunakan uap jenuh dari sumur dengan tekanan 400 Psia. Uap memasuki turbin pada 80 Psia dan kondensor pada 2 Psia. Efisiensi politropik turbin 0,82 dan kombinasi efisiensi mekanis dan elektrik turbin-generator adalah 0,9. Keluaran menara pendingin pada 70°F. Hitung aliran uap yang diperlukan, lbm/jam dan ft<sup>3</sup>/menit; aliran air pendingin, lbm/jam; efisiensi pembangkit tenaga dan laju panas, Btu/kW-jam, bila injeksi kembali terjadi sebelum menara pendingin.

### Penyelesaian:

Dengan mengacu Gambar 7.3 dan 7.4 dan tabel uap atau diagram Mollier (Gambar 1b pada lampiran):

$$h_1 = h_g \text{ pada } 400 \text{ Psia} = 1204,6 \text{ Btu/lbm}$$

$$h_3 \text{ pada } 80 \text{ Psia} = h_1 = 1204,6 \text{ Btu/lbm}$$

Jadi:

$$T_3 = 350^\circ\text{F} \text{ (panas lanjut)}$$

$$s_1 = 1,6473 \text{ Btu/(lbm.R)}$$

$$v_1 = 5,801 \text{ ft}^3/\text{lbm}$$

$$s_{4s} \text{ pada } 2 \text{ Psia} = s_1 - 1,6473 - 0,1750 + x_{4s}(1,7450)$$

Selanjutnya:

$$x_{4s} = 0,8437$$

$$h_{4s} = 94,03 + 0,8437 (1022,1) = 956,4 \text{ Btu/lbm}$$

$$\text{Kerja turbin isentropik } h_3 - h_{4s} = 1204,6 - 956,4 = 248,2 \text{ Btu/lbm}$$

$$\text{Kerja turbin aktual} = 0,82 \times 248,2 = 203,5 \text{ Btu/lbm}$$

$$h_4 = 1204,6 - 203,5 = 1001,1 \text{ Btu/lbm}$$

$$h_{5,6} (\text{dengan mengabaikan kerja pompa}) = 94,03 \text{ Btu/lbm}$$

$$h_7 = h_f \text{ pada } 70^\circ\text{F} = 38,05 \text{ Btu/lbm}$$

$$\text{Aliran massa uap turbin} = \frac{100,3 \cdot 412 \cdot 10^6}{203,5 \cdot 0,9} = 1,863 \times 10^6 \text{ lbm/jam}$$

$$\text{Aliran volume uap turbin} = \frac{1,863 \times 10^6 \cdot v_3}{60} = 1,8 \times 10^5 \text{ ft}^3/\text{menit}$$

$$\text{Aliran air pendingin, } \dot{m}_7 : \dot{m}_7 (h_5 - h_7) = \dot{m}_4 (h_4 - h_5)$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} \dot{m}_7 &= \frac{101,1 - 94,03}{94,03 - 38,05} \dot{m}_4 = 16,2 \dot{m}_4 = 16,2 \cdot 1,863 \times 10^6 \\ &= 30,187 \times 10^6 \text{ lbm/jam} \end{aligned}$$

$$\text{Panas yang ditambahkan} = h_1 - h_6 = 1204,6 - 94,03 = 1110,57 \text{ Btu/lbm}$$

$$\text{Efisiensi pembangkit tenaga} = \frac{203,5 \cdot 0,9}{1110,57} = 0,1649 = 16,49\%$$

$$\text{Laju panas pembangkit tenaga} = \frac{3412}{0,1649} = 20690 \text{ Btu/kW-jam}$$

### 7.1.2.2 Liquid-Dominated System

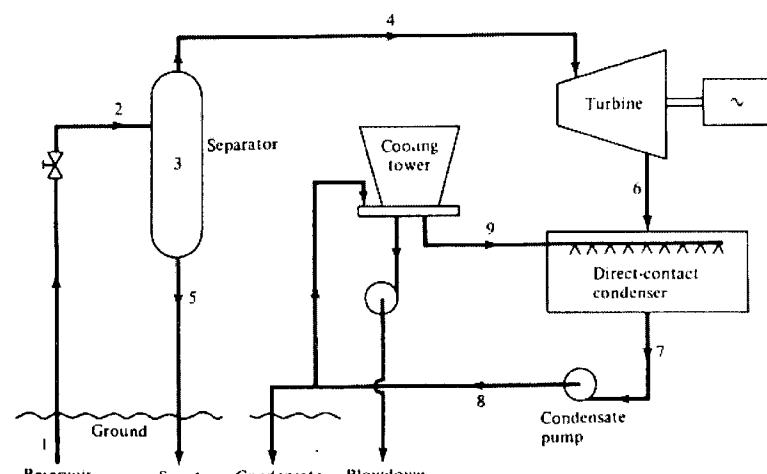
Dalam sistem ini air panas bersirkulasi dan terjebak di dalam tanah pada kisaran temperatur 350-600°F (174-315°C). Bila dibuatkan sumur, air akan mengalir secara alami atau dengan pemompaan ke permukaan. Penurunan tekanan, biasanya 100 Psig (8 bar) atau lebih kecil bila disemburkan menjadi

campuran dua fasa yang berkualitas rendah, yaitu *liquid dominated* yang mengandung padatan terlarut dengan konsentrasi relatif tinggi dengan rentang antara 3000-25000 ppm, kadang lebih.

Sistem untuk mengonversi *liquid-dominated* menjadi kerja yang berguna juga bervariasi, tergantung pada variabel tersebut. Metode yang sudah ada adalah: (1) *flashed-steam system*, cocok untuk air dalam rentang temperatur tinggi, (2) *binary-cycle system*, cocok untuk air bertemperatur menengah. Dan metode ketiga (3), disebut *total flow system* - masih dalam pengembangan.

#### 7.1.2.2.1 Flashed-Steam System

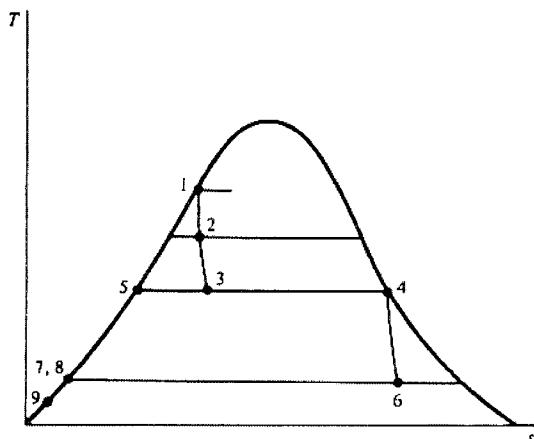
Sistem ini disediakan untuk air dalam rentang temperatur yang lebih tinggi, seperti diilustrasikan pada model sistem dan T-s pada Gambar 7.5 dan 7.6. Air dari reservoir di bawah tanah pada 1 mencapai atas sumur pada 2 pada tekanan yang lebih rendah. Proses 1-2 adalah proses *throttling* entalpi konstan yang menghasilkan campuran dua fasa dengan kualitas rendah pada 2. Campuran itu selanjutnya di-*throttling* lagi dalam separator yang masih menghasilkan kualitas rendah pada 3, tetapi sedikit lebih tinggi kualitasnya dibanding 2. Campuran ini sekarang dipisah menjadi uap jenuh kering pada 4 dan air garam jenuh pada 5.



Gambar 7.5 Skematis sistem liquid-dominated single-flash

Uap kering, yang merupakan fraksi kecil dari keluaran sumur (karena kualitas rendah di 3) biasanya memiliki tekanan di bawah 100 Psig (8 bar) kemudian diekspansikan dalam turbin ke 6 dan tercampur air pendingin dalam kondensor kontak langsung menjadi 7 menuju menara pendingin dengan cara yang sama dengan pada sistem vapor dominated. Keseimbangan dari kondensat setelah pendinginan air adalah mensirkulasikan kembali ke kondensor dan menginjeksikan ke dalam tanah.

Sistem ini banyak digunakan di Jepang, New Zealand, Italia, Meksiko. Contohnya adalah Onuma Plant (10 MW) di Akita Prefecture di Utara Houshu, yang telah beroperasi sejak 1973. Di pembangkit ini uap masuk turbin pada 127°C, 2,45 bar (661°F, 35,6 Psia).

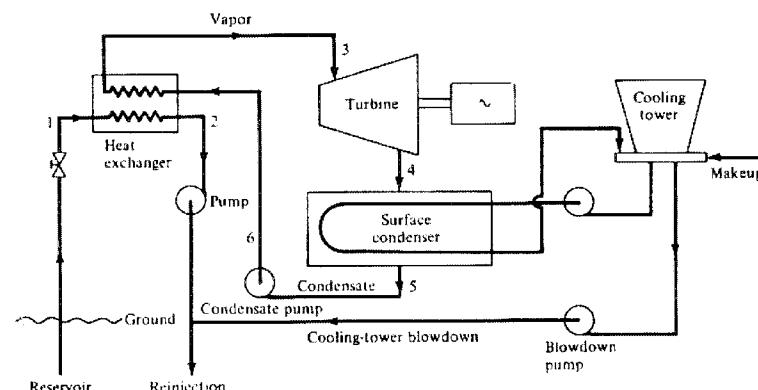


Gambar 7.6 Diagram T-s siklus gambar 7.5

#### 7.1.2.2 Binary Cycle

Sekitar 50 persen air hidrotermal adalah dalam rentang temperatur menengah 300 sampai 400°F (~150 sampai 205°C). Bila digunakan dalam sistem *flashed-steam*, air harus *di-throttling* turun sampai tekanan rendah tertentu yang mengakibatkan aliran dengan volume jenis yang sangat besar dan bahkan efisiensi siklus yang lebih rendah. Air, di samping digunakan sebagai sumber panas, juga digunakan untuk siklus tertutup sistem pembangkit tenaga yang memakai fluida kerja yang mempunyai karakteristik tekanan-temperatur-volume yang sesuai. Fluida kerja itu adalah bahan organik dengan titik didih rendah, seperti isobutana (*2-methyl propane*)  $C_4H_{10}$  (titik

didih normal pada satu atmosfer: 14°F, -10°C), Freon 12 (titik didih normal: -21,6°F, -29,8°C), amoniak, atau propana. Fluida kerja akan beroperasi pada tekanan yang lebih tinggi, yang berhubungan dengan sumber air dan temperatur pembuangan panas (*heat sink*).



Gambar 7.7 Skema model sistem liquid-dominated binary-cycle

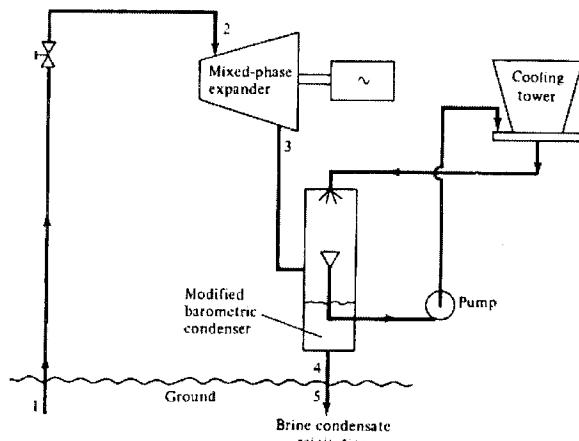
Gambar 7.7 menunjukkan skema model sistem dari *binary-cycle*. Air panas atau garam dari reservoir bawah tanah bersirkulasi melalui suatu penukar panas dan dipompa kembali ke tanah. Dalam penukar panas, air memindahkan panasnya ke fluida organik dan kemudian mengonversikannya menjadi uap panas lanjut yang digunakan dalam siklus tertutup rankine standar. Uap menggerakkan turbin dan dikondensasikan dalam kondensor permukaan; kondensat dipompa kembali ke penukar panas. Kondensor dinginkan oleh air dari sumber alam, bila tersedia, atau sistem sirkulasi menara pendingin. Blowdown dari menara dapat diinjeksikan kembali ke tanah dengan air dingin. Namun air pengumpan menara pendingin harus disediakan.

Binary-cycle tidak mengalami korosi pada komponen siklus, seperti turbin dan kondensor. Permasalahannya hanya pada selubung sumur dan penukar panas. Penukar panasnya adalah selongsong dan buluh sehingga persinggungan antara air dengan fluida kerja tidak ada.

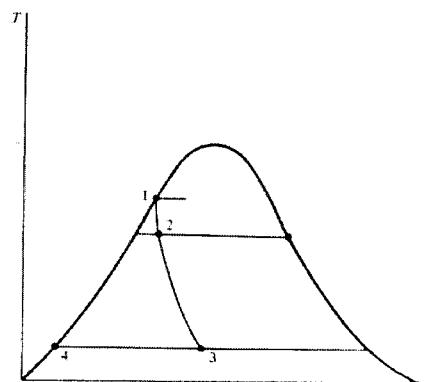
#### 7.1.2.3 Total Flow Concept

Dalam *flashed-steam* system, sebagian energi berguna dikeluarkan bersama garam yang dipisahkan tanpa memperhatikan berapa banyak tingkat pemisahan yang digunakan. Dengan demikian secara termodinamika

ekspansi langsung fluida dari bagian atas sumur ke kondensor mempunyai kemampuan mengonversikan sebagian besar fraksi energi yang tersedia dalam fluida menjadi kerja mekanis. Ini berarti seluruh aliran dari atas sumur diekspansikan ke tekanan kondensor sehingga dinamakan *total flow concept*. Dalam pelaksanaannya, konsep ini sederhana, dapat dilihat dari Gambar 7.8. Air garam panas dari sumur pada 1 di-throttle ke 2, di mana air ini akan menjadi campuran dua fasa dengan kualitas rendah. Tanpa memisahkan kedua fasa pada titik ini, aliran penuh diekspansikan ke 3, dikondensasi ke 4, dan diinjeksikan kembali pada 5.



Gambar 7.8 Skema model sistem liquid-dominated total flow concept



Gambar 7.9 Diagram T-s proses pada Gambar 6.8

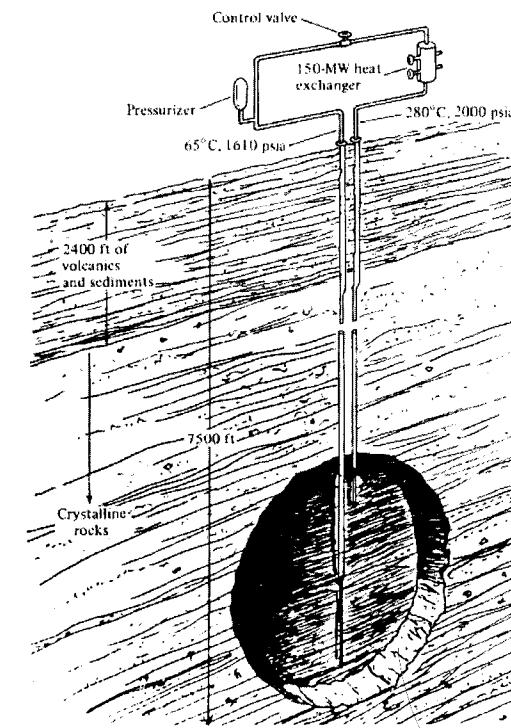
### 7.1.3 Geopressured System

Sistem ini memakai sumber air atau air garam yang telah dipanaskan seperti air hidrotermal, hanya saja *geopressured water* terjebak jauh lebih dalam, ada pada kedalaman 8000-30.000 ft.

### 7.1.4 Petrothermal System

Sistem ini terdiri dari *hot dry rock* (HDR) tetapi bukan air bawah tanah. Energi termal dari HDR diambil dengan memompakan air melalui sumur yang dilubangi ke bagian bawah batuan. Air bergerak melalui retakan, mengambil panas, kemudian dinaikkan melalui sumur lain yang telah dibuat ke atas bagian batuan dan akhirnya kembali ke permukaan.

Di permukaan air panas ini digunakan pembangkit untuk memproduksi listrik. Gambar 7.10 menunjukkan konsep petrotermal yang diteliti oleh Laboratorium Ilmu Pengetahuan Los Alamos.



Gambar 7.10 Ekstraksi energi petrothermal

## 7.2 ENERGI SURYA

Sejarah peradaban manusia mencatat bahwa tenaga surya sangat berpengaruh terhadap segala aspek kehidupan manusia dan lingkungan sejak awal kehidupan di dunia ini.

Ribuan tahun yang silam radiasi surya dapat menghasilkan bahan bakar fosil yang kita kenal sekarang sebagai minyak bumi dan sangat bermanfaat bagi manusia, juga bagi irigasi dan sumber tenaga listrik. Radiasi matahari juga sangat berpengaruh terhadap proses fotosintesis yang merupakan dasar dari proses pertumbuhan segala jenis tumbuhan yang ada di dunia ini.

Matahari dapat pula menimbulkan energi gelombang lautan, energi petir dan energi angin.

### 7.2.1 Terjadinya Matahari

Teori yang sangat populer sampai saat ini yang masih diterima oleh para ahli tentang proses terjadinya matahari adalah bahwa matahari terbentuk dari kumpulan awan gas yang didominasi oleh gas hidrogen. Tingkat awal dari perkembangan bentuk matahari adalah akibat dari adanya proses kontraksi gravitasi dari partikel-partikel gas hidrogen. Terjadinya kontraksi gravitasi dari awan hidrogen tersebut menimbulkan benturan-benturan yang cukup dahsyat dari masing-masing partikel yang mengakibatkan timbulnya kenaikan panas yang cukup tinggi dan berfusi dengan inti hidrogen melepaskan energi. Proses fusi inti hidrogen tersebut menghasilkan unsur-unsur atom helium.

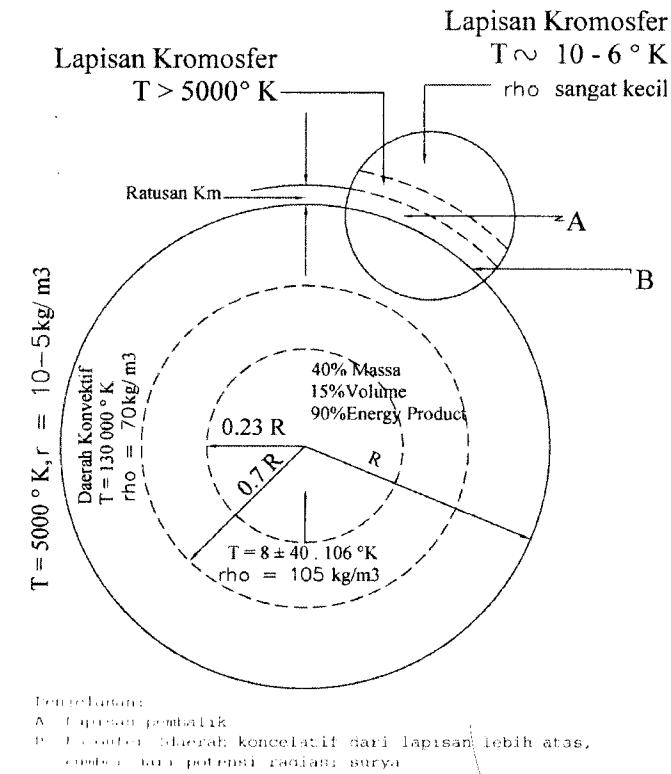
Massa dari atom helium yang terjadi beratnya lebih kecil daripada berat atom hidrogen aslinya, karena sebagian massa telah diubah menjadi energi dalam proses reaksi inti hidrogen. Hasil pembebasan energi memberikan perlawan pada setiap proses pembentukan kontraksi gravitasi dari partikel-partikel hidrogen berikutnya. Reaksi fusi pertama dari awan hidrogen merupakan awal dari terjadinya matahari.

### 7.2.2 Temperatur Matahari

Matahari adalah suatu bola dari awan gas dengan suhu yang amat sangat panas. Diameter bola matahari adalah  $1,39 \times 10^6$  kilometer, sedang jauh rata-rata dengan bumi adalah  $1,5 \times 10^8$  kilometer.

Matahari berputar pada sumbunya dengan kecepatan sekali putar dalam empat minggu. Karena matahari terdiri dari kumpulan awan gas dan tidak solid maka bagian ekuatorialnya berputar sekali dalam 27 hari sedang kutub-kutubnya berputar sekali dalam 30 hari. Suhu efektif pada permukaan besarnya 5760 K. Sedang pada inti temperaturnya dapat mencapai lebih kurang  $8 \times 10^6$  sampai dengan  $40 \times 10^6$  K.

Gambar 7.11 menunjukkan struktur dari bola matahari di mana energi utama yang ditumbuhkan berada dari inti sampai sejauh  $0.23 R$  ( $R$  = jari-jari bola matahari) menempati 90% dari seluruh energi yang terjadi. Pada jarak  $0.7 R$  dari inti, temperaturnya turun sampai kira-kira menjadi 130.000 K sampai dengan 5500 K. Dari pengamatan para ahli, permukaan bola matahari terdiri atas bintik-bintik sel dengan ukuran 1000 sampai 3000 km yang verumur rata-rata hanya beberapa menit saja.



Gambar 7.11 Struktur dari matahari

Bagian atas dari daerah konvektif tersebut adalah daerah *fotosfer*. Batas dari fotosfer mempunyai rapat massa (*density*) sangat rendah yang terdiri atas lapisan gas yang memperoleh ionisasi secara kuat serta mampu menyerap dan memancarkan spektrum radiasi cahaya secara terus-menerus. Fotosfer merupakan sumber dari hampir keseluruhan dari radiasi cahaya yang dipancarkan.

Di luar fotosfer terdiri atas atmosfer surya yang sangat transparan dan merupakan lapisan gas yang lebih dingin dan disebut dengan lapisan balik (*reversing layer*). Di luar lapisan ini terdapat lapisan-lapisan gas yang disebut dengan lapisan *kromosfer* dengan ketebalan sekitar 10.000 km. Temperaturnya sekitar 5000 K atau lebih.

### 7.2.3 Rapat Massa Matahari

Matahari mempunyai rapat massa (*density*) dengan besaran yang sangat bervariasi. Hal ini karena kondisi matahari itu sendiri yang terdiri dari kumpulan awan gas di mana partikel-partikel yang berada dekat intinya selalu mengadakan proses kontraksi gravitasi. Rapat massa terbesar berada pada intinya sampai dengan kira-kira sejauh 0.23 R dari inti di mana besarnya berkisar antara 80 sampai dengan 100 kali lebih besar dari rapat massa dari air atau sebesar  $100 \text{ gr/cm}^3$ . Pada jarak 0.23 R sampai dengan 0.7 R, besar rapat massa berkurang dan besarnya  $0.07 \text{ gr/cm}^3$ , dan pada jarak 0.7 R sampai ke kulit permukaannya, rapat massanya menjadi sangat kecil yang besarnya sekitar  $10^{-8} \text{ gr/cm}^3$ .

### 7.2.4 Umur Matahari

Energi yang dibebaskan oleh matahari setiap detiknya menurut perhitungan para ahli adalah ekivalen dengan konversi massa hidrogen yang besarnya  $4,2 \times 10^6 \text{ ton/detik}$ , yang ekivalen dengan  $1,2 \times 10^{16} \text{ kW}$ . Bila perkiraan umur matahari sampai saat ini adalah 6 miliar tahun maka massa hidrogen yang telah dilepas menjadi bentuk energi adalah sekitar  $7,94 \times 10^{23} \text{ ton}$ . Dari perhitungan para ahli, massa matahari adalah  $2,2 \times 10^{27} \text{ ton}$  sehingga umur matahari dapat diperkirakan masih beberapa miliar tahun lagi.

### 7.2.5 Radiasi Matahari

Fusi termonuklir pada inti dari matahari membebaskan energi dalam bentuk radiasi gelombang elektromagnetik dengan frekuensi tinggi.

Suatu teori yang akhir-akhir ini dapat diterima para ahli mengatakan bahwa radiasi gelombang elektromagnetik merupakan kombinasi dari gelombang elektrik arus bolak-balik berkecepatan tinggi dengan gelombang medan magnetik yang menumbuhkan partikel-partikel energi dalam bentuk foton.

Gelombang energi yang memancar melalui ruang angkasa memberikan penceran radiasi dengan panjang gelombang yang berbeda-beda. Radiasi gelombang elektromagnetik dikelompokkan berdasar panjang gelombang, yang memberikan rangsangan energi yang lebih besar adalah semakin pendek panjang gelombangnya. Radiasi yang dipancarkan melalui permukaan matahari mempunyai variasi panjang gelombang dari yang paling panjang (gelombang radio) sampai yang paling pendek (gelombang sinar X dan sinar  $\gamma$ ).

Meskipun matahari memancarkan gelombang cahaya pada berbagai panjang gelombang, cahaya dari matahari yang tampak dari pandangan mata manusia hanya 46% dari cahaya total yang dipancarkan, dengan panjang gelombang berkisar antara 0.35 sampai 0.75 mikron. Cahaya violet mempunyai panjang gelombang 0.35 mikron yang merupakan sinar cahaya yang tidak tampak pandang. Demikian pula warna merah mempunyai panjang gelombang 0.75 mikron. Inframerah mempunyai panjang gelombang lebih besar yang juga tidak tampak pandang oleh manusia. Gambar 7.12 menunjukkan karakteristik panjang gelombang dari radiasi sinar matahari dengan ordinat yang menunjukkan intensitasnya dalam  $\text{watt/cm}^2$ , dengan absis,  $\mu$ , sebagai panjang gelombang dalam mikron.

#### 7.2.5.1 Menentukan Besaran Radiasi Matahari

Jarak rata-rata antara bumi dan matahari  $R_{BM} = 1,49 \times 10^{11} \text{ m}$ , sedang besar rapat radiasi adalah:

$$\begin{aligned} 2.0 \text{ kalori/cm}^2 \cdot \text{menit} &= 2.0 \text{ Langleys/menit} \\ &= 2 \times 10^4 \text{ kalori/m}^2 \text{ menit} \\ &= 1/3 \times 10^3 \text{ kalori/m}^2 \text{ s.} \end{aligned}$$

Bila dilipatkan dengan *konstanta joule* yang besarnya 4,184 joule/kal, akan menghasilkan besaran rapat radiasi matahari (S):

$$S = 1/3 \times 10^4 \times 4,186 = 1396 \text{ W/m}^2$$

atau

$$S = 1396 \text{ W/m}^2 \sim 442 \text{ Btu/ft}^2 \text{ jam.}$$

S merupakan besaran dari konstanta rapat radiasi surya pada ruang hampa angkasa, sedang besarnya S pada permukaan bumi hanya berkisar  $947 \text{ W/m}^2$  mendekati  $300 \text{ Btu/ft}^2 \text{ jam.}$

Besaran rapat radiasi surya dapat menumbuhkan energi pada sel surya yang dipasang pada satelit dan dengan efisiensi yang rendah, sekitar 6–10% akan mampu menghasilkan tenaga listrik sebesar 140 Watt pada luasan pancaran surya sebesar  $1 \text{ m}^2$ .

### 7.2.5.2 Menentukan Suhu Permukaan Matahari

Dengan mengambil sifat dari pancaran benda hitam, temperatur permukaan matahari dapat dihitung dengan menggunakan rumus radiasi dari Stefan-Boltzmann:

$$\text{Daya radiasi/m}^2 = \sigma T^4 \quad 7.2$$

di mana  $\sigma$  = konstanta stefan-boltzmann yang besarnya  $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ . Misal temperatur permukaan matahari adalah  $T_M$  maka seluruh daya yang dipancarkan oleh matahari adalah = luas seluruh permukaan matahari  $\times \sigma T_M^4$ .

Jadi:

$$\text{Daya radiasi surya} = 4\pi \times R_M^2 \times \sigma \times T_M^4 \quad 7.3$$

Dengan mengetahui konstanta radiasi surya S maka jumlah daya yang dipancarkan matahari dapat dihitung. Untuk menghitungnya dapat dibayangkan suatu bola dengan jari-jari yang sama dengan jarak bumi matahari  $R_{BM}$  pada inti matahari.

Mengingat setiap  $\text{m}^2$  menghasilkan besaran S maka jumlah daya radiasi yang dipancarkan matahari adalah:

$$\text{Daya radiasi surya} = S \times 4\pi \times R_{BM}^2 \quad 7.4$$

di mana  $R_{BM} = 1.49 \times 10^{11} \text{ m}$ .

Untuk Persamaan (7.3) = Persamaan (7.4), maka:

$$4\pi R_M^2 \sigma T_M^4 = 4\pi R_{BM}^2 S$$

$$T_M^4 = \frac{R_{BM}^2 S}{R_M^2 \sigma} = 0,695 \times 10^9 \text{ K}^4$$

$$T_M = (R_{BM} / R_M)^{1/2} (S / \sigma)^{1/4} = 5800 \text{ K} (5527^\circ \text{C}) \quad 7.5$$

Temperatur tersebut bila dievaluasi melalui pengukuran spektral mendekati 6000 K.

### 7.2.6 Daya yang Dipancarkan Oleh Bumi

Daya yang dipancarkan balik oleh bumi hampir sama dengan daya yang diserap, di mana suatu perubahan dari panjang gelombang radiasi terjadi. Distribusi spektrum dari suatu benda hitam tergantung pada suhunya. Rapat daya (*power density*) dari setiap satuan panjang gelombang dinyatakan dalam rumus radiasi plank sebagai berikut:

$$E_\lambda = \frac{2\pi C^2 h}{\lambda S (e^{ch/\lambda kT} - 1)} (\text{Watt/m}^3) \quad 7.6$$

di mana:

$$C = 3 \times 10^8 \text{ m/s}$$

$$h = 6,625 \times 10^{-34} \text{ Joule-s (konstanta plank)}$$

$$k = 1,38 \times 10^{-23} \text{ Joule/K (konstanta boltzmann)}$$

Persamaan di atas dapat disederhanakan menjadi:

$$E_\lambda = \frac{C_1}{\lambda^5 (e^{C_2 / \lambda T} - 1)} (\text{Watt/m}^3) \quad 7.7$$

di mana:

$$C_1 = 3,74 \times 10^{-16}$$

$$C_2 = 1,44 \times 10^{-2}$$

Sistem atmosfer bumi menyerap sebagian dari energi yang diterima dari matahari dan sebagian lagi dipantulkan kembali ke ruang angkasa, menciptakan keseimbangan energi. Besarnya radiasi surya yang diserap oleh bumi tergantung dari luas penampang yang tegak lurus dengan *flux* matahari yang besarnya adalah  $F_B$ .

Suatu pecahan dari energi cahaya sebesar  $r$  dipantulkan kembali sehingga bagian yang terserap sebesar  $(1-r)$ . Besarnya daya serap adalah:

$$\text{Daya serap bumi} = (1-r) R_B^2 \times S \quad 7.8$$

di mana  $R_B$  adalah jari-jari bumi =  $6.378 \times 10^6$  meter.

Bumi bersifat sebagai benda hitam yang tidak sempurna. Dengan menggunakan suhu bumi,  $T_B$ , besarnya rapat daya (*power density*) adalah:

$$\text{Daya densit (power density)} = \epsilon \sigma T_B^4 (\text{W/m}^2) \quad 7.9$$

Dengan menganggap perubahan-perubahan suhu antara siang dan malam kecil, bumi dapat dipertimbangkan sebagai benda bulat memancar dengan temperatur beraturan. Daya yang dipancarkan diperoleh dengan melipatkan rapat daya dan luas total permukaan bumi sebesar  $4\pi R_B^2$ .

Untuk keseimbangan, daya yang diserap = daya yang dipantulkan. Jadi:

$$(1-r) R_B^2 S = 4 R_B^2 \epsilon \sigma T_B^4 \quad 7.10$$

Baik konstanta pantulan maupun pancaran (*reflectivity and emissivity*) merupakan harga rata-rata yang besarnya tergantung pada awan dan komposisi atmosfer bumi. Besarnya reflektivitas energi yang dipantulkan kembali rata-rata adalah antara 0.3 dan 0.4. Untuk harga  $r$  diambil 0.35. Jadi:

$$\epsilon \sigma T_B^4 = \frac{1}{4}(1-r)S = \frac{1}{4}(1-0.35)1395 = 227 \text{ (Watt / m}^2) \quad 7.11$$

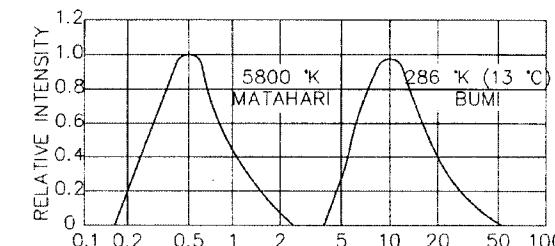
Untuk  $T_B \sim 13^\circ\text{C}$  (286 K) harga  $\epsilon$  dapat dicari:

$$\epsilon = \frac{227}{\sigma T_B^4} = \frac{227}{(5.67 \times 10^{-8})(286)^4} = 0.598 \sim 0.6 \quad 7.12$$

yang merupakan emisivitas dari bumi.

### 7.2.7 Densitas Tiap Satuan Panjang Gelombang, $E\lambda$ ( $\text{W/m}^2$ )

Suatu diagram dari amplitudo relatif dari  $E\lambda$  pada suatu suhu 5800 K dinyatakan pada Gambar 7.12.



Gambar 7.12 Intensitas radiasi relatif untuk bumi dan matahari

Radiasi maksimum terjadi pada suatu panjang gelombang  $0.5 \mu$ . Panjang gelombang ini berwarna biru muda, mendekati pusat dari spektrum tembus pandang pada pusat antara  $0.4 \mu - 0.7 \mu$ .

Panjang gelombang yang berkaitan dengan puncak lengkung dari rapat spektrum dapat diperoleh dengan mendefinisikan harga  $E$  terhadap  $\mu$ . Dengan mengadakan plotting yang hasilnya = 0 maka akan didapatkan panjang gelombang maksimum yang dicari,  $\lambda_{\max}$ , dengan temperatur yang akan menghasilkan suatu harga tetap yang besarnya adalah:

$$\lambda_{\max} T = 2,898 \times 10^{-3} (\text{m.K}) \quad 7.13$$

yang dikenal dengan **Hukum Perpindahan dari Wien**.

Semakin tinggi temperatur dari benda, semakin pendek panjang gelombang (makin tinggi frekuensi) dari radiasinya.

Dapat disimpulkan bahwa harga tersebut di atas akan mendekati suatu harga  $0.5 \mu$  untuk  $\lambda_{\max}$  bila  $T = 5800 \text{ K}$ .

Bumi juga memiliki sifat sebagai benda hitam yang memancarkan radiasi, dengan memancarkan kembali sebagian dari cahaya yang diterima dari matahari ke ruang angkasa.

Dari Gambar 7.12 di atas ditunjukkan pula suatu lengkung diagram dari pancaran yang dipantulkan oleh bumi yang besarnya rata-rata  $10^\circ\text{C}$  (283K) yang merupakan temperatur rata-rata permukaan bumi. Puncak dari grafik terjadi pada panjang gelombang  $10 \mu$  yang dimiliki oleh spektrum inframerah.

Munk dan McDonald membuat estimasi bahwa daya input dalam bentuk geseran pasang surut adalah  $2.4 \times 10^{12}$  Watt, mendekati sepertiga dari panas yang dihasilkan bahan bakar fosil.

Suatu rapat daya rata-rata untuk geseran pasang surut dapat diperoleh dengan membagi melalui besaran luas bumi  $4\pi R_B^2$ :

$$\text{Luas bumi} = 4\pi R_B^2 = 4\pi (6.378)^2 \times 10^{12} = 5.12 \times 10^{14} \text{ m}^2 \quad 7.14$$

Daya pasang surut,  $\dot{W}_{ps}$ :

$$\dot{W}_{ps} = \frac{2.4 \times 10^{12}}{5.11 \times 10^{14}} = 0.005 \text{ Watt/m}^2 \quad 7.15$$

Ini berarti energi pasang surut hanya sebesar 0,0021% dari daya radiasi yang terserap dan terpancarkan oleh bumi.

Van Herzen mengestimasi bahwa aliran panas rata-rata dari bagian dalam bumi secara konduksi adalah 0,063 Watt/m<sup>2</sup>.

Besarnya panas yang dihasilkan oleh gunung berapi dan panas bumi adalah 1% dari aliran panas bumi, sehingga jumlah panas yang terserap masuk bumi adalah  $3.23 \times 10^{13}$  Watt atau sama dengan 0,28% dari radiasi matahari yang masuk.

Manusia memberikan panas  $7.1 \times 10^{12}$  watt atau 0,014 W/m<sup>2</sup>, merupakan nilai besaran yang berada di antara energi pasang surut dan energi panas masuk (*thermal input*).

Bila  $P_B$  (W/m<sup>2</sup>) adalah suatu masukan untuk memperoleh sesuatu pengaruh yang diinginkan, persamaan di bawah ini merupakan rapat daya masuk yang sebanding dengan rapat daya yang dipantulkan.

$$\frac{1}{4}(1-r)S + P_B = \varepsilon\sigma T_B^4 \quad 7.16$$

Rapat daya matahari ditunjukkan pada persamaan bagian kiri yang besarnya adalah 227 W/m<sup>2</sup>.

$$\varepsilon\sigma T_B^4 = \frac{1}{4}(1-r)S \left[ 1 - \frac{4P_B}{(1-r)S} \right] = \frac{1}{4}(1-r)S(1+\delta) \text{ atau}$$

$$\delta = 4 P_B / [(1-r) S] \quad 7.17$$

Harga fraksi  $\delta$  merupakan perbandingan dari besaran masukan yang dipertimbangkan dengan rapat daya yang dipancarkan (*solar input*). Untuk  $T_{Bo} = 286^\circ\text{K}$ , maka menurut ekspansi deret taylor:

$$(1+\delta)^{1/4} \approx 1 + \frac{1}{4}\delta, \text{ dan } T_B = T_{Bo} \left( 1 + \frac{1}{4}\delta \right)$$

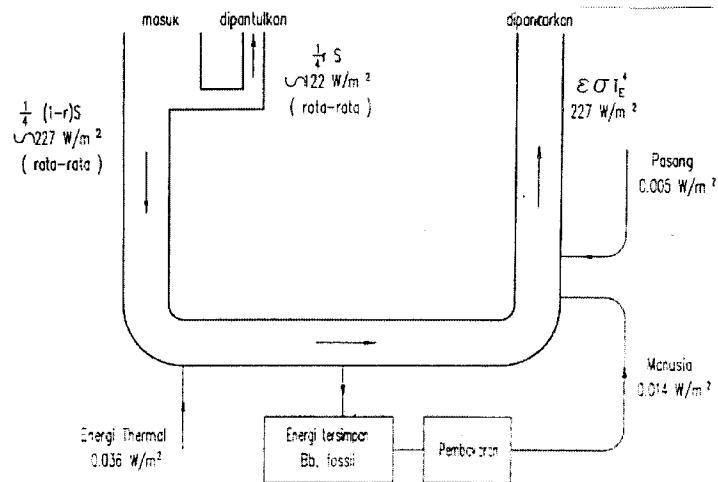
Sehingga

$$T_B - T_{Bo} = \Delta T_B = \frac{1}{4} \Delta T_{Bo} \quad 7.18$$

Tabel 7.1 berikut adalah tabel yang menunjukkan beberapa kontribusi masukan termal atau rapat daya dari pasang surut, termal, dan manusia.

Tabel 7.1 Kontribusi rapat daya pasang surut, termal, dan manusia

Pasang Surut 0,005 W/m <sup>2</sup>	Termal 0,0636 W/m <sup>2</sup>	Manusia 0,014 W/m <sup>2</sup>
$\delta 0,000022$	$0,00028$	$0,00062$
$\Delta T_B 0,0016 \text{ K}$	$0,02 \text{ K}$	$0,0044 \text{ K}$



Gambar 7.13 Neraca energi surya

Daya input manusia pada suatu derajat perubahan dapat ditentukan bila harga  $T_B = 1 \text{ K}$ .

$$\delta = \frac{4\Delta T_B}{T_{Bo}} = \frac{4}{286} = 0.014, \text{ dan } P_B = 3.175 \text{ Watt/m}^2 \quad 7.19$$

Adapun neraca energi dari surya dapat dilihat pada Gambar 7.13.

## 7.2.8 Radiasi Energi Surya

Matahari memancarkan energi dalam bentuk radiasi elektromagnetik. Radiasi tersebut hanya sekitar 50% yang dapat diserap oleh bumi. Menurut pengukuran radiasi surya oleh Badan Angkasa Luar Amerika Serikat NASA (*National Aeronautics and Space Administration*) melalui misi ruang angkasa tahun 1971 diperoleh data tentang besaran konstanta matahari yang harganya sama dengan  $1353 \text{ Watt/m}^2$ . Dari besaran tersebut 7,85% atau  $105,8 \text{ Watt/m}^2$  dipancarkan melalui sinar ultraviolet, 47,33% atau  $640,4 \text{ Watt/m}^2$  dipancarkan oleh sinar yang dapat dilihat oleh manusia (*visible light*) dan 44,85% atau  $606,8 \text{ Watt/m}^2$  dipancarkan oleh sinar inframerah.

Pada dasarnya energi radiasi yang dipancarkan oleh sinar matahari mempunyai besaran yang tetap (konstan), tetapi karena peredaran bumi mengelilingi matahari dalam bentuk elips maka besaran konstanta matahari bervariasi antara  $1308 \text{ watt/m}^2$  dan  $1398 \text{ Watt/m}^2$ . Dengan berpedoman pada luas penampang bumi yang menghadap matahari dan yang berputar sepanjang tahun maka energi yang dapat diserap oleh bumi besarnya adalah  $751 \times 10^{15} \text{ kW-jam}$ .

## 7.2.9 Pemanfaatan Energi Surya

Problem utama dalam pemanfaatan energi surya adalah faktor siang dan malam yang selalu bergantian datangnya sehingga kontinuitas perolehan energi surya selalu terputus pada malam hari. Meskipun demikian manusia dapat memanfaatkan baik secara langsung maupun tak langsung dengan bantuan aneka pesawat pengubah energi, yang mengubah energi surya menjadi tenaga listrik, tenaga mekanis dan pemanas air pada saat matahari sedang bercahaya.

Sampai saat ini energi surya dimanfaatkan baik dengan teknologi sederhana maupun canggih. Konversi energi surya dibedakan menjadi:

1. Sumber tenaga listrik dari energi surya,
2. Tenaga uap dari energi surya,
3. Sistem pemanas air/udara melalui tenaga surya.

## 7.2.10 Teknologi Surya untuk Pembangkit Tenaga Listrik

### 7.2.10.1 Latar Belakang Sejarah

Edmund Becquerel dalam tahun 1839 pernah menulis bahwa suatu tegangan listrik dapat dihasilkan bila suatu berkas cahaya diarahkan pada elektrode-elektrode suatu larutan elektrolit. W.G.A. dan R.E. Day dalam tahun 1877 melanjutkan penelitian yang telah dirintis oleh Becquerel tentang pengaruh cahaya yang dapat menghasilkan tegangan listrik melalui benda padat yang dikenal dengan sebutan selenium. Kemudian Schottky, Lange, dan Grondahl menyusul membuat percobaan serta mengembangkan sel-sel fotovoltaik (*photovoltaic*) melalui bahan selenium dan *oksida curprous*, dan berhasil menciptakan suatu alat pengukur fotoelektrik. Pada tahun 1954 sekelompok ahli mengadakan penelitian lanjutan dan mencoba memecahkan problem dari pengaruh fotovoltaik sebagai satu-satunya alternatif yang paling dimungkinkan untuk menyuplai tenaga listrik secara langsung melalui radiasi surya.

### 7.2.10.2 Metode Pelaksanaan

Pembangkit listrik energi surya dalam pelaksanaannya dibagi atas 4 metode, antara lain:

1. Dengan sistem fotovoltaik (*photovoltaic*),
2. Dengan sistem konversi fotoelektrokemis,
3. Dengan sistem penerima termal surya terdistribusi, dan
4. Dengan sistem penerima termal surya secara sentral.

### 7.2.10.3 Sel Surya (Solar Cell)

Sel surya dapat berupa alat semikonduktor penghantar aliran listrik yang dapat secara langsung mengubah energi surya menjadi bentuk tenaga listrik secara efisien. Alat ini digunakan secara individual sebagai alat pendekripsi cahaya pada kamera maupun digabung seri maupun pararel untuk memperoleh suatu harga tegangan listrik yang dikehendaki sebagai pusat penghasil tenaga listrik.

Hampir semua sel surya dibuat dari bahan silikon berkristal tunggal. Bahan ini sampai saat ini masih menduduki tempat paling atas dari urutan

biaya pembuatan bila dibanding energi listrik yang diproduksi oleh pesawat konvensional. Hal ini disebabkan oleh harga silikon murni yang masih sangat mahal. Meskipun berbahan dasar pasir silikat ( $SiO_2$ ), tetapi untuk membuatnya diperlukan biaya produksi yang tinggi.

Para ahli telah melakukan penelitian secara intensif untuk menekan ongkos produksi sel silikon agar dapat bersaing dengan pembangkit tenaga listrik konvensional. Dapat disebutkan di sini bahwa untuk membuat pembangkit tenaga listrik dengan sel surya pada perhitungan tahun 1970 adalah \$15.000,-/kW-jam terpasang, sedang yang menggunakan bahan bakar batubara hanya \$ 500,0/kW-jam terpasang dan yang menggunakan tenaga nuklir adalah \$ 150,-/kW-jam terpasang.

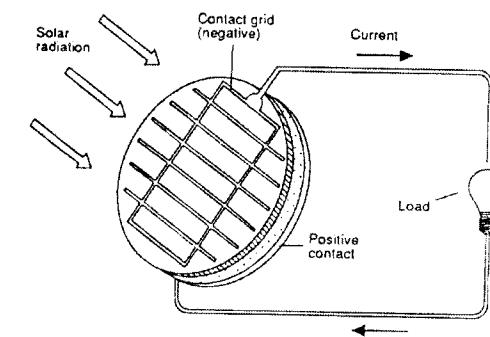
Menurut Matthew Buresch, untuk sepuluh tahun kemudian (tahun 1980) harga tiap kW-jam terpasang untuk pembangkit tenaga listrik tenaga surya telah turun menjadi \$ 7.000,- Dengan kemajuan teknologi pembuatan sel surya akhir-akhir ini diharapkan harganya dapat ditekan hingga \$ 500/kW-jam terpasang.

### Cara Kerja Sel Surya

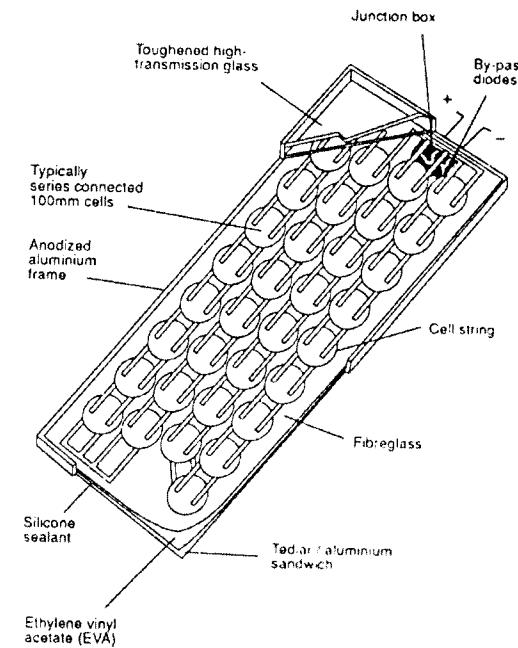
Prinsip pengonversian dari tenaga surya menjadi tenaga listrik melalui sel surya dapat dilihat pada Gambar 7.14 dan 7.15, yang melalui tahapan proses:

1. Absorpsi cahaya dalam semikonduktor.
2. Membangkitkan serta memisahkan muatan positif dan negatif bebas ke daerah-daerah lain dari sel surya, untuk membangkitkan tegangan dalam sel surya, dan
3. Memindahkan muatan-muatan yang terpisah tersebut ke terminal-terminal listrik dalam bentuk aliran tenaga listrik.

Alat ini digunakan untuk kontrol instrumen elektronik pada satelit komunikasi pertama (Early Bird), dengan kekuatan terpasang sebesar 75 Watt. Roket Vanguard I yang diluncurkan tahun 1958 membawa satelit generator photovoltaic sebagai pendukung daya listrik utama, sedangkan satelit Intelsat IV menggunakan generator fotovoltaik berkekuatan 600 Watt. Skylab yang menggunakan 312.000 sel surya dapat menghasilkan tenaga listrik untuk daerah-daerah terpencil, dapat digunakan untuk menyuplai listrik untuk keperluan rumah tangga, industri, pertanian, dan irigasi.



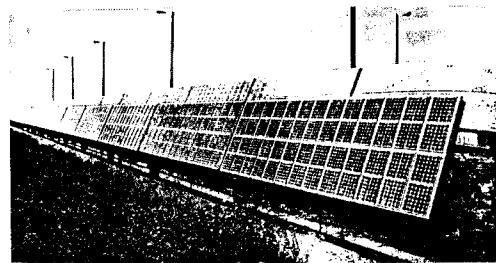
Gambar 7.14 Sel silikon mono-crystalline



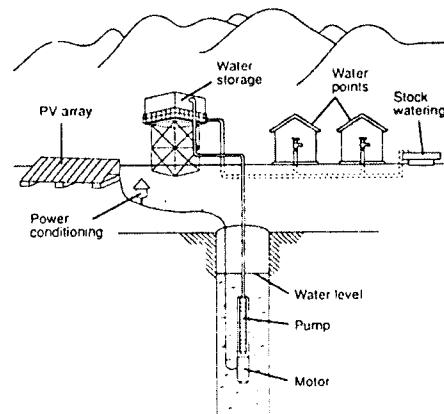
Gambar 7.15 Model sel surya dalam suatu kerangka baja atau aluminium

Gambar 7.16 menunjukkan suatu generator fotovoltaik berkekuatan 25 kW untuk penggerak pompa di daerah Mead, Nebraska, Amerika Serikat. Pompa energi surya memompakan air untuk keperluan hidup sehari-hari dan untuk irigasi. Mayoritas dari 6000 atau lebih sistem pemompaan dengan energi matahari sekarang ini dipasang untuk suplai air ke perkampungan.

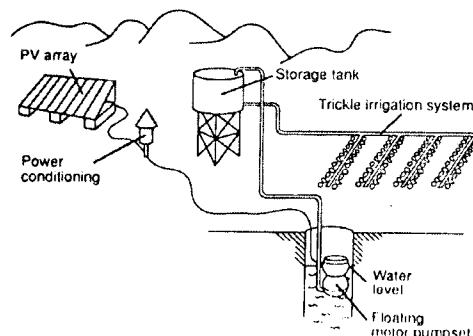
Gambar 7.17 dan 7.18 memperlihatkan skema sistem pompa yang memanfaatkan energi matahari untuk suplai air ke perkampungan dan untuk irigasi.



**Gambar 7.16** Generator fotovoltaik 25 kW penggerak pompa di Mead, Nebraska



**Gambar 7.17** Sistem pompa energi matahari untuk suplai air ke perkampungan



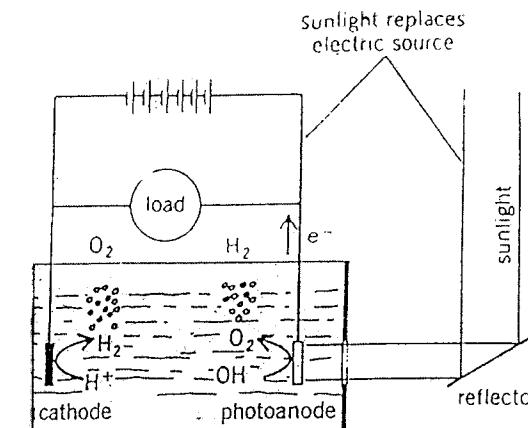
**Gambar 7.18** Sistem pompa energi matahari untuk irigasi

### Beberapa Kekurangan Generator Fotovoltaik

Telah disebutkan di atas bahwa efisiensi maksimum yang dapat dicapai secara teoretis dari generator photovoltaic adalah 25% sedang dalam pelaksanaannya bahkan berkisar hingga 15% saja. Hal tersebut disebabkan beberapa faktor, antara lain:

1. adanya kerugian pantulan pada permukaan sel surya yang tidak dapat dihindari,
2. daya penyerapan yang kurang sempurna,
3. ikatan pada pasangan lubang elektron yang kurang sempurna,
4. timbulnya tahanan dalam secara seri yang menyebabkan tambahan lengkap degradasi,
5. suatu faktor tegangan.

#### 7.2.10.4 Pembangkit Tenaga Listrik Melalui Konversi Fotoelektrokemis



**Gambar 7.19** Sel fotoelektrokemikal

Berbeda dengan generator fotovoltaik yang menggunakan elemen silikon (sistem kering), pada sistem ini konversi fotoelektrokemis energi surya diubah melalui elektrolisis air (sistem basah) di mana melalui alat konverter tersebut ditumbuhkan tenaga listrik dan tenaga kemis yang berupa gas hidrogen sebagai bahan bakar.

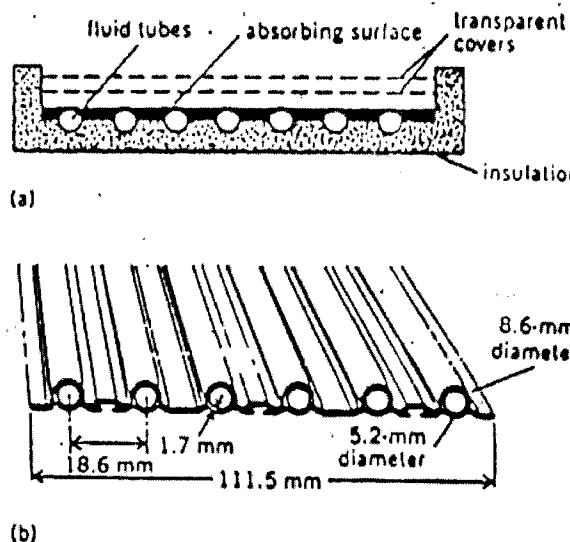
Gambar 7.19 menunjukkan suatu bagian dari pesawat konverter fotoelektrokemis. Di sini energi radiasi surya diubah menjadi tenaga listrik

melalui anoda semikonduktor, di mana dalam pelaksanaannya elektrolit mempunyai persamaan seperti pada tipe-p dari suatu lapisan sel surya. Bagian yang berlubang (*holes*) bergerak mendekati elektrolit dan elektron-elektron akan tinggal pada lapisan luar semikonduktor. Efisiensi yang dapat dicapai hampir mendekati generator photovoltaic. Mengingat pesawatnya terdiri atas fluida air, generator ini hanya baik untuk dikembangkan di darat saja.

#### 7.2.10.5 Generator Listrik Melalui Pesawat Penyerap Kalor Surya dengan Sistem Terdistribusi (Tidak Terpusat)

Kalau sistem generator listrik, baik photovoltaic maupun konversi photoelektrokemis, mengolah gelombang sinar elektromagnetik menjadi tenaga listrik, dalam sistem ini gelombang sinar thermisnya yang diubah menjadi tenaga listrik melalui konsentrator thermis pemanas fluida sebagai media utama penggerak turbin yang berfungsi menggerakkan generator listrik.

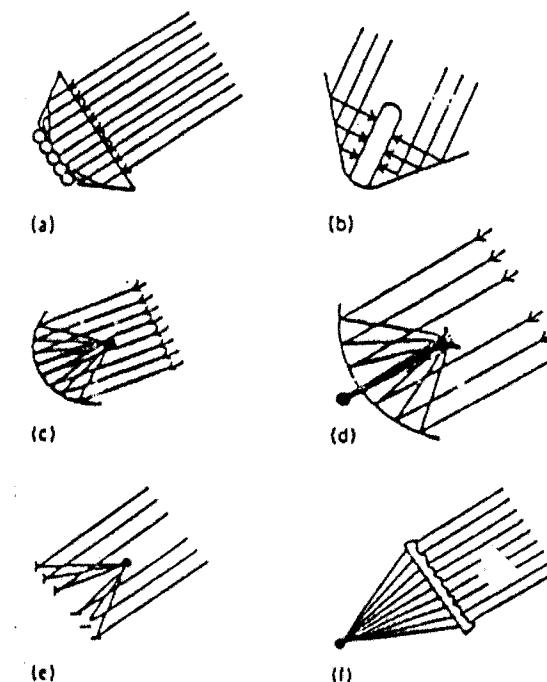
Dalam pelaksanaannya dibedakan antara sistem penerima kalor melalui kolektor-kolektor pelat datar (lihat Gambar 7.20) dan sistem penerima kalor yang difokuskan pada saluran-saluran pipa pemanas/penguap melalui konsentrator berbentuk parabola (lihat Gambar 7.21).



Gambar 7.20 Kolektor pelat datar

Pada pesawat sistem penerima kalor yang berbentuk pelat datar, pipa-pipa penguap berada di bawah pelat-pelat datar penyerap utama kalor thermis dari energi surya, di mana suhu yang dapat dicapai berkisar antara 121°C sampai dengan 538°C sehingga lebih menguntungkan dan lebih efisien.

Cara kerja dari kedua pesawat adalah sama, yakni memanaskan fluida baik yang berupa air, natrium, maupun gas helium sebagai media utama penggerak turbin. Untuk pesawat yang menggunakan air, uap yang terjadi ditampung dalam suatu drum kolektor untuk kemudian didistribusikan ke pesawat-pesawat turbin penggerak generator listrik.

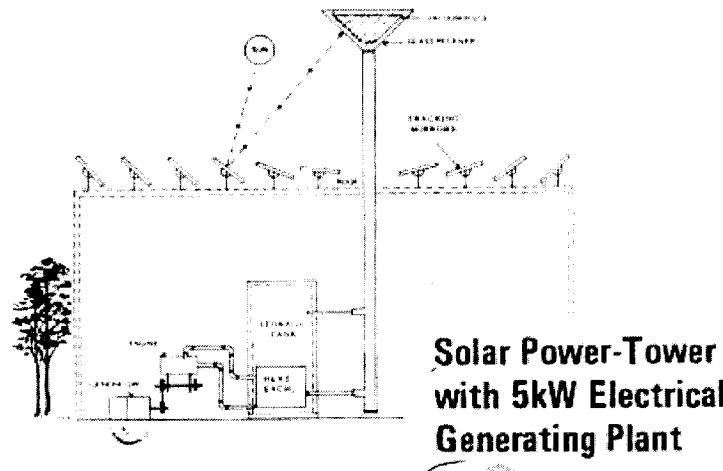


Focusing collector configurations. (a) Planar concentrator and receiver. (b) Conical concentrator and cylindrical or flat plate receiver. (c) Paraboloidal concentrator with tubular or spherical receiver. (d) Dual reflection concentrator with paraboloidal primary reflector and tubular or spherical receiver. (e) Fresnel reflecting concentrator with tubular or spherical receiver. (f) Fresnel lens concentrator with tubular or spherical receiver.

Gambar 7.21 Kolektor penerima panas surya terfokus

#### 7.2.10.6 Generator Listrik Melalui Pesawat Penyerap Kalor Surya dengan Sistem Terpusat

Energi thermis dari cahaya matahari dipusatkan melalui sejumlah cermin berbentuk parabola ke suatu titik penerima kalor pada suatu menara yang dibuat untuk maksud tersebut. Pada puncak menara tersebut terdapat generator uap dan sekaligus juga pesawat pemanas uap panas lanjut (*superheater*) yang berfungsi memanas-lanjutkan uap yang terjadi agar diperoleh uap yang benar-benar kering yang merupakan media utama penggerak turbin (lihat Gambar 7.22 dan 7.23).



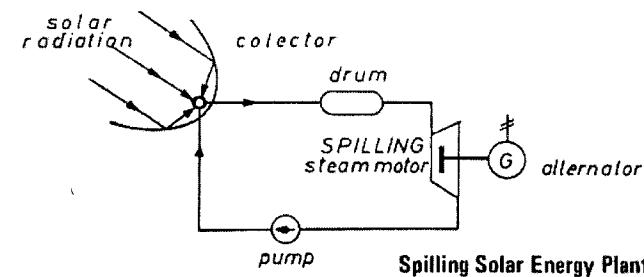
Gambar 6.22 Menara tenaga matahari dengan pembangkitan listrik 5 kW

Jarak cermin yang terjauh diukur dari kaki menara secara mendatar adalah dua kali tinggi menara dan jauhnya berkisar antara 250 m sampai dengan 500 m, juga tergantung dari kapasitas yang dihasilkan oleh sistem.

Generator dengan pesawat penyerap kalor surya sistem terpusat dapat menyerap kalor secara optimal dan lebih baik dari sistem yang tidak terpusat. Efisiensi total dari generator listrik penyerap kalor terpusat dapat mencapai 25% sampai dengan 35%. Dengan efisiensi kerja 25% sampai dengan 35% berarti tiap luasan ladang kolektor sebesar  $1 \text{ km}^2$  akan dapat menghasilkan energi listrik sebesar 150.000 sampai dengan 200.000 W.

Untuk generator listrik dengan pesawat penyerap kalor surya pada sistem tak terpusat, untuk menghasilkan tenaga listrik sebesar tersebut di atas diperlukan ladang surya seluas  $1,5 \text{ km}^2$ .

Mengingat generator listrik tenaga matahari hanya berfungsi pada siang hari, sebagian energi yang dihasilkan generator ini harus disimpan untuk persediaan malam hari melalui suatu modul yang dikenal sebagai SPM (*Solar Power Modules*).



Gambar 7.23 Pembangkit tenaga spilling solar energy

#### Pelaksanaan

Pada tahun 1977 tungku surya yang dapat menghasilkan tenaga listrik sebesar 1 Megawatt dibuat di Perancis, di daerah Pegunungan Pirania, dekat kota Font Romeu. Alat ini merupakan satu-satunya pesawat penghasil tenaga listrik dari panas matahari di negara tersebut.

Uap yang dihasilkan dari tungku surya (menara penerima panas) didistribusikan melalui pipa-pipa uap pesawat turbin penggerak generator listrik yang masing-masing berkapasitas 100 kW.

#### 7.2.11 Teknologi Surya untuk Penggerak Mesin

Pada Abad XIX usaha untuk memanfaatkan energi surya sebagai penggerak mesin uap torak melalui suatu konsentrator surya sebagai tungku pemanas ketel uap telah digalakkan. Pada suatu pameran industri mesin di Paris tahun 1878, suatu mesin uap bertenaga panas matahari dengan kekuatan 50 dk (daya kuda) sempat dipamerkan sebagai penggerak mesin percetakan. Di Mesir sempat pula dikembangkan mesin uap bertenaga panas matahari.

Perkembangan mesin uap bertenaga matahari kemudian mengalami kemunduran dan bahkan ditinggalkan sama sekali setelah bahan bakar batubara dan minyak bumi dimanfaatkan secara besar-besaran dengan biaya produksi yang relatif lebih murah.

## 7.2.12 Teknologi Surya untuk Pemanas

### 7.2.12.1 Latar Belakang Permasalahan

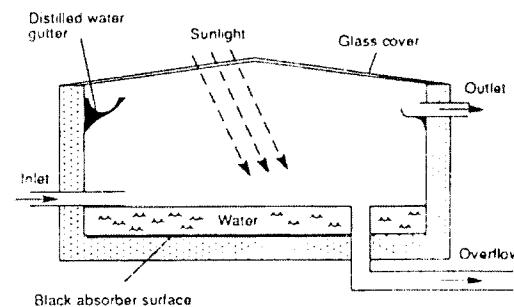
Secara tradisional tenaga panas matahari telah dimanfaatkan sejak berabad-abad lampau, baik sebagai pengering padi, jelai, maupun tanaman biji-bijian lain, untuk mengawetkan makanan maupun membantu proses fermentasi makanan, minuman dan buah-buahan.

Pada permulaan Abad XX di California dan Florida, Amerika, telah berdiri perusahaan-perusahaan pemanas air bertenaga panas matahari. Perusahaan pemanas bertenaga matahari tersebut mengalami kemunduran secara drastis setelah gas alam sebagai bahan bakar dipasarkan dengan harga yang sangat murah dan dengan persediaan yang berlimpah.

Baru pada awal tahun 1970 pemakaian energi panas matahari untuk pemanas air/udara mulai dikembangkan lagi, yaitu setelah mulai terasa adanya gejala krisis energi minyak, terutama di kawasan Eropa, Jepang, Australia, dan Amerika Serikat. Di samping itu juga karena telah ditemukannya metode baru yang lebih efisien dan dengan harga yang lebih terjangkau.

### 7.2.12.2 Energi Panas Surya untuk Destilasi

Pemanfaatan energi termal surya untuk destilasi air laut telah dilaksanakan di Chili, Amerika Latin, tahun 1872. Suatu kolam air laut seluas  $4600\text{ m}^2$  dibuat di dalam suatu rumah beratap kaca di mana dari energi panas surya dapat diperoleh penguapan dan pengembunan yang akhirnya menghasilkan air murni sebagai air destilat.



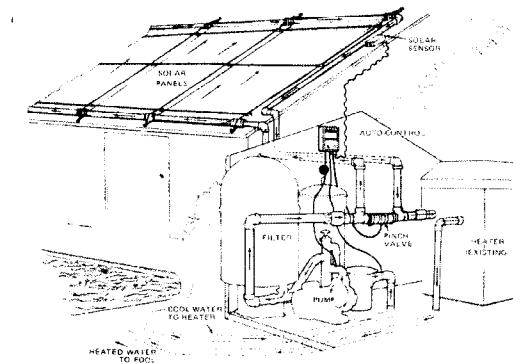
Gambar 7.24 Roof-type solar still

Bila cuaca terang benderang, matahari terik, rumah itu dapat menghasilkan air murni sebanyak 23.000 liter setiap harinya.

Di Coober Pedy, Australia, juga dikembangkan sistem destilasi air laut dengan bantuan tenaga panas surya seperti yang ada di Chili, yakni dengan kapasitas 46.000 liter.

Gambar 7.24 menunjukkan suatu proses destilasi air laut secara skematis di mana pada sebuah rumah beratap kaca tembus cahaya langsung proses destilasi air laut melalui energi panas matahari.

### 7.2.12.3 Energi Surya untuk Pemanas Kolam Renang



Gambar 7.25 Sistem pemanas surya untuk kolam renang

Kolam renang dengan temperatur yang cukup menghangatkan badan dapat dibuat dengan bantuan energi panas matahari (Gambar 7.25).

Air dipompakan dari kolam renang ke suatu pesawat kolektor panas sinar surya yang dipasang di atas atap gedung ataupun di suatu lapangan terbuka untuk kemudian disirkulasikan kembali secara terus-menerus.

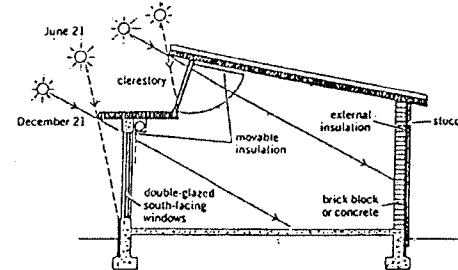
### 7.2.12.4 Energi Surya untuk Pemanas Ruangan

Rumah-rumah di daerah yang bercuaca dingin, misalnya Malang, Pujon, Trebes, Batu, dan sekitarnya dapat memanfaatkan tenaga panas matahari untuk sekedar menghangatkan ruangan. Di negara-negara yang beriklim subtropis, pemanas ruangan mutlak diperlukan terutama pada musim gugur dan musim dingin.

Dalam pelaksanaannya sistem pemanas ruangan dibedakan menjadi pemanas ruang dengan sistem pasif dan pemanas ruang dengan sistem aktif. Pada pemanas ruangan sistem pasif, pemanas ruangan bekerja secara alami. Pengaturan peredaran udara bekerja secara alami tanpa bantuan alat apapun.

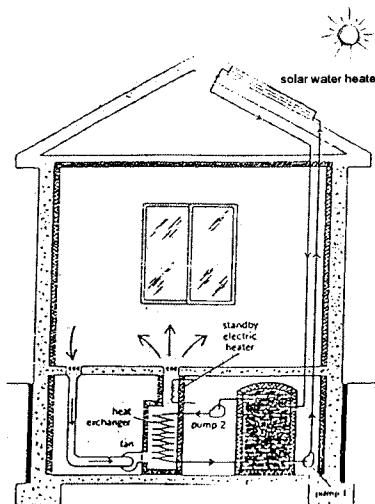
Sedang pada pemanas ruangan sistem aktif, peredaran udara panas dilaksanakan dengan bantuan alat-alat mekanis, seperti pompa air, fan, blower dan lainnya.

Dalam pelaksanaannya, sistem pasif memanfaatkan beberapa cara. Salah satu di antaranya adalah sistem rumah jendela lebar yang dihadapkan ke selatan bagi rumah-rumah subtropis di bagian belahan bumi bagian utara (Jepang, USA, dan Eropa, misalnya). Hal ini dapat dilihat pada Gambar 7.26.

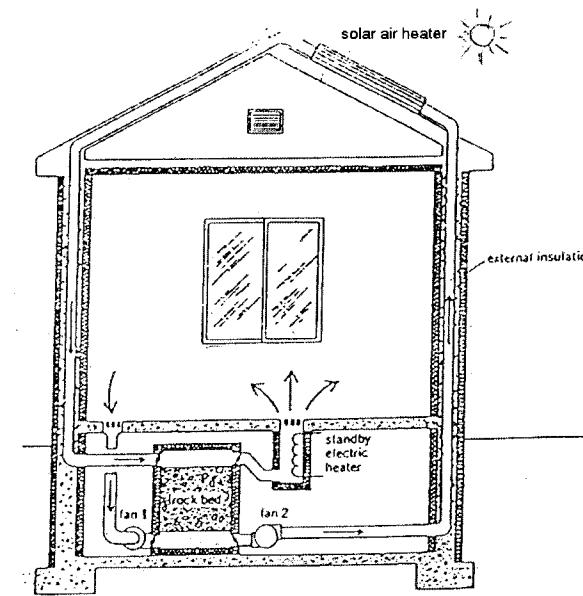


**Gambar 7.26** Sistem pasif direct-gain dengan menggunakan jendela menghadap selatan

Gambar 7.27 menunjukkan salah satu sistem aktif dengan media pemanas air dan Gambar 7.28 adalah sistem pemanas aktif lain dengan menggunakan media pemanas udara.



**Gambar 7.27** Suatu sistem aktif dengan media pemanas air



**Gambar 7.28** Sistem pemanas aktif dengan menggunakan pemanas udara

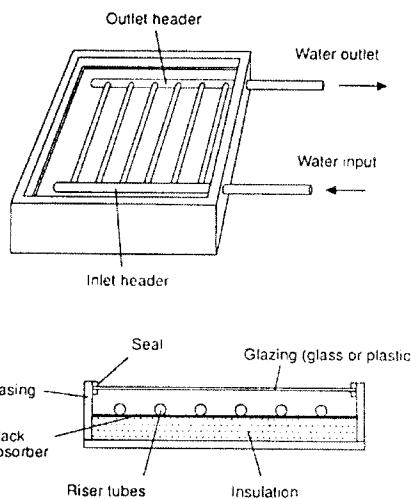
#### 7.2.12.5 Energi Surya untuk Pemanas Air

Tenaga panas matahari juga dapat dimanfaatkan sebagai pemanas air, baik untuk keperluan rumah tangga (mandi ataupun mencuci pakaian) maupun untuk keperluan lain.

Di negara yang telah maju, air panas sudah menjadi kebutuhan standar di mana pada setiap rumah tangga air dingin selalu didampingi dengan air panas dengan suhu rata-rata 40°C (105°F).

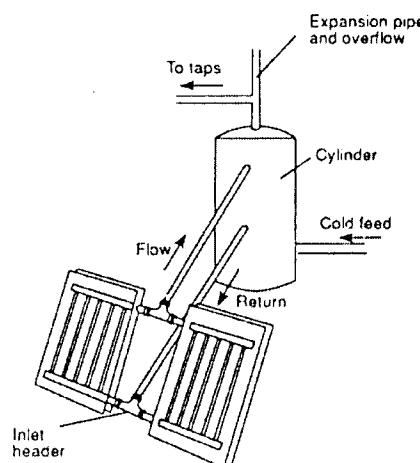
Dengan konsentrator panas matahari air dapat dipanaskan sampai suhu 150°F atau 65°C. Air pada suhu tersebut dapat digunakan sebagai penghangat ruangan ataupun untuk keperluan rumah tangga yang lain.

Penggunaan pemanas air energi surya telah berkembang dengan pesat baik di negara-negara yang telah maju maupun di negara-negara yang sedang berkembang. Banyak orang Indonesia yang memasang sistem pemanas air berteknologi panas matahari di rumah mereka. Sistem pemanas air itu dapat dilihat pada Gambar 7.29.



**Gambar 7.29** Kolektor pelat datar sederhana dan sistem pemanas air sinar matahari

Gambar 7.30 menunjukkan pemakaian tenaga surya untuk pemanas air, bukannya untuk kolam renang, tetapi untuk keperluan rumah tangga. Sistem ini dapat dipasang di atas rumah untuk keperluan, misalnya, pemanas air untuk mandi.



**Gambar 7.30** Passive domestic water heater dengan menggunakan sistem thermosyphon

#### 7.2.12.6 Energi Surya untuk Pendingin

Suatu pendingin ruangan dapat pula diciptakan melalui energi panas surya meskipun hal ini masih terbatas pada eksperimen. Dalam pelaksanaannya digunakan baik sistem pasif maupun sistem aktif.

Pada pendinginan sistem pasif, tiga proses alami dimanfaatkan, antara lain pendinginan secara konveksi dengan memanfaatkan udara alami, pendinginan udara radiatif dengan memanfaatkan panas yang dibuang ke angkasa pada malam hari yang cerah, dan pendinginan secara penguapan dari permukaan air yang berada di atmosfer.

Pemanfaatan sistem pasif masih sangat tergantung pada kondisi cuaca setempat sehingga kurang menguntungkan. Pendingin sistem aktif dapat dilaksanakan melalui proses rankine maupun dengan sistem penyerapan atau absorpsi.

Dalam proses rankine, suatu kolektor surya diperlukan untuk penguapan (uap air atau freon) yang digunakan untuk menggerakkan turbin dan harus dilengkapi dengan kondensor yang digunakan untuk mengondensasikan uap yang terjadi dan mengembalikan penguapannya. Turbin berfungsi sebagai kompresor pendingin untuk menghasilkan udara sejuk.

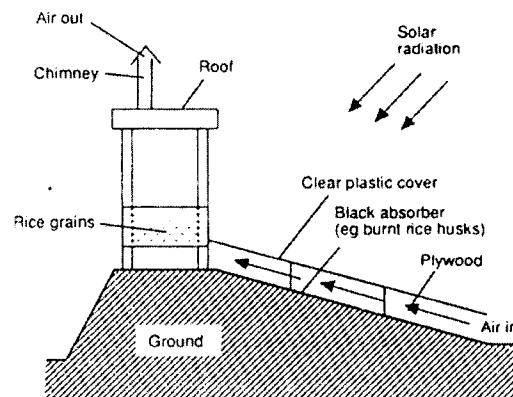
Dengan proses absorpsi, sistem memanfaatkan kalor pada suhu yang relatif tinggi ( $82^{\circ}\text{C}$  sampai dengan  $93^{\circ}\text{C}$ ) dan menggunakan larutan hidroskopis dari bahan litium bromida sebagai penyerap uap air pada suatu tekanan yang sangat rendah. Air yang menguap didinginkan pada suhu yang cukup rendah ( $7^{\circ}\text{C}$ ) untuk memperoleh air dingin untuk digunakan sebagai pendingin ruangan.

#### 7.2.12.7 Energi Surya untuk Pengering

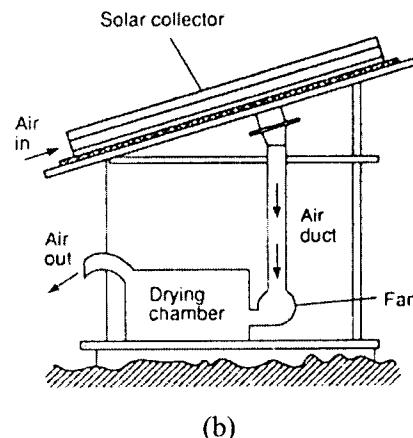
Berbagai macam produk telah dikeringkan dengan matahari dan angin di udara terbuka sejak beberapa ribu tahun yang lalu. Dalam hal bahan makanan, tujuan pengeringan adalah untuk mengawetkannya sehingga dapat dipakai di waktu yang akan datang. Untuk keperluan industri, seperti perkayuan, tembakau dan teh, pengeringan adalah bagian yang tak terpisahkan dari proses produksi. Dalam bidang industri, pengeringan di udara terbuka telah diganti dengan pengeringan mekanis dengan ketel untuk memanaskan udara yang masuk dan kemudian dialirkan dengan fan pada laju tinggi. Pengeringan mekanis lebih cepat daripada pengeringan di udara terbuka, menggunakan ruang yang jauh lebih kecil, dan biasanya menghasil-

kan porduk dengan kualitas yang lebih baik. Alat pengering ini mahal dan untuk mengoperasikannya diperlukan bahan bakar atau listrik.

Gambar 7.31 memperlihatkan sketsa pemanfaatan energi panas surya untuk pengering sistem konveksi bebas (alami) dan sistem konveksi paksa. Udara dihisap melalui pengering secara alami (a) atau secara paksa (b). Setelah dipanaskan melalui kolektor kemudian didinginkan pada saat mengambil kebasahan dari butiran padi atau benda lain yang didinginkan, seperti ikan. Padi dipanaskan oleh udara dan matahari langsung.



(a)



(b)

**Gambar 7.31** Pemanas surya (a) konveksi alami, (b) konveksi paksa

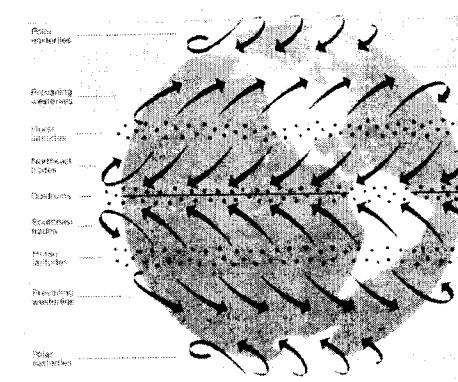
Tujuan dari kebanyakan proses pengeringan adalah untuk mengurangi kandungan kebasahan dari produk hingga harga tertentu. Kandungan kebasahan adalah berat air sebagai bagian dari berat total. Kandungan kebasahan dari padi biasanya dikurangi dari 24 persen menjadi 14 persen. Untuk mengeringkan 1 ton padi, 100 kg air harus dibuang. Bila udara yang dipanaskan mempunyai kapasitas serap (*sparse capacity*) 8 gram maka  $100/0,008 = 12.500 \text{ m}^3$  udara diperlukan untuk mengeringkan 1 ton padi.

## 7.3 PESAWAT PENGONVERSI ENERGI ANGIN

### 7.3.1 Terjadinya Angin

Energi angin benar-benar merupakan bentuk tidak langsung dari energi matahari karena angin terjadi oleh adanya pemanasan yang tak merata pada permukaan bumi oleh matahari dan perputaran bumi pada porosnya.

Angin secara garis besar dapat diklasifikasikan sebagai angin *planetary* dan *lokal*. Angin planetary disebabkan oleh pemanasan yang lebih besar pada permukaan bumi dekat ekuator daripada kutub utara dan selatan. Hal ini menyebabkan udara hangat di daerah tropis naik dan mengalir melalui atmosfer ke kutub dan udara dingin dari kutub mengalir kembali ke ekuator di dekat permukaan bumi.



**Gambar 7.32** Angin planetary dalam atmosfer bumi

Arah angin dipengaruhi oleh rotasi bumi. Udara hangat menuju kutub di atas atmosfer diasumsikan ke arah timur (di kedua hemisfer), yang menyebabkan timbulnya *prevailing westerlies* (lihat Gambar 7.32). Pada saat yang sama, meski udara dingin bergerak ke ekuator dekat permukaan bumi

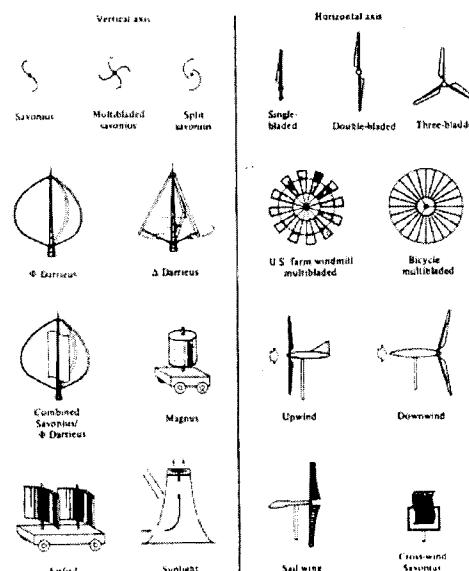
menyebabkannya bergerak ke barat menghasilkan *northeast trade winds* di hemisfer utara dan *southeast trade winds* di hemisfer selatan.

Angin lokal disebabkan dua mekanisme. Yang pertama adalah perbedaan panas antara daratan dan air, dan yang kedua karena *hill and mountain sides*.

### 7.3.2 Sejarah Energi Angin

Manusia sudah lama memimpikan untuk mengonversikan energi angin ke energi mekanis, bahkan akhir-akhir ini ke energi listrik. Dahulu energi kinetik angin digunakan untuk menggerakkan kapal, yaitu dengan layar. Kincir angin (*wind mill*), yang ditemukan kemudian, telah digunakan beberapa ratus tahun lalu. Referensi terbaru tentang *wind mill* terdapat dalam tulisan Arab dari Abad IX sesudah Masehi yang menjelaskan kincir angin yang dioperasikan di perbatasan Persia dan Afganistan sudah digunakan sejak beberapa abad sebelumnya.

#### 7.3.2.1 Kincir Angin Sumbu-Vertikal



Gambar 7.33 Beberapa dari banyak kincir angin jenis sumbu vertikal dan horisontal yang dapat bekerja (walaupun tidak terlalu ekonomis)

Mesin ini lebih awal, kadang disebut *Persian Windmill*, merupakan evolusi dari kapal layar. Tekanan angin mengenai layar yang menyebabkan roda berputar. Jenis yang sama digunakan di China untuk menguapkan air laut sehingga menghasilkan garam, terjadi di Abad XIII. Yang terakhir di Crimea, Eropa, dan USA, yang masih berlangsung sampai saat ini. Yang paling berhasil di awal-awal itu disebut Savonius Windmill (Savonius dari Finlandia), lihat Gambar 7.33.

#### 7.3.2.2 Kincir Angin Sumbu Horisontal

Setelah ide kincir angin sampai Eropa, sumbunya diubah ke arah horisontal. Mesin semacam ini terdapat di Perancis dan Inggris pada akhir Abad XII dan disebut *post mills*. Modifikasi kincir ini terjadi di Eropa dan Amerika, digunakan untuk menggiling gandum, drainase, penggerajian kayu, dan lain-lain.

### 7.3.3 Pembangkit Listrik

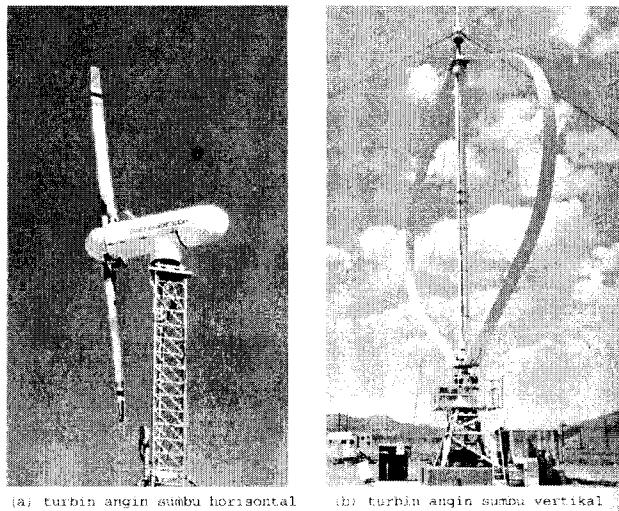
Kincir angin pertama kali yang digunakan untuk membangkitkan listrik dibangun oleh P. La Cour dari Denmark di akhir Abad IX. Setelah Perang Dunia I, layar dengan airfoil berpenampang melintang menyerupai sudu propeler pesawat terbang digunakan untuk kincir angin, yang sekarang disebut *propeller type windmill* atau *wind turbine*. Kincir semacam ini dibangun di Crine dan menghasilkan listrik tegangan rendah.

Eksperimen pada kincir angin sudu kembar dilakukan di USA, khususnya di tahun 1940, di mana dibangun suatu kincir yang besar yang disebut *mesin smith-putman*, yang dirancang oleh Palmer Putman dengan asisten dari Theodore Von Karman. Suatu pembangkit berkapasitas 1,25 MW dibuat oleh Morgen Smith Company dari York Pensylvania. Kincir ini bersudu kembar dengan diameter propeler 175 ft (55 m) (bertipe rotor) beratnya 16 ton, dipasang di atas menara setinggi 10 ft (34 m), dan berputar pada 28 rad/men. Salah satu sudunya patah pada tahun 1945.

### 7.3.4 Prinsip Energi Angin

Dari sejumlah energi matahari yang terserap oleh bumi, 20% atau  $2.10^6$  Watt diserap oleh atmosfer. Penyerapan energi panas ini dapat memanaskan atmosfer bumi yang merupakan suatu penyimpanan energi termal, sebagai gerak konveksi dari atmosfer yang merupakan suatu konversi ke energi kinetik meskipun jumlahnya tidaklah begitu besar.

Hubbert memperkirakan bahwa konveksi arus yang ditimbulkan oleh lautan dan atmosfer bergabung membentuk suatu energi yang besarnya  $3,7 \cdot 10^{14}$  Watt. Menurut Willet, yang juga dikutip oleh Putman, energi angin dapat memberikan daya sebesar  $2 \cdot 10^{13}$  Watt. Bila 1% dari perkiraan daya menurut Willet dimanfaatkan, suatu daya sebesar  $2 \cdot 10^{11}$  Watt akan diperoleh. Angka ini merupakan 3% dari kebutuhan energi dunia tahun 1972.



Gambar 7.34 Contoh rancangan wind turbine modern

#### 7.3.4.1 Tenaga Total

Tenaga total aliran angin adalah sama dengan laju energi kinetik aliran yang datang,  $KE_i$ .

$$\dot{W}_{tot} = \dot{m} KE_i = \dot{m} \frac{V_i^2}{2g_c} \quad 7.20$$

di mana:

$\dot{W}_{tot}$  = tenaga total, watt atau ft-lbf

$\dot{m}$  = laju aliran massa, kg/s atau lbm/jam

$V_i$  = kecepatan aliran, m/s atau ft/jam

$g_c$  = faktor konversi =  $1,0 \text{ kg/(N.s}^2\text{)}$  atau  $4,17 \times 10^8 \text{ lbm-ft/lbf-jam}$

Laju aliran massa diberikan oleh persamaan kontinuitas:

$$\dot{m} = \rho A V_i$$

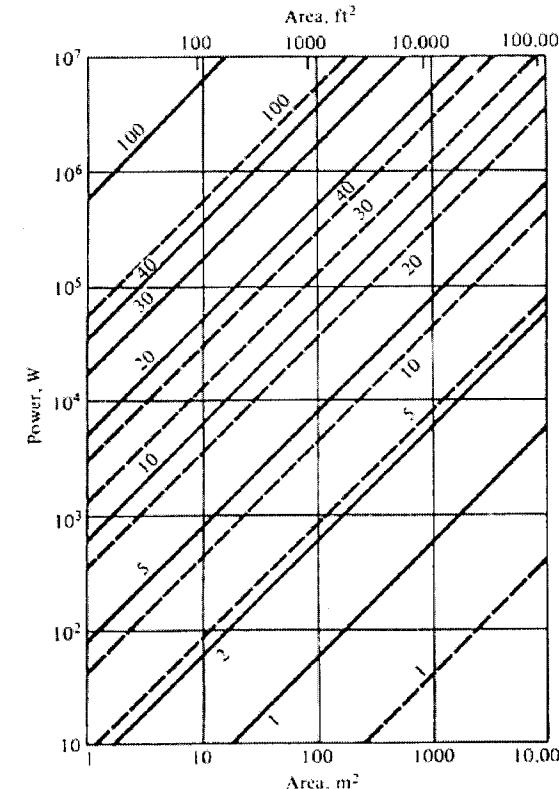
di mana:

$\rho$  = massa jenis angin,  $\text{kg/m}^3$  atau  $\text{lbm/ft}^3$

$A$  = luas penampang melintang aliran,  $\text{m}^2$  atau  $\text{ft}^2$

Sehingga:

$$\dot{W}_{tot} = \frac{1}{2g_c} \rho A V_i^3 \quad 7.21$$

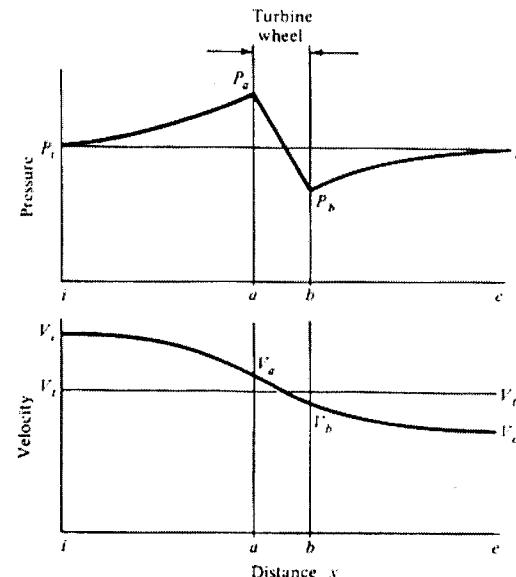


Gambar 7.35 Tenaga total yang tersedia di mana aliran angin dengan kecepatan  $V_i$  dan luas penampang-melintang  $A$ .  $P = \dot{m} V_i^3$ ,  $T = 15^\circ C = 59^\circ F$ . Garis penuh  $V_i$  dalam  $\text{mi/det}$ , garis putus-putus  $V_i$  dalam  $\text{mi/jam}$

Jadi tenaga total aliran angin berbanding langsung terhadap massa jenisnya, luas, dan pangkat tiga kecepatannya. Gambar 7.35 adalah plot  $P_{\text{tot}}$  sebagai fungsi  $A$  dan  $V_i$  untuk angin pada tekanan atmosfer standar dan 15°C (59°F).

#### 7.3.4.2 Tenaga Maksimum

Dengan memperhatikan Gambar 7.36, dan mengasumsikan bahwa roda turbin mempunyai ketebalan  $a-b$ , tekanan masuk dan kecepatan masuk adalah  $P_i$  dan  $V_i$ , dan pada bagian keluar  $P_e$  dan  $V_e$ .  $V_e$  adalah lebih kecil dari pada  $V_i$  karena energi kinetiknya telah diambil turbin.



Gambar 7.36 Profil tekanan dan kecepatan angin yang melalui wind turbin jenis propeler sumbu horisontal.

Pertimbangkan udara masuk antara  $i$  dan  $a$  sebagai sistem termodynamika. Asumsikan massa jenis udara konstan, tidak ada perubahan energi potensial dan tidak ada kerja serta panas yang ditambahkan atau dibuang antara  $i$  dan  $a$ . Demikian juga sistem bagian keluar  $b$  dan  $e$ . Dengan menerapkan keseimbangan energi maka akan diperoleh:

$$\dot{W}_{\text{maks}} = \frac{8}{27 g_c} \rho A V_i^3 \quad 7.22$$

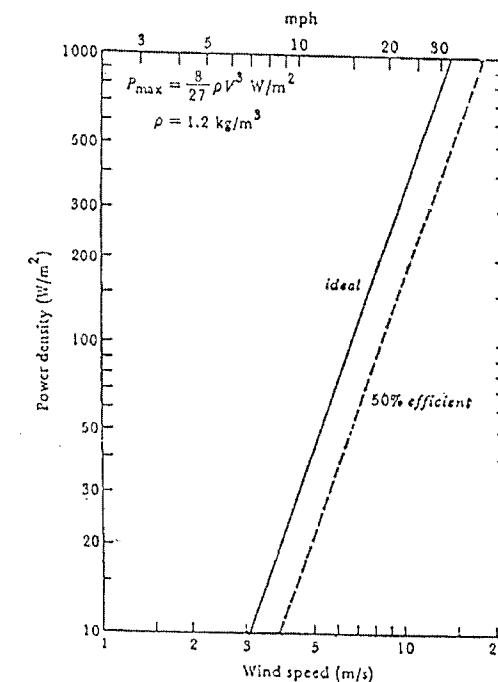
Efisiensi teoretis atau ideal, atau maksimum (juga disebut *power coefficient*) dari turbin angin adalah perbandingan tenaga maksimum yang diperoleh dari angin terhadap tenaga total angin:

$$\eta_{\text{maks}} = \dot{W}_{\text{maks}} / \dot{W}_{\text{tot}} = 16/27 = 0,5926 \quad 7.23$$

Dengan kata lain, turbin angin dapat mengonversikan tidak lebih dari 60% tenaga total angin menjadi tenaga berguna.

#### 7.3.4.3 Tenaga Aktual

Karena roda turbin angin tidak dapat tertutup sempurna, dan karena sebab-sebab yang lain, dalam praktiknya turbin hanya dapat mencapai 50-70% dari efisiensi idealnya.



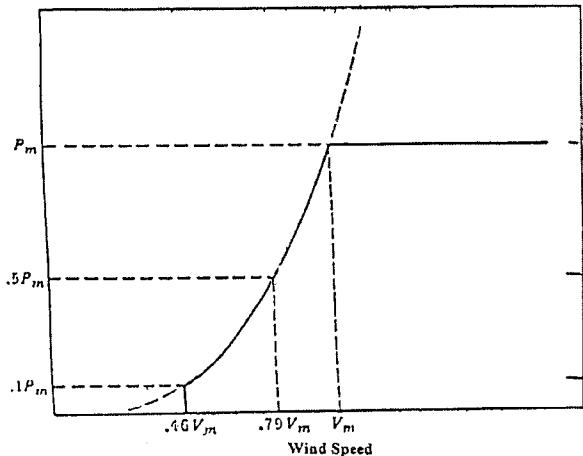
Gambar 7.37 Power density maksimum vs kecepatan angin

Efisiensi aktual,  $\eta$ , adalah perkaliannya dengan  $\eta_{\text{maks}}$  dan adalah perbandingan tenaga aktual terhadap tenaga total:

$$\dot{W} = \eta \dot{W}_{\text{tot}} = \eta \frac{1}{2g_c} \rho A V_i^3 \quad 7.24$$

di mana  $\eta$  bervariasi 30-40% untuk turbin aktual.

Gambar 7.36 memperlihatkan densitas daya sebagai fungsi kecepatan angin. Sebagai contoh, angin dengan kecepatan 10 m/s akan memberikan *power density* (rapat daya) sebesar  $356 \text{ W/m}^2$  (ideal). Sedang Gambar 7.38 memperlihatkan keluaran daya fungsi kecepatan suatu kincir angin yang dirancang pada suatu daya penuh  $P_m$  pada kecepatan sebesar  $V_m$ . Kecepatan di atas akan memberikan penurunan daya secara drastis. Untuk kecepatan angin sebesar  $0,46 V_m$ , daya yang dihasilkan menjadi 10% dari daya penuh ( $P_m$ ). Sedang daya yang konstan pada kecepatan angin yang membesar ( $P_m$ ) pada  $V > V_m$ ) akan menurunkan efisiensinya saja.



Gambar 7.38 Keluaran daya sebagai fungsi kecepatan untuk turbin angin

#### 7.3.4.4 Gaya pada Sudu

Gaya pada sudu jenis propeler ada dua macam, yaitu gaya keliling (*circumferencial force*) yang arahnya adalah rotasi roda yang mengakibatkan torsi, dan gaya aksial ke arah aliran angin yang menyebabkan gaya aksial (*axial thrust*).

Gaya keliling, atau torsi,  $T$ , diperoleh dari:

$$T = \frac{\dot{W}}{\omega} = \frac{\dot{W}}{\pi D N} \quad 7.25$$

Di mana:

$T$ : torsi, N, atau lbf (gaya torsii)

$\omega$ : kecepatan anguler roda turbin, putaran/s

$D$ : diameter roda turbin =  $(4A/\pi)^{1/2}$ , m atau ft

$N$ : putaran roda tiap satuan waktu, s<sup>-1</sup>

Untuk turbin yang beroperasi pada  $P$ , torsi diberikan oleh:

$$T = \eta \frac{1}{8g_c} \frac{\rho D V_i^3}{N} \quad 7.26$$

Untuk turbin yang beroperasi pada  $\eta_{\text{maks}} = 16/27$ , torsi diberikan oleh

$$T_{\text{maks}} = \frac{2}{27g_c} \frac{\rho D V_i^3}{N} \quad 7.27$$

Gaya aksial, atau *axial thrust*, diberikan oleh:

aya aksial pada roda turbin yang beroperasi pada efisiensi maksimum di mana  $V_e = 1/3 V_i$  diberikan oleh:

$$F_{X,\text{maks}} = \frac{4}{9g_c} \rho A V_i^2 = \frac{\pi}{9g_c} \rho D^2 V_i^2 \quad 7.29$$

#### Contoh 7.2

Angin pada kecepatan 10 m/s dengan tekanan atmosfer standar dan temperatur 15°C. Hitung: (1) daya densitas total pada aliran angin, (2) daya densitas maksimum yang mungkin didapat, (3) daya densitas yang mungkin didapat, semua dalam W/m<sup>2</sup>, (4) tenaga total, kW, yang dihasilkan bila diameter turbin 120 m, dan (5) torsi dan gaya aksial, dalam N, bila turbin beroperasi pada 40 rad/menit dan efisiensi maksimumnya.

**Penyelesaian:**

Konstanta gas untuk udara  $R = 287 \text{ J/(kg.K)}$ ,  $1 \text{ atm} = 1,01325 \times 10^5 \text{ Pa}$

$$\text{Massa jenis udara } \rho = \frac{P}{RT} = \frac{1,01325 \times 10^5}{287(15 + 273,15)} = 1,226 \text{ kg/m}^3$$

$$1) \frac{\dot{W}_{\text{tot}}}{A} = \frac{1}{2g_c} \rho V_i^3 = \frac{1}{2 \times 1} 1,226 \times 10^3 = 613 \text{ W/m}^2$$

$$2) \frac{\dot{W}_{\text{maks}}}{A} = \frac{8}{27g_c} \rho V_i^3 = \frac{8}{27 \times 1} 1,226 \times 10^3 = 363 \text{ W/m}^2$$

3) Dengan mengasumsikan  $\eta = 40\%$

$$\frac{\dot{W}}{A} = 0,4 \left( \frac{\dot{W}_{\text{tot}}}{A} \right) = 0,4 \times 613 = 245 \text{ W/m}^2$$

Dalam satuan British ini sama dengan  $22,76 \text{ W/ft}^2$  pada  $22,37 \text{ mi/jam}$ .

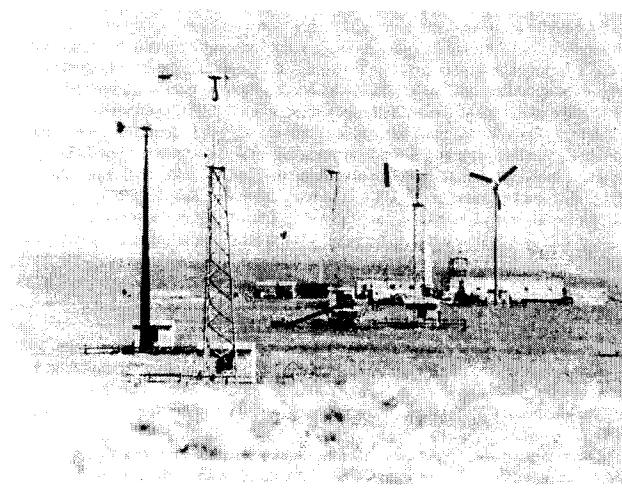
$$4) \dot{W} = 0,245 \times \frac{\pi D^2}{4} = 0,245 \times \frac{\pi 120^2}{4} = 2770 \text{ kW}$$

$$5) T_{\text{maks}} = \frac{2}{27g_c} \frac{\rho D V_i^3}{N} = \frac{2}{27 \times 1} \frac{1,20 \times 1,226 \times 10^3}{46/60} = 16.347 \text{ N} \\ (= 36751 \text{ lbf})$$

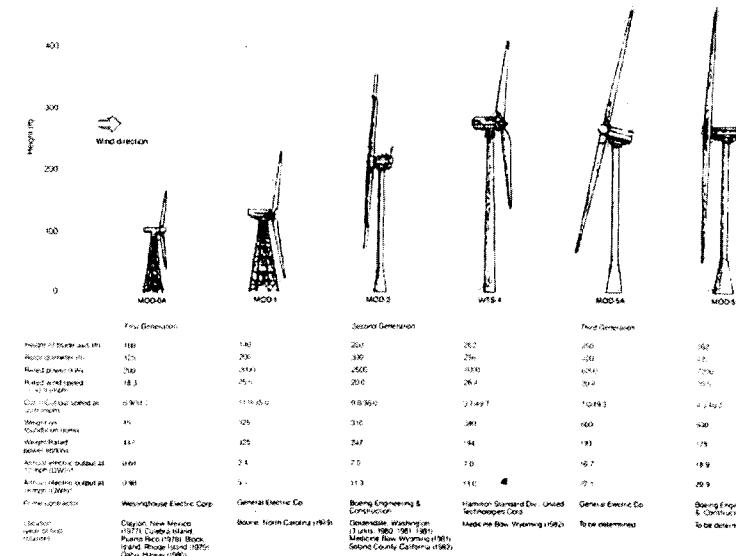
$$F_{x,\text{maks}} = \frac{\pi}{9g_c} \rho D^2 V_i^2 = \frac{\pi}{9 \times 1} (1,226 \times 120^2 \times 10^2) \\ = 616.255 \text{ N} (= 138.540 \text{ lbf})$$

### 7.3.5 Pengembangan Turbin Angin Terbaru

Gambar 7.39 sampai 7.44 berikut memperlihatkan pengembangan terbaru dari turbin angin, baik untuk mesin kecil, untuk pengetesan seperti yang terdapat di Rocky Flats, Colorado, maupun yang berukuran besar seperti di USA.



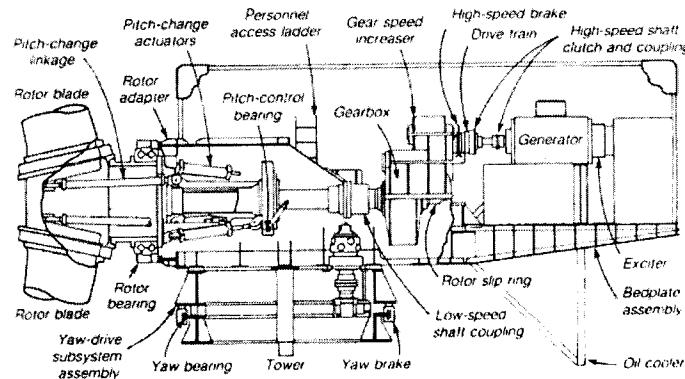
**Gambar 7.39** Pusat pengujian mesin angin kecil, The Rocky Flats, Colorado



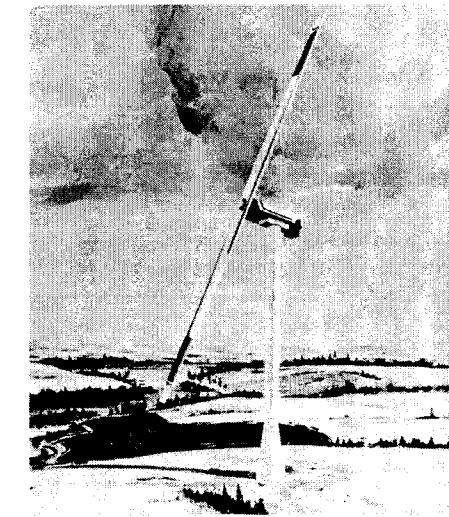
**Gambar 7.40** Tahap pengembangan turbin angin besar sumbu-horisontal di USA



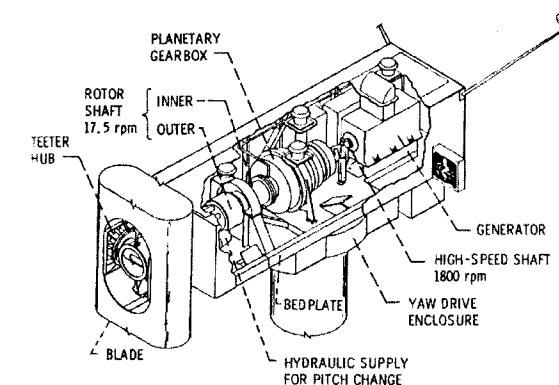
Gambar 7.41 Turbin angin MOD-1 di Howard's Knob, Boone, North Carolina



Gambar 7.42 Gambar bagian MOD-1: rotor dan suku di kiri, generator listrik di kanan, dan penggerak yaw di bawah



Gambar 7.43 Konsep seni dari turbin angin MOD-2 di Goodnoe Hills, Washington



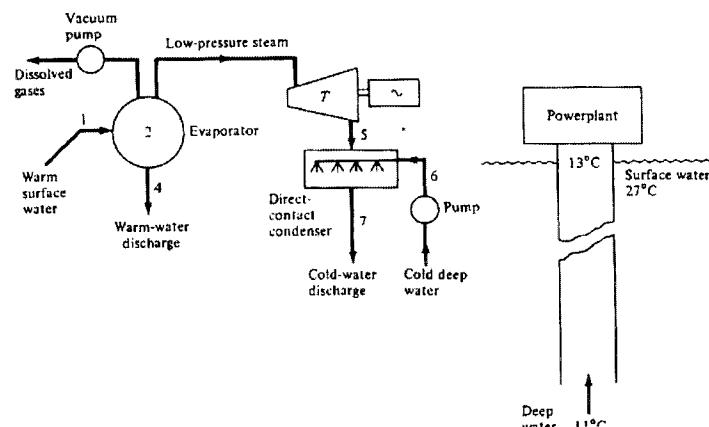
Gambar 7.44 Gambar bagian mesin MOD-2

## 7.4 PESAWAT PENGONVERSI ENERGI TERMAL SAMUDRA (OTEC)

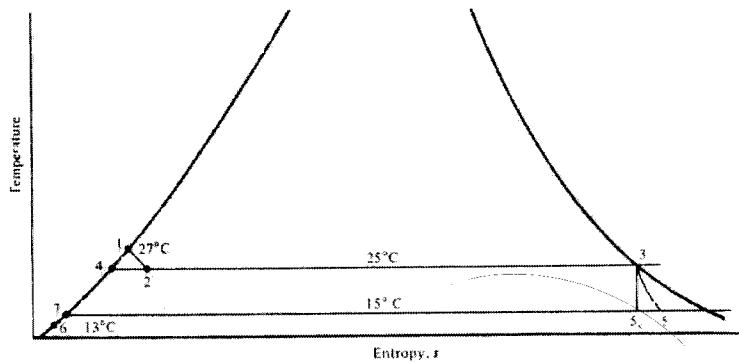
Mesin ini bekerja mengonversikan energi laut yang berbeda temperaturnya antara permukaan ( $+27^{\circ}\text{C}$ ) dan kedalaman ( $\pm 1 \text{ km}$ , temperaturnya  $\leq 10^{\circ}\text{C}$ ). Terdapat dua rancangan dasar sistem OTEC: siklus terbuka dan siklus tertutup.

#### 7.4.1 Siklus Terbuka

Konstruksi OTEC pertama kali dibangun oleh George Claude Tahun 1929 di Mantanaz Bay (Cuba). Instalasi ini memakai air hangat dari Gulf Stream sebagai sumber panas dari dasar laut yang terjal dekat teluk yang menurun vertikal dengan kedalaman sekitar 100-200 meter sebagai *heat sink*.



Gambar 7.45 Diagram alir dan skematis suatu pembangkit OTEC dari Claude (siklus terbuka)



Gambar 7.46 Diagram T-s dari proses pada Gambar 7.45

Instalasi claude menggunakan siklus terbuka. Dalam siklus ini air laut berperan sebagai sumber panas, fluida kerja, pendingin, dan *heat sink*. Skema sistem dan prosesnya dapat dilihat pada Gambar 7.45 dan 7.46.

Dalam siklus ini air permukaan yang bertemperatur 27°C (80,6°F) dimasukkan dalam evaporator yang tekanannya dijaga sedikit di bawah tekanan jenuh air pada 27°C. Air yang masuk evaporator akan menguap pada "tekanan baru". Dalam gambar di atas air hangat 27°C tekanan jenuh 0,0356 bar (0,517 Psia) di 1. Tekanan evaporator adalah 0,0317 bar (0,459 Psia) dengan temperatur jenuh 25°C (77°F). Proses 1-2 adalah *throttling* sehingga entalpi proses ini adalah konstan. Untuk menjaga tekanan yang rendah di evaporator digunakan pompa vakum, yang juga menghisap gas-gas terlarut yang tidak dapat dikondensasikan dari evaporator.

Dalam evaporator terdapat campuran air dan uap dengan kualitas sangat rendah di 2. Uap dipisahkan dari air menjadi uap jenuh di 3 dan air yang dikembalikan ke laut di 4. Uap di 3 mempunyai tekanan sangat rendah, dengan volume jenis sangat tinggi (pada 0,0317 bar,  $v = 43.000 \text{ m}^3/\text{kg}$ , bandingkan 160 bar,  $0,021 \text{ m}^3/\text{kg}$  untuk *fossil powerplants*) diekspansikan dalam turbin yang dirancang khusus untuk keperluan ini (ukuran turbin menjadi besar sekali karena volume jenis fluida yang besar).

Tekanan dan temperatur kondensor pada 5 adalah 0,017 bar (0,247 Psia) dan 15°C (59°F). Jenis kondensornya adalah kontak langsung karena uap keluar turbin akan dibuang ke laut. Dalam kondensor ini kondisi 5 dicampur dengan air dingin dari pipa yang mengambil air dari kedalaman laut pada 6, yang menghasilkan air jenuh di 7. Air ini kemudian dibuang ke laut.

Air pendingin mencapai kondensor 13°C karena selama mengalir dalam pipa dari kedalaman (11°C) mendapat panas dari air di luar pipa. Untuk mengatasi kenaikan suhu air pendingin, ukuran pipa harus besar dan menyirkulasikan  $4000 \text{ m}^3/\text{hari}$ , yang hanya 10% saja yang dipakai untuk pendinginan.

#### Contoh 7.3

Siklus claude menghasilkan 100 kW (*gross*), beroperasi pada kondisi Gambar 7.45. Turbin mempunyai efisiensi politropis 0,80 dan efisiensi kombinasi mekanis-elektrik antara turbin-generator 0,90. Hitung laju air permukaan dan kedalaman dalam kg/s dan  $\text{m}^3/\text{s}$ , efisiensi siklus (*gross*) dan pembangkit tenaga (*plant*).

**Penyelesaian:**

Dengan menggunakan data uap temperatur rendah (Tabel 5 dalam lampiran) diperoleh:

Di evaporator:

$$\begin{aligned} h_1 &= h_f \text{ pada } 27^\circ\text{C} = 113,2 \text{ kJ/kg}, v_1 = 0,0010036 \text{ m}^3/\text{kg} \\ h_2 &= h_1 = 113,2 = (h_f + x_2 h_{fg}) \text{ pada } 25^\circ\text{C} \\ &= 104,8 + x_2 \cdot 2442 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$x_2 = 0,00344, \text{ atau } 0,344\%$$

Laju aliran massa air hangat tiap laju aliran massa unit turbin:

$$\dot{m}_w = \frac{m_1}{m_3} = \frac{m_2}{m_3} = \frac{1}{x_2} = \frac{1}{0,0034} = 290,7$$

Di turbin:

$$h_3 = h_g \text{ pada } 25^\circ\text{C} = 2550 \text{ kJ/kg}, s_3 = 8,5570 \text{ kJ/(kg K)}$$

Untuk turbin reversibel adiabatik, ekspansi adalah ke 5s

$$\begin{aligned} s_{ss} &= s_3 = 8,5570 = (s_f + x_{ss} \cdot s_{fg}) \text{ pada } 15^\circ\text{C} \\ &= 0,2244 + x_{ss} \cdot 8,5562 \end{aligned}$$

sehingga:

$$x_{ss} = 0,9739 \text{ atau } 97,39\%$$

$$h_{ss} = (h_f + x_{ss} \cdot h_{fg}) \text{ pada } 15^\circ\text{C} = 62,97 + 0,9739 \cdot 2465 = 2463,6 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Kerja turbin adiabatik reversibel} = h_3 - h_{ss} = 2550 - 2463,6 = 86,4 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Kerja turbin aktual, } W_T = 86,4 \times \text{efisiensi politropik} = 86,4 \times 0,8 = 69,1 \text{ kJ/kg}$$

$$h_5 = h_3 - \text{kerja aktual} = 2550 - 69,1 = 2480,9 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Pada } x_5 = 0,9809 \text{ atau } 98,09\% \text{ dan } v_5 = 76,48 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Keluaran turbogenerator} = 69,1 \times 0,9 = 60,8 \text{ kJ/kg}$$

Di kondensor:

$$h_6 \sim h_f \text{ pada } 13^\circ\text{C} = 54,60 \text{ kJ/kg}, v_6 = 0,0010007 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h_7 = h_f \text{ pada } 15^\circ\text{C} = 62,97 \text{ kJ/kg}$$

Laju aliran massa air dingin adalah laju aliran massa tiap unit turbin:

$$\dot{m}_c = \frac{h_5 - h_7}{h_7 - h_6} = \frac{2480,9 - 62,97}{62,97 - 54,60} = 288,9 \text{ kg/det}$$

Untuk siklus:

$$\text{Laju aliran massa turbin, } \dot{M}_T = \frac{\text{kerja turbin}}{W_T} = \frac{100}{69,1} = 1,447 \text{ kg/det}$$

Laju aliran volume turbin pada throttle:

$$\dot{M}_T v_3 = 1,447 \cdot 43,40 = 62,8 \text{ m}^3/\text{det}$$

Laju aliran volume pada keluaran turbin:

$$\dot{M}_T v_5 = 1,447 \cdot 76,48 = 110,7 \text{ m}^3/\text{det}$$

Laju aliran massa air

$$\text{hangat, } \dot{M}_w = \dot{M}_T \dot{m}_w = 1,447 \cdot 290,7 = 420,6 \text{ kg/det}$$

Laju aliran volume air hangat:

$$\dot{V}_w = \dot{M}_w v_1 = 420,6 \cdot 0,0010036 = 0,422 \text{ m}^3/\text{det}$$

$$\text{Laju aliran massa air dingin, } \dot{M}_c = \dot{M}_T \dot{m}_c = 1,447 \cdot 288,9 = 418,0 \text{ kg/det}$$

Laju aliran volume air dingin:

$$\dot{V}_c = \dot{M}_c v_6 = 418,0 \cdot 0,0010007 = 0,418 \text{ m}^3/\text{det}$$

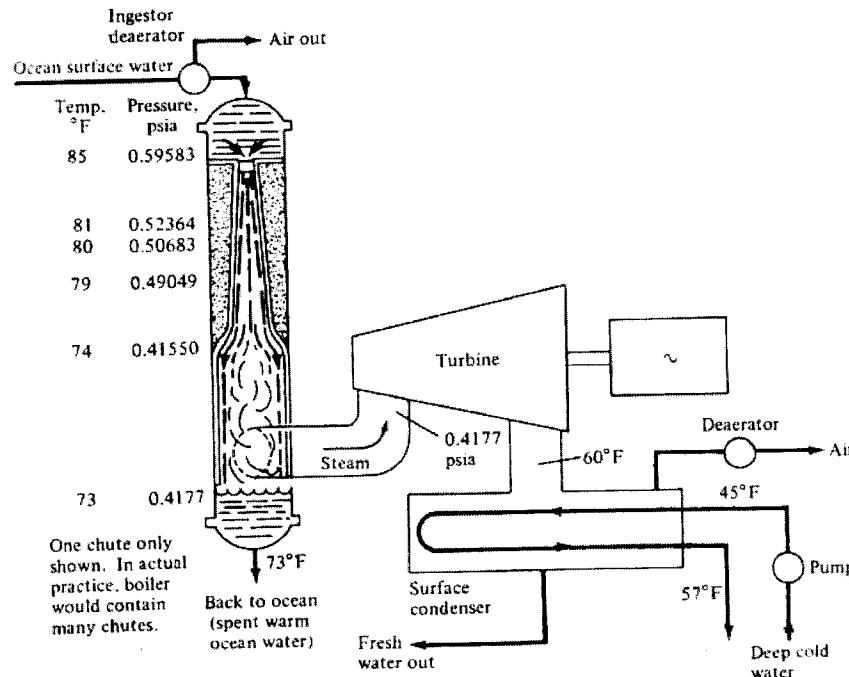
$$\text{Efisiensi siklus gross} = \frac{W_T}{q_A} = \frac{h_3 - h_5}{h_3 - h_7} = \frac{69,1}{2487} = 0,0278 = 2,78\%$$

$$\text{Efisiensi pembangkit tenaga gross} = 0,0278 \cdot 0,9 = 0,0250 = 2,5\%$$

#### 7.4.2 Modifikasi Siklus OTEC Terbuka

Perbaikan dan modifikasi siklus claude telah diusulkan sebagai usaha untuk mengubahnya menjadi sistem yang dapat berjalan secara ekonomis. Usaha tersebut difokuskan dalam dua hal: mengubah jenis evaporator menjadi lebih

efisien, disebut CFE (*Controlled Flash Evaporator*), dan penggunaan pembangkit tenaga untuk kogenerasi dari elektrik dan air bersih.



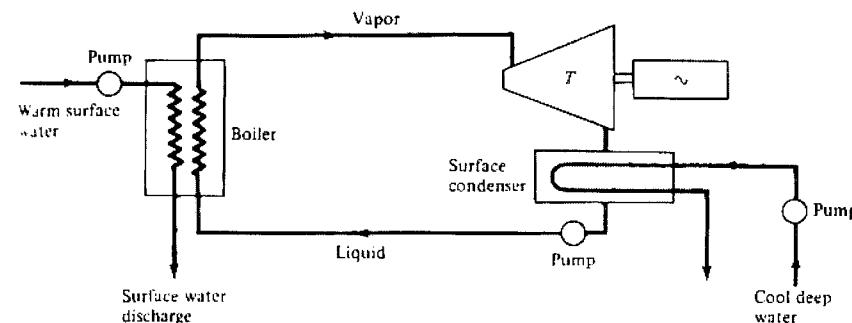
Gambar 7.47 Skematis suatu siklus terbuka dengan CFE dan kondensor permukaan untuk kogenerasi dari elektrik dan air bersih.

Masukan air pada turbin siklus ini ada pada 0,4177 Psia (0,0288 bar) dan 73°C (22,8°C) dan keluaran 0,25611 Psia (0,0177 bar) dan 60°F (15,6°C). Bila air bersih tidak ingin dihasilkan maka dapat digunakan kondensor jenis kontak langsung dengan keluaran turbin sekitar 0,2330 Psia (0,0161 bar) dan 57°F (13°C), dengan efisiensi dan keluaran pembangkit tenaga yang besar.

#### 7.4.3 Siklus Tertutup (Siklus Anderson)

Walaupun usaha mendapatkan tenaga dari perbedaan temperatur air laut dilakukan oleh Claude pada Tahun 1929, Anderson pada konsep awalnya (1881) juga memanfaatkan temperatur hangat permukaan dan dingin kedalaman sebagai sumber panas dan *heat sink*, tetapi dengan fluida kerja

terpisah yang menerima dan melepas panas ke *heat source* dan *heat sink* lewat penukar kalor (*boiler* dan *surface condenser*), lihat Gambar 7.48.



Gambar 7.48 Skematis pembangkit tenaga OTEC siklus tertutup

Fluida kerja dapat amonia, propane atau freon. Tekanan (jenuh) operasi fluida-fluida tersebut pada ketel dan temperatur kondensator jauh lebih besar daripada air, sekitar 10 bar pada ketel, dan volume jenis jauh lebih kecil dibanding uap air di pembangkit konvensional. Tekanan dan volume jenis yang demikian memungkinkan turbin berukuran jauh lebih kecil dan lebih rendah biayanya daripada menggunakan turbin uap tekanan rendah siklus terbuka. Siklus tertutup juga mencegah permasalahan pada evaporator. Namun siklus ini memerlukan penukar panas (ketel dan kondensator) yang sangat besar karena untuk efisiensi sekitar 2%, jumlah panas yang ditambahkan dan dikeluarkan adalah 50 kali keluaran pembangkit.

#### 7.5 PESAWAT PENGONVERSI ENERGI PASANG-SURUT (TIDAL)

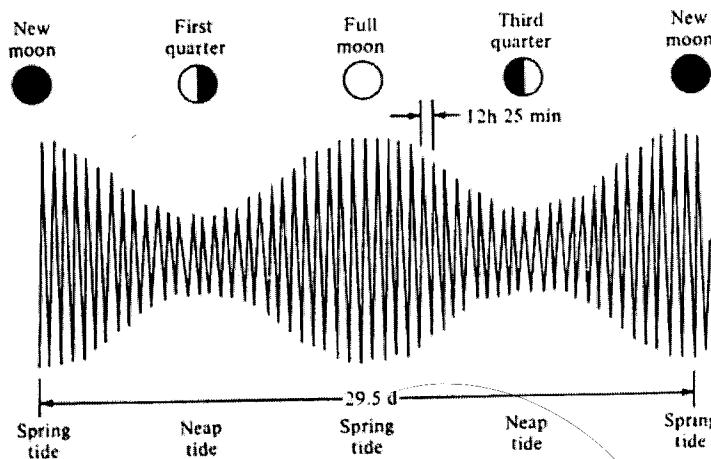
Pasang surut adalah sumber lain dari energi laut. Energi ini dapat diperoleh dari air pantai dengan membangun dam dan menjebak air pada saat pasang naik dan membebaskannya saat surut. Tenaga dapat diperoleh dengan memasang turbin dari aliran air masuk-keluar dam. Jumlah energi yang tersedia besar sekali tetapi hanya di beberapa bagian bumi saja.

Energi pasang surut menyerupai energi hidro yang memanfaatkan energi potensial air. Keduanya dipakai selama berabad-abad. Gilingan tidal (pasang surut) pernah digunakan di Eropa dan England. Contohnya adalah gilingan di Woodbridge, Suffolk, yang menggunakan pasang-surut sebagai penggiliran pandum di Tahun 1170. Yang lain adalah kincir air pasang surut

yang dibuat pada Abad XIV di bawah London Bridge yang menyuplai air ke London sampai Abad XVI. Penggilingan gandum, penggergajian kayu dan pompa air yang memanfaatkan tenaga tidal banyak dijumpai di Inggris, New England, dan Rusia pada Abad XVII dan XVIII. Salah satu ilmuwan yang mengembangkan tenaga tidal saat awal adalah George Darwin, anak ilmuwan biologi Charles Darwin, tahun 1898.

Energi pasang surut, walaupun dapat diperoleh tanpa biaya, tidak menyenangkan, karena datangnya bervariasi dari hari ke hari, dengan rentang (*head*) yang bervariasi. Untuk mendapatkan keluaran yang besar perlu biaya besar. Dengan mulai terjadinya krisis energi pada tahun 1970, energi tidal, seperti energi terbarui lainnya, mulai menjadi perhatian.

Pasang surut bersifat ritmis (berirama) tetapi tidak konstan, tidak terjadi dengan jadwal harian yang teratur. Terjadi karena adanya keseimbangan gaya-gaya, terutama karena gaya gravitasi bulan, tetapi juga dari matahari. Keduanya bekerja bersama pada bumi, mengimbangi gaya sentrifugal air karena rotasi bumi. Akibatnya adalah terjadinya ritme pasang dan surut air. Pasang surut dikarakteristikkan oleh jadwal dan rentang (*schedule and range*).



Gambar 7.49 Tinggi dan rendah relatif tidal menunjukkan variasi rentang selama bulan komariah

Jadwal pasang surut bervariasi dari hari ke hari karena orbit bulan tidak terjadi beraturan, 24 jam. Tetapi bulan mengelilingi bumi setiap 24 jam 50 menit. Selama waktu ini terjadi pasang surut dua kali, menghasilkan siklus tidal yang berakhir 12 jam 25 menit.

Rentang tidal didefinisikan sebagai:

$$R = \text{ketinggian air pada saat pasang (naik)} - \text{ketinggian air pada saat surut (turun)}$$

Rentang tidal tidak konstan. Ini bervariasi selama 29,5 hari waktu bulan (*lunar month*), lihat Gambar 7.49 di atas. Akan menjadi maksimum saat bulan muda dan bulan purnama, yang disebut pasang terbesar (*spring tides*), dan minimum pada seperempat pertama dan ketiga dari bulan komariah, disebut pasang terkecil (*neap tides*). Siklus *spring-neap tides* berakhir setengah waktu bulan. Rentang rata-rata kira-kira sepertiga rentang pasang terbesar. Variasi rentang agak rumit karena variasi musim yang disebabkan bentuk elips orbit bumi mengelilingi matahari.

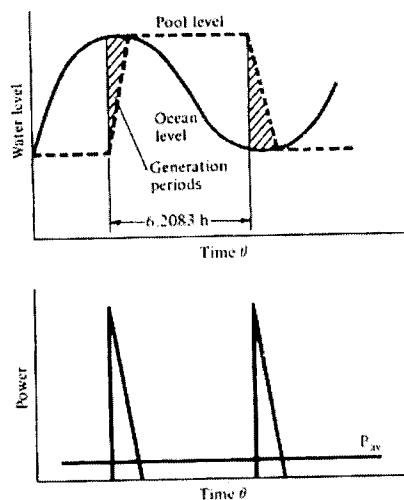
Variasi dalam periode harian dan bulanan tentu dipertimbangkan dalam rancangan dan operasi pembangkit tenaga tidal. Pasang surut biasanya dapat diduga dan tabel pasang surut yang akurat biasanya tersedia.

Rentang tidal bervariasi dari satu tempat ke tempat lain. Kondisi ini dipengaruhi profil garis pantai dan kedalaman air. Bila baik maka akan dapat menimbulkan resonansi yang menyebabkan rentang tidal yang besar. Rentang itu harus besar untuk mengatasi besarnya biaya bangunan dam dan peralatan pembangkit tenaga listriknya. Pasang surut yang demikian ini hanya terjadi di sedikit tempat di bumi. Satu yang paling memungkinkan adalah Teluk Fundy, antara Maine USA dan New Brunswick Kanada, di mana rentangnya dapat mencapai ketinggian 20 m (~66 ft). Tempat potensial lainnya adalah kuala Sungai Revern di Britain, English Channel, Pentagonian Coast di Argentina, Kisyla Inlet di Barent Sea di USSR perbatasan dengan Norwegia, Kuala Rance di Brittany Coast, Perancis, pantai sepanjang Sea of Okhotsk di Jepang, dan beberapa tempat rentangnya mencapai atau melebihi 10 m (33 ft).

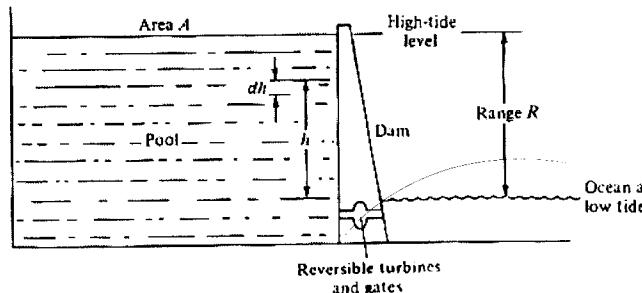
Tenaga tidal yang didisipasikan di seluruh dunia diperkirakan  $2,4 \times 10^6$  MW, yang sama dengan sepertiga jumlah konsumsi dunia di awal 1970-an. Dari jumlah itu  $10^6$  MW didisipasikan di laut dangkal dan pantai-pantai yang tidak termanfaatkan. Karena tingginya biaya modal dam dan struktur lain yang berhubungan dengan sistem konservasi energi, hanya sedikit kebutuhan energi yang dapat dipenuhi oleh energi tidal.

### 7.5.1 Sistem Tidal Kolam Tunggal Sederhana

Sistem tidal kolam tunggal sederhana mempunyai satu kolom di belakang dan terisi air laut pada pasang naik dan dikosongkan pada saat surut. Kedua proses pengisian dan pengosongan berlangsung pada periode yang singkat (lihat Gambar 7.50). Aliran air dalam dua arah digunakan untuk menggerakkan sejumlah turbin reversibel, masing-masing menggerakkan generator elektrik. Tenaga elektrik digerakkan selama dua periode singkat selama periode tidal, yaitu 12 jam - 25 menit, atau sekali tiap 6 jam - 12,5 menit.



Gambar 7.50 Ketinggian laut dan kolam dan tenaga yang dibangkitkan dalam sistem tidal kolam tunggal



Gambar 7.51 Ketinggian berubah selama produksi tenaga dalam sistem tidal kolam tunggal

Energi maksimum yang dapat dibangkitkan selama satu periode pembangkitan dapat dievaluasi dengan bantuan Gambar 7.51, yang memperlihatkan kasus di mana kolam mulai terisi pada level tertinggi, pengosongan (pengeluaran) air melalui turbin ke laut pada saat surut. Proses balik menghasilkan energi yang sama.

Untuk rentang tidal  $R$ , dan head menengah  $h$  selama proses pengosongan, kerja diferensial oleh air adalah sama dengan energi potensialnya selama waktu itu, atau:

$$dW = \frac{g}{g_c} dm h \quad 7.30$$

tetapi,  $dm = -\rho A dh$   
sehingga

$$dW = \frac{g}{g_c} \rho A h dh \quad 7.31$$

di mana:

$W$  = kerja oleh air, ft-lbf atau J

$g$  = percepatan gravitasi, 32,2 ft/s<sup>2</sup> atau 9,81 m/s<sup>2</sup>

$g_c$  = faktor konversi, 32,2 ft-lbm/(lbf-s<sup>2</sup>) atau 1 kg/(N.s<sup>2</sup>)

$m$  = massa yang mengalir melalui turbin, lbm atau kg

$h$  = head, ft atau m

$\rho$  = massa jenis air, lbm/ft<sup>3</sup> atau kg/m<sup>3</sup>

$A$  = luas permukaan kolam, dianggap konstan, ft<sup>2</sup> atau m<sup>2</sup>

Kerja bersih total selama periode pengosongan (atau pengisian) didapat dengan mengintegrasikan persamaan untuk  $dW$  di atas:

$$W = \int_R^0 dW = -\frac{g}{g_c} \rho A \int_R^0 h dh$$

$$W = \frac{1}{2} \frac{g}{g_c} \rho A R^2 \quad 7.32$$

Kerja sebanding dengan kuadrat rentang. Tenaga yang dibangkitkan setiap periode adalah sama dengan  $W$  dibagi dengan waktu satu periode. Tenaga sebesar nol dibangkitkan selama waktu istirahat (gambar *Power vs Time*). Tenaga teoretis rata-rata yang dihasilkan air adalah  $W$  dibagi waktu total, yaitu sebesar tiap periode, atau 6 jam 12,5 menit, atau 22.350 detik. Jadi:

$$\dot{W}_{\text{rata-rata}} = \frac{1}{44.700} \frac{g}{g_c} \rho A R^2 \quad 7.33$$

di mana  $P_{\text{rata-rata}}$  = tenaga teoretis rata-rata, ft-lbf/s atau Watt

Dengan asumsi massa jenis air laut rata-rata 64 lbm/ft<sup>3</sup> atau 1.025 kg/m<sup>3</sup>, tenaga teoretis rata-rata tiap luas kolam diberikan oleh:

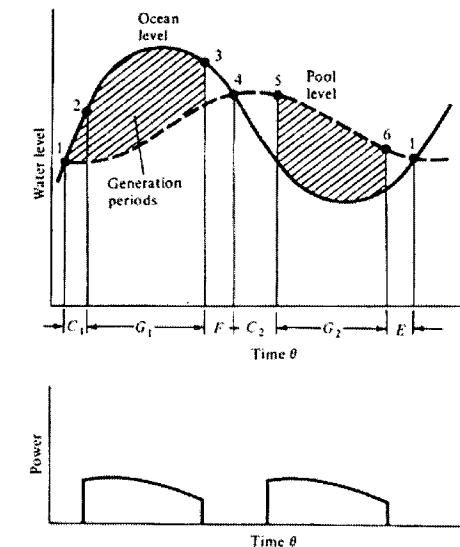
$$\begin{aligned} \frac{\dot{W}_{\text{rata-rata}}}{A} &= 1,43 \times 10^{-3} R^2 (\text{ft-lbf / ft}^2) \\ &= 0,225 R^2 (\text{W / m}^2 \text{ atau MW / km}^2) \end{aligned} \quad 7.34$$

Tenaga aktual yang dibangkitkan oleh sistem tidal akan lebih kecil dari harga di atas karena adanya kerugian gesek dan ketak-efisiensi turbin dan generator elektrik, hanya 25-30% dari nilai di atas. Namun demikian tenaga yang dibangkitkan dapat besar sekali. The Bay of Fundy, misalnya, mempunyai luas 13.000 km<sup>2</sup> dan rentang rata-rata 8 m. Dengan efisiensi 27,5%, mempunyai potensi untuk membangkitkan lebih dari 50.000 MW, atau 50 GW. Ini dua kali konsumsi listrik Kanada tahun 1980.

## 7.5.2 Sistem Tidal Kolam Tunggal Modulasi

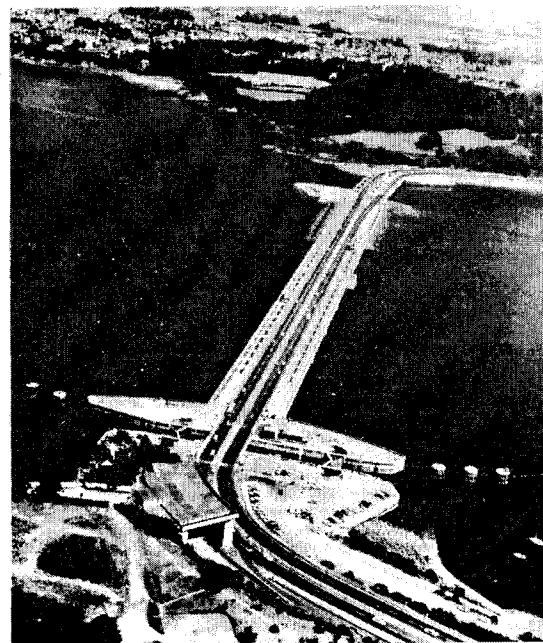
Sistem kolam tunggal sederhana tersebut di atas mempunyai keluaran tenaga dengan dua puncak tinggi-waktu singkat yang terjadi tiap periode tidal. Besarnya puncak juga berbeda setiap hari.

Sistem kolam tunggal modulasi mengurangi defisiensi di atas dengan membangkitkan tenaga lebih uniform pada head efektif rata-rata yang lebih rendah, walaupun masih ada periode tanpa pembangkitan. Karena head rata-rata  $h$  lebih kecil dan kerja dan tenaga sebanding terhadap  $h^2$ , turbin generator jauh lebih kecil dan beroperasi pada periode jauh lebih lama, namun menghasilkan kerja total yang lebih kecil.



**Gambar 7.52** Ketinggian lautan dan sistem kolam dalam tidal kolam tunggal modulasi  $C$ =pintu ditutup,  $G$ =pembangkitan,  $F$ =pengisian kolam,  $E$ =pengosongan kolam

Dari diagram ketinggian kolam dan laut, Gambar 7.52, turbin reversibel dapat beroperasi selama periode pengisian dan pengosongan kolam, tidak hanya saat ketinggian besar dan rendah saja. Turbin berhenti bekerja saat head sangat rendah demi efisiensi operasi. Periode  $C_1$  dimulai ketika kolam dan laut pada ketinggian rendah (1), pada saat laut mulai pasang naik semua pintu ditutup. Saat head cukup (2), pintu turbin dibuka dan air laut melaluinya. Tenaga dibangkitkan selama periode  $G_1$  dan ketinggian laut dan kolam naik. Ketinggian laut mencapai puncak dan mulai turun tetapi ketinggian kolam masih naik sampai (3), head masih terlalu rendah untuk pembangkitan yang efisien. Pintu ke turbin ditutup dan bypass dibuka sehingga kolam dapat terisi penuh selama periode  $F$  ke (4). Pada (4) semua pintu ditutup dan kolam tetap konstan sementara ketinggian laut turun selama periode  $C_2$ . Pada (5) head cukup untuk memungkinkan turbin bekerja searah sebaliknya dan periode pembangkitan kedua,  $G_2$ , dimulai. Pada (6) pembangkitan berhenti tetapi kolam dikosongkan selama periode  $E$  dan sistem kembali ke titik (1), mengulang siklus. Tenaga yang dibangkitkan memang tidak uniform tetapi tetap jauh lebih uniform dibanding sistem sederhana.



**Gambar 7.53** Tampak dari pembangkit tenaga tidal 240 MW (puncak) yang dibangun di River Rance, Brittan France.

Di seluruh dunia hanya ada dua pembangkit tidal sampai saat ini. Satu di Perancis, yang lain di USSR. Pembangkit di Perancis dibangun di Bay of Rance, melintasi River Rance, dekat St. Malo di Brittany, tahun 1966 (Gambar 7.53). Bay of Rance mempunyai kolam  $22 \times 10^6 \text{ m}^2$  dan rentang tidal maksimum 13 m. Dengan turbin reversibel sebanyak 24, masing-masing 10 MW, yang beroperasi sistem modulasi dengan tenaga pucak 249 MW. Tenaga rata-ratanya 160 MW. Proyek ini menunjukkan perbandingan biaya instalasi yang tinggi dibandingkan tenaga termis maupun tenaga air konvensional. Unit biaya kapital pembangkit, menurut ekonomi 1962, sebesar \$300/kW.

Pembangkit di USSR adalah kecil, 2 MW, untuk demonstrasi, juga dengan sistem modulasi. Mulai berproduksi 1972 di Kisyal, Cuba, kira-kira 1000 km utara Murmansk, dekat perbatasan Norwegia.

## 7.6 GELOMBANG LAUT, SIFAT, DAN PENGERTIANNYA

Gelombang laut merupakan energi dalam transisi, energi yang terbawa oleh sifat aslinya. Gelombang permukaan merupakan gambaran yang sederhana untuk menunjukkan bentuk dari suatu energi lautan. Adapun gejala dari energi gelombang bersumber pada fenomena-fenomena berikut:

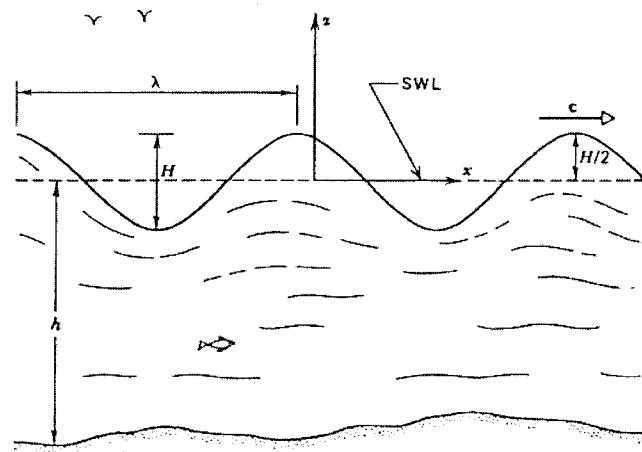
1. Benda (*body*) yang bergerak pada atau dekat permukaan yang menyebabkan terjadinya gelombang dengan periode kecil, energi kecil pula.
2. Angin yang merupakan sumber penyebab utama gelombang lautan.
3. Gangguan seismik yang menyebabkan terjadinya gelombang pasang atau tsunami.
4. Medan gravitasi bumi dan bulan penyebab gelombang besar, terutama menyebabkan terjadinya gelombang pasang yang tinggi.

Selanjutnya gelombang lautan ditinjau dari sifat pengukurannya dibedakan menurut ketinggian serta periode alunannya. Dari kebanyakan data yang ada, tinggi gelombang lautan dapat diukur melalui alat ukur gelombang ataupun dengan cara visual dengan melakukan pengamatan langsung di lapangan. Menurut pengamatan para ahli, tinggi gelombang sama sekali tidaklah berkaitan dengan tinggi rata-ratanya, melainkan berkaitan dengan seperti rata-rata tinggi gelombang maksimumnya.

Secara matematis gelombang laut sukar dijabarkan dengan pasti, tetapi dapat diformulasikan dengan pendekatan. Berbagai teori pendekatan digunakan untuk memberikan informasi ilmiah tentang sifat gelombang lautan pada suatu tingkat fenomena yang aktual. Suatu teori sederhana tentang gelombang lautan dikenal sebagai teori dari Airy atau teori gelombang linier. Selanjutnya para ahli membedakan sifat gelombang laut sebagai *gelombang linier* dan *gelombang non-linier*.

### 7.6.1 Gelombang Linier

Gelombang linier, dalam pengertian selanjutnya disebut *SWELL*, merupakan gelombang berbentuk sinusoidal dengan panjang gelombang yang lebih besar dari tinggi gelombangnya (lihat Gambar 7.54).



Gambar 7.54 Tatanama gelombang air. Suatu gelombang linier mempunyai profil sinusoidal

Potensi dari gelombang linear tergantung pada kedalaman dari dasar lautnya. Dalam istilah teknis, kedalaman air akan potensial bila:

$$h/\lambda \geq \frac{1}{2} \quad 7.35$$

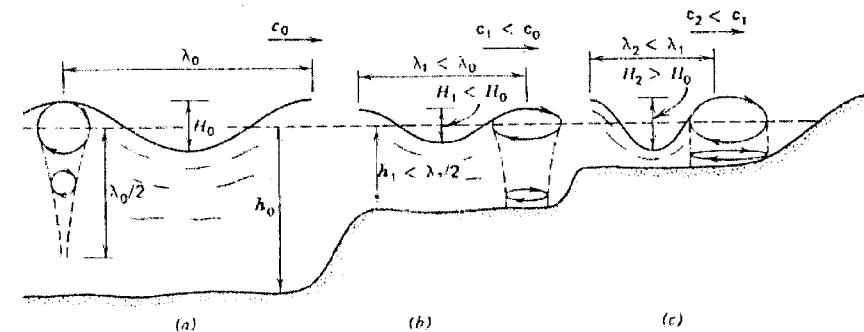
di mana:

$h$  = kedalaman diukur dari permukaan laut (SWL)

$\lambda$  = panjang gelombang

Sifat dari gelombang laut linear ditinjau dari berbagai kedalaman dapat ditunjukkan melalui Gambar 7.55.

Gambar 7.55 (a) menunjukkan laut dalam dengan harga  $h/\lambda \geq \frac{1}{2}$ , di mana partikel bergerak secara melingkar sedang pada kedalaman yang medium (Gambar 7.55 (b)) di mana harga  $h/\lambda$  ditunjukkan dalam interval  $\frac{1}{2} < h/\lambda < 1/20$  di mana partikel bergerak dalam lintasan elips dengan koordinat sumbu terbesar maupun yang terkecil terpengaruh oleh koordinat kedalaman  $z$ , sedang Gambar 7.55 (c) menunjukkan gelombang pada kedalaman  $h/\lambda < 1/20$  di mana partikel bergerak dalam lintasan elips tetapi dengan koordinat sumbu terbesar dengan ukuran yang konstan (tetap) tetapi dengan koordinat sumbu pendek yang berkurang menurut sumbu  $z$ .



Gambar 7.55 Sifat-sifat gelombang pada berbagai kondisi kedalaman:  
(a) kedalaman air,  $h > \lambda/2$ , (b) kedalaman menengah,  $\lambda/2 > h > \lambda/20$ ; (c) shallow water,  $h < \lambda/20$ .

#### 7.6.1.1 Tinjauan Matematis

Secara matematis rumusan gelombang linier dapat ditunjukkan sebagai berikut:

Pemindahan permukaan bebas (*free surface displacement*),  $\eta$ , dirumuskan dengan:

$$\eta = (H/2) \cos(2\pi x/\lambda - 2\pi t/T) \quad 7.36$$

di mana:

$x$  = *free surface displacement*

$H$  = tinggi gelombang

$\lambda$  = panjang gelombang

$T$  = periode gelombang

#### Periode gelombang:

$$T = 2\pi [ (2 \times g/\lambda) \tanh(2\pi h/\lambda) ]^{-1/2} \quad 7.37$$

atau

$$T = 1/f = 2\pi/\omega \quad 7.38$$

di mana:

$f$  = frekuensi

$\omega$  = frekuensi gelombang melingkar =  $2\pi f$

Panjang gelombang:

$$\lambda = (g T^2 / 2\pi) \tanh(2\pi h/\lambda) \quad 7.39$$

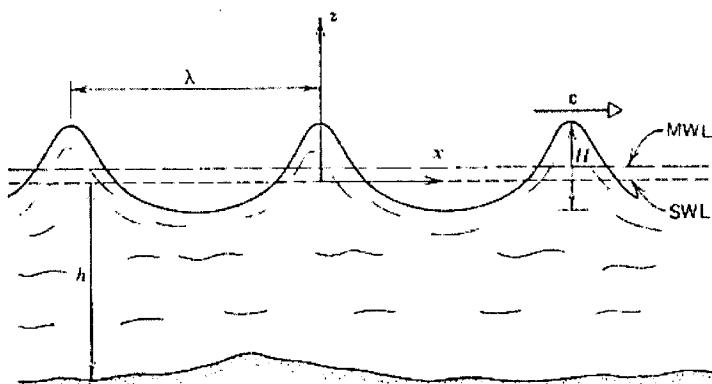
Fase kecepatan:

$$c = \lambda/T = (g T/2\pi) \tanh(k h) \quad 7.40$$

di mana  $k$  adalah angka gelombang =  $2\pi/\lambda$

## 7.6.2 Gelombang Non-Linier

Seperti telah ditunjukkan pada Gambar 7.54, suatu gelombang linier mempunyai ciri khusus, yakni berbentuk sinusoida. Suatu gelombang di laut yang dalam dengan nilai  $H/\lambda$  kecil mengalun dengan profil sinusoida merupakan gelombang linier, tetapi bila alunannya telah mencapai kedangkalan tertentu maka profil gelombangnya akan berubah dengan puncak gelombang yang meruncing disertai dengan panjang gelombang yang mengecil (lihat Gambar 7.56).



Gambar 7.56 Sketsa profil gelombang non-linier.

Perubahan tersebut disebabkan oleh pengaruh dasar lautan. Profil gelombang yang terjadi disebut gelombang non-linier. Pada gelombang non-linier, permukaan air laut (SWL) dan muka air rata rata (MWL) mempunyai

selisih tertentu. Bila batas SWL dan MWL berhimpitan maka gelombang non-linier akan berubah kembali menjadi gelombang linier. Untuk gelombang non-linear, kedudukan SWL selalu di bawah MWL. Menurut pengertian para ahli, kedudukan MWL adalah selalu berada pada setengah dari puncak gelombang dan dasar gelombang.

Selanjutnya, menurut Wiegel (1964), pengertian gelombang non-linier dibedakan secara teoretis menurut gelombang stokes dan gelombang soliter.

### 7.6.2.1 Gelombang Stokes

Stokes (1847–1880) memperkenalkan teorinya tentang gelombang irotasional yang konsepnya berlandaskan sifat-sifat dari rangkaian bentuk gelombang yang terjadi. Selanjutnya Stokes membagi teorinya menjadi:

1. Teori gelombang order pertama yang dikenal juga dengan teori gelombang linier yang telah kita bicarakan sebelumnya.
2. Teori gelombang order kedua, terutama untuk menentukan ketepatan profil gelombang, di samping untuk menentukan kecepatan konveksi transportasi massa dan kondisi perubahan gelombang (*breaking condition of the wave*).
3. Teori gelombang order ketiga dan order selanjutnya untuk menentukan ketepatan profil gelombang.
4. Untuk pembahasan selanjutnya akan dibatasi hanya sampai dengan teori gelombang order kedua.

### 7.6.2.2 Tinjauan Matematika

Menurut Stokes, profil gelombang laut dangkal berdasarkan teori gelombang order kedua adalah:

$$\eta = \frac{H}{2} \cos(kx - \omega t) + \frac{3}{16} \frac{H^2}{h^3 k^2} \cos[2(kx - \omega t)] \quad 7.41$$

di mana:

$k$  = angka gelombang

$\omega$  = frekuensi sirkuler (*circular frequency*) =  $2\pi f$

Teori gelombang order kedua dari Stokes berkorelasi dengan teori gelombang linier, terbukti dari persamaan tersebut di atas di mana hanya

persamaan terakhir bagian kanan yang menunjukkan perbedaan, sementara yang lainnya sama.

Kecepatan partikel menurut teori gelombang order kedua dari Stokes adalah:

$$u = \frac{H}{2kh} \cos(kx - \omega t) + \frac{3}{16} \frac{H}{k^3 h^4} \cos 2(kx - \omega t) \quad 7.42$$

Kondisi pecahnya gelombang (*breaking condition*) terjadi bila kecepatan partikel pada puncak gelombang dan kecepatan fasanya berharga sama atau sebanding, di mana:

$$U_{\max}/z = H/2 = C \quad 7.43$$

Pada puncak gelombang dapat dianggap bahwa kondisi:

$$\cos(kx - \omega t) = \cos[2(kx - \omega t)] = 1 \quad 7.44$$

Menurut teori gelombang order kedua dari Stokes, kondisi puncak gelombang adalah:

$$\frac{H_b}{2kh} \left[ 1 + 3/8 \frac{H_b}{k^2 h^3} \right] = \sqrt{gh} \quad 7.45$$

Sedang tinggi gelombang yang sedang pecah (*breaking height*):

$$H_b = \frac{16\pi^2 h^2}{3gt^2} \left[ -1 + \sqrt{\left( 1 + \frac{3gT^2}{4^2 h} \right)} \right] \quad 7.46$$

Harga  $H_b$  masih tergantung kedalaman serta periode gelombang yang sedang mengalun sedang tinggi gelombang yang sedang pecah adalah bersifat independen terhadap teori periodenya.

Besarnya energi dan daya dari gelombang laut menurut teori gelombang order kedua dari Stokes adalah:

Energi:

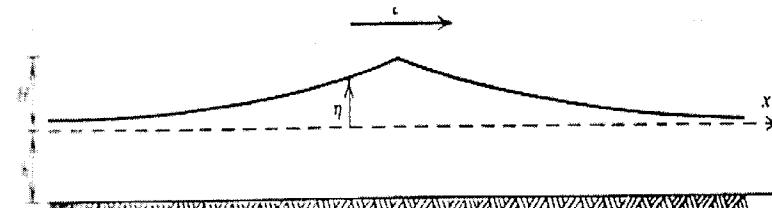
$$W = \frac{\rho g H^2 \lambda b}{8} \left[ 1 + \frac{9}{62} \left( \frac{H^2}{k^4 h^6} \right) \right] \quad 7.47$$

Daya:

$$\dot{W} = \frac{\rho g H^2 c g b}{8} \left[ 1 + \frac{9}{64} \left( \frac{H^2}{k^4 h^6} \right) \right] \quad 7.48$$

### 7.6.2.3 Gelombang Soliter

Pada Gambar 7.57 ditunjukkan suatu profil dari gelombang soliter. Adapun kejadianinya dapat dijelaskan sebagai berikut: Suatu gelombang linier dengan panjang relatif pada laut dangkal merupakan gejala gelombang terisolasi karena gelombang linier berkedudukan mendekati daerah puncak gelombang sehingga perpindahan permukaan bebas dari gelombang seluruhnya berada di atas SWL. Gejala tersebut biasa disebut dengan *wave step* yang disebabkan adanya *piling up* dari partikel air oleh gelombang laut dangkal secara konvensi disertai adanya gerak gelombang dari gelombang-gelombang terputus. Gelombang linier yang terisolasi mendekati daerah puncak gelombang menurut Wiegel (1964) disebut sebagai gelombang soliter.



Gambar 7.57 Profile of a solitary wave near a breaking condition.

### 7.6.2.4 Pendekatan Matematis

Secara matematis, pendekatannya dapat dituliskan:

Besar pemindahan permukaan bebas di atas SWL atau profil dari gelombang soliter adalah:

$$\eta = H \operatorname{sech}^2 \left[ \left( \frac{3}{4} \frac{H}{h^3} \right)^{\frac{1}{2}} (x - ct) \right] \quad 7.49$$

di mana  $c$  adalah  $celerity = phase\ velocity = gh \left( 1 + \frac{H}{h} \right)^{\frac{1}{2}}$

**Kecepatan partikel:**

$$u = \sqrt{g/h} H \operatorname{sech}^2 \left[ \left( \frac{3}{4} \frac{H}{h^3} \right)^{\frac{1}{2}} (x - ct) \right] \quad 7.50$$

Kondisi dari gelombang terputus (*breaking condition*) dijabarkan Laitone (1960) sebagai:

$$H_b = 0,714 h \quad 7.51$$

Besar tekanan yang terjadi:

$$P = \rho g (\eta - z) \quad 7.52$$

yang merupakan tekanan hidrotatis.

Besar energi tiap puncak gelombang soliter:

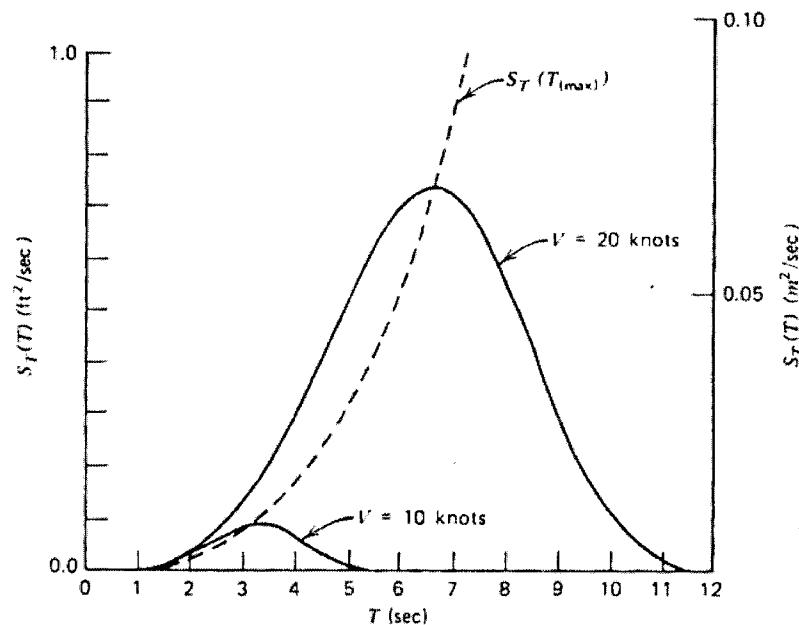
$$\frac{W}{b} = 1,54 \rho g (H_h)^{\frac{3}{2}} \quad 7.53$$

### 7.6.3 Pengaruh Angin

Angin adalah sumber utama terjadinya gelombang lautan. Dengan demikian tinggi gelombang, periode, dan arah gelombang selalu berhubungan dengan kecepatan dan arah angin.

Angin dengan kecepatan rendah akan menyebabkan kecilnya tinggi gelombang dan rendahnya periode gelombang yang terjadi, sedangkan angin yang kuat dan angin ribut akan menyebabkan variasi tinggi serta periode gelombang serta mengarah ke berbagai penjuru. Pada kondisi angin yang baik, gelombang laut dapat diobservasi secara random, baik untuk tinggi, periode, maupun arahnya. Angin memberikan pengaruh yang besar terhadap terjadinya gelombang laut sehingga efisiensi hampir semua pesawat konversi energi gelombang laut dipengaruhi oleh frekuensi angin yang terjadi sepanjang tahun pada suatu zona lautan tertentu.

Gambar 7.58 menunjukkan suatu spektrum periode gelombang untuk berbagai variasi kecepatan angin.



Gambar 7.58 Spektrum periode gelombang untuk berbagai kecepatan angin

### 7.6.4 Energi Gelombang Tiap Satuan Luas Permukaan

Dengan diketahui besarnya densitas spektrum gelombang,  $S_T(T)$ , atau *wave spectral density*, maka besarnya energi gelombang tiap satuan luas permukaan akan dapat ditentukan melalui rumus:

$$W = \rho g \int_0^{\infty} S_T(T) dT \quad 7.54$$

atau

$$W = \frac{\rho g \Lambda}{4B} = 2,74 \times 10^{-3} \frac{\rho V^4}{g} \quad 7.55$$

di mana:

$W$  = energi gelombang per satuan luas permukaan  $N \cdot m/m^2$

$$A = \text{Pierson Moskowitz spektrum} = 8,10 \times 10^{-3} \frac{g^2}{(2\pi)^4}$$

$$B = 0,74 \left( \frac{g}{2\pi V} \right)^4$$

$V$  = kecepatan angin di atas SWL m/s.

$G$  = gravitasi bumi =  $9,81 \text{ m/s}^2$

$\rho$  = massa jenis air laut =  $1030 \text{ kg/m}^3$

### 7.6.5 Teknik Pelaksanaan dalam Memanfaatkan Energi Gelombang Laut

Energi gelombang laut dapat dimanfaatkan untuk menggerakkan pesawat demi kesejahteraan manusia. Upaya untuk memanfaatkan energi gelombang laut telah banyak dilakukan baik dengan konsep yang sederhana maupun yang canggih. Sejumlah percobaan telah dilaksanakan oleh para ahli di bidang gelombang laut dan telah ditemukan beberapa konsep pemanfaatannya, di antaranya:

Konsepsi yang sederhana:

1. *Heaving and Pitching Bodies*
2. *Cavity Resonators*
3. *Pressure devices*
4. *Surging wave energy convertors*
5. *Particel Motion Convertors*
6. *Float wave – Power Machine*
7. *The Dolphin type wave power generator*

Konsepsi yang lebih tinggi:

1. *Salter's Nodding Duck*

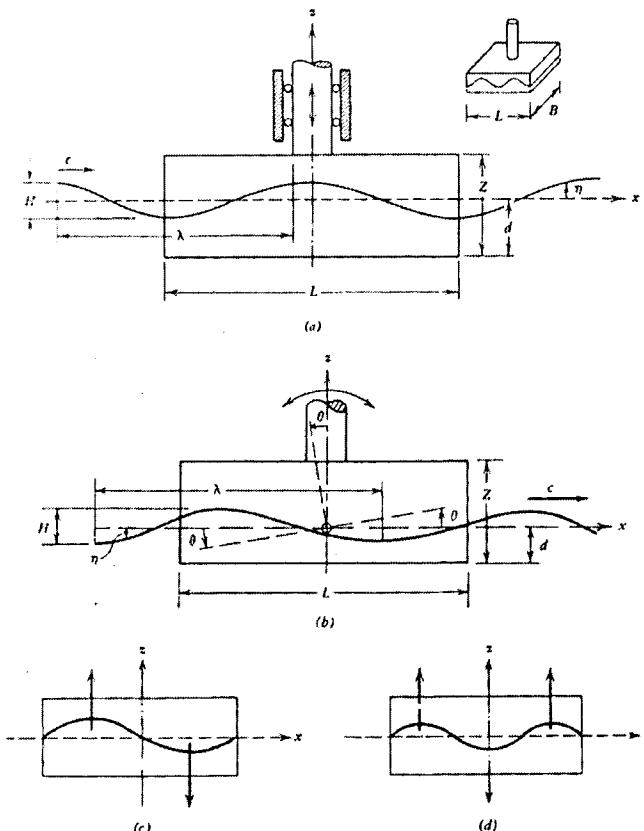
2. *Cockerell's Rafts*

3. *Russel Rectifier*

4. *Wave Focusing Techniques*

#### 7.6.5.1 Heaving and Pitching Bodies

Gambar 7.59 menunjukkan cara kerja dari pesawat konversi energi gelombang laut dengan memanfaatkan naik-turunnya gelombang lautan (*heaving*) dan goyangan (*pitching*) dari gelombang.



**Gambar 7.59** Bodi mengapung terkena gerak heaving dan pitching : (a) a purely heaving float; (b) purely pitching float; (c) pure pitching condition; (d) pure heaving condition.

Pada Gambar 7.59 (a) ditunjukkan suatu benda yang memanfaatkan gerak naik turunnya ombak dalam arah vertikal. Gerak naik-turun benda tersebut dapat mendorong suatu mekanisme alat yang dapat mengubah energi ombak menjadi energi tenaga listrik ataupun penggerak pesawat yang lain (lihat Gambar 7.60, 7.61, 7.62). Besarnya daya mekanis dari benda yang bergerak naik turun (*heaving body*) adalah produk dari gaya ombak yang terinduksi dan kecepatan naik-turunnya benda.

Bila gerak naik-turun memanfaatkan panjang gelombang  $L = \lambda$ , dengan gaya bersih vertikal (*net vertical force*) untuk harga  $L = \frac{N\lambda}{2}$ , di mana harga  $N = 1, 3, 5, \dots$

Besar frekuensi gerak naik-turun dari benda terapung dijabarkan McCormick (1973) dan Bhattacharyya (1978) sebagai:

$$f_z = 1/T_z = \frac{\omega_z}{2\pi} = 1/2 \sqrt{\frac{\rho g A_{wp}}{m + m_w}} \quad 7.56$$

di mana:

$T_z$  = *heaving period*

$\omega$  = frekuensi sirkular

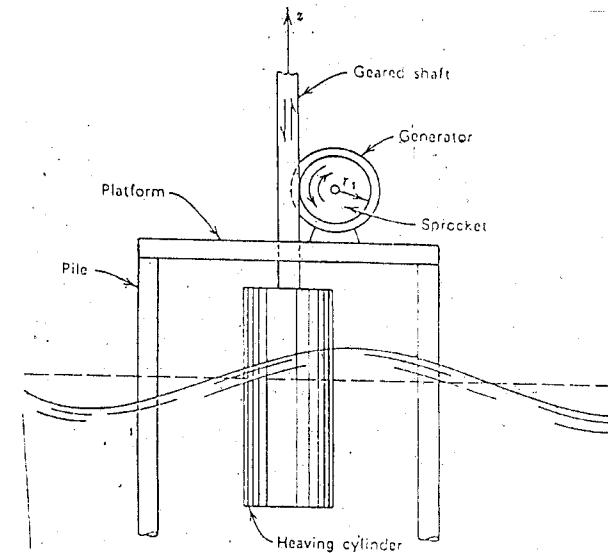
$\rho$  = massa jenis air laut

$m$  = massa *heaving system*

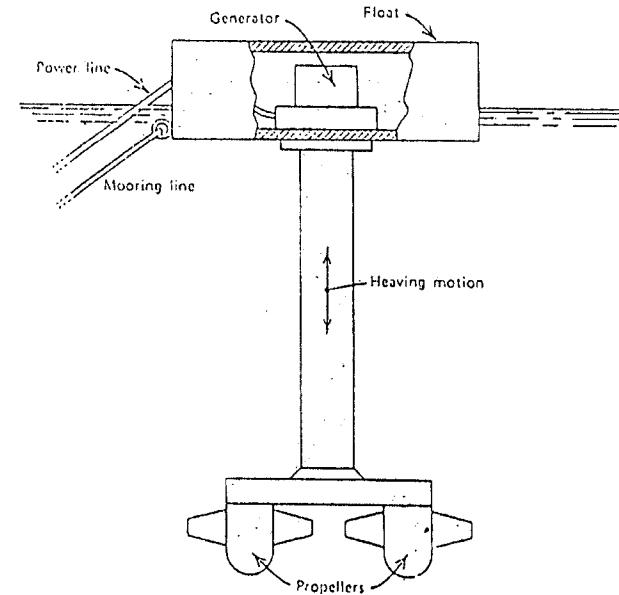
$m_w$  = massa air yang merangsang gerak naik turun

$A_{wp}$  = luas muka benda yang mengapung

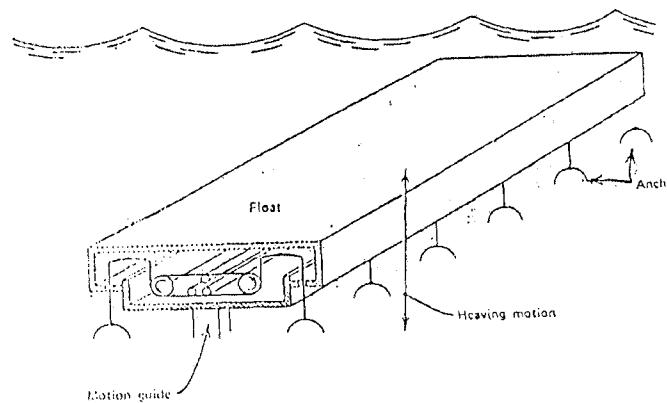
Gambar 7.59 (a) menunjukkan suatu benda apung yang memanfaatkan periode goyangan dari alunan ombak secara alami. Perancang dari pesawat ini memanfaatkan frekuensi alami dari gelombang laut untuk beresonansi, baik melalui gelombang yang besar maupun oleh alunan gelombang medium dan kecil. Bila goyang gelombang dianggap berasal dari gelombang yang monokromatis dengan panjang gelombang  $\lambda$  dan  $L = \frac{N\lambda}{2}$ , di mana  $N = 3$ , dan maksimum bila  $N = 1$ .



Gambar 7.60 Heaving excited gear-sprocket generator system



Gambar 7.61



Gambar 7.62 Heaving Device (Solell)

Besar frekuensi gerak goyang alami dari benda terapung adalah:

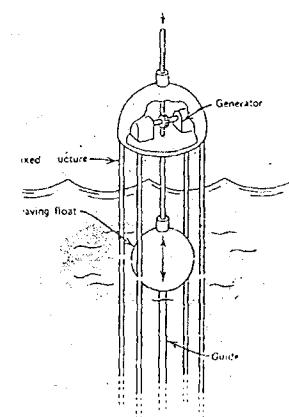
$$f_\theta = \frac{1}{T_\theta} = \frac{\omega\theta}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{I_y + I_w}} \quad 7.57$$

di mana:

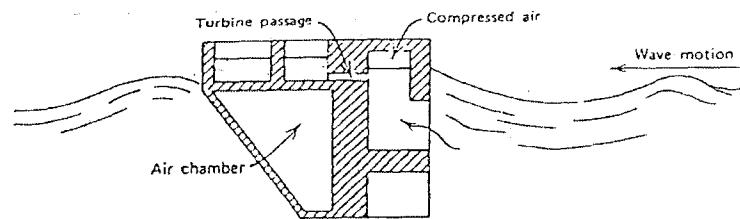
$$c = \text{adalah koefisien momen tersimpan hidrostatis, } c = \frac{\rho g B L^3}{12}$$

$I_y$  = momen inersia dari benda yang bergoyang

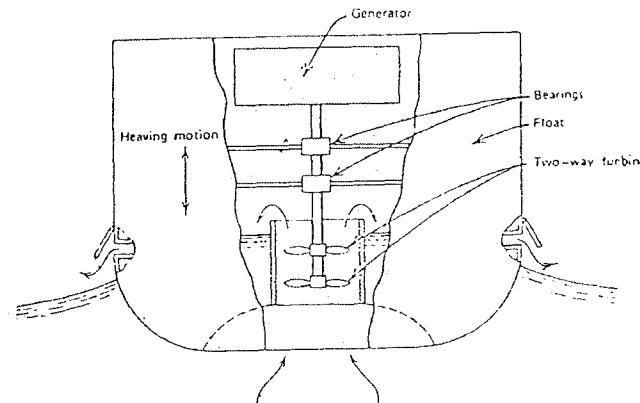
$I_w$  = momen inersia dari massa air yang berpengaruh terhadap goyangan



Gambar 7.63 Peralatan Heaving (Fornabene)

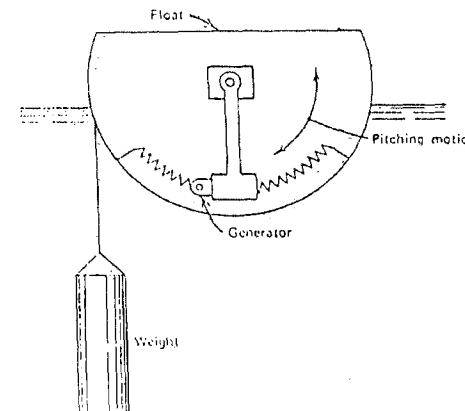


Gambar 7.64 Peralatan Hydraulic (Moody)



Gambar 7.65 Peralatan Hydraulic (Mattera)

Beberapa pesawat yang memanfaatkan *pitching period* secara skematis dapat dilihat pada Gambar 7.66.

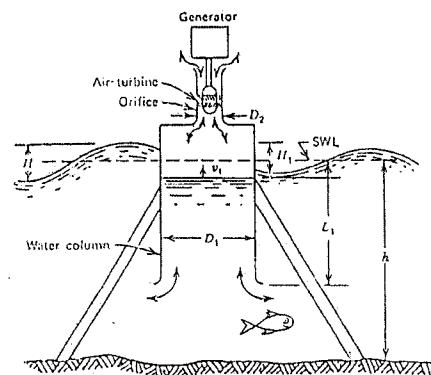


Gambar 7.66 Peralatan Pitching (Masuda)

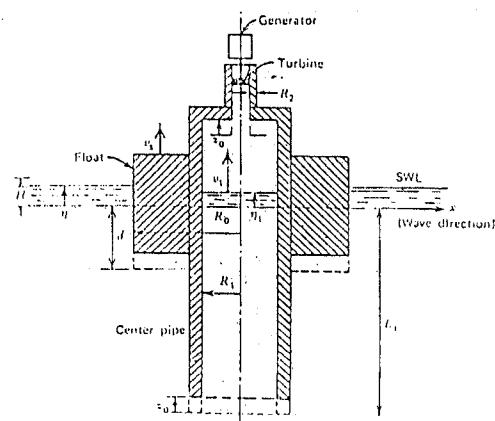
### 7.6.5.2 Cavity Resonators

Jenis kedua dari pesawat yang memanfaatkan resonansi dari gelombang laut sebagai konvertori energi ombak adalah *cavacity resonance*, baik yang dikembangkan oleh Masuda (1971) maupun RM. Ricafranca dari Philipina. Alat tersebut terutama berfungsi sebagai pesawat pembangkit tenaga listrik untuk kepentingan navigasi (*light buoys*).

McCormick (1976), Carson dan Rau (1975), Masuda et.al. (1978) telah mengembangkan pesawat konversi energi ombak sistem *cavacity resonance* atau sistem pneumatik yang pelaksanaannya dilukiskan melalui Gambar 7.67 dan Gambar 7.68.



Gambar 7.67 *Stationary pneumatic*



Gambar 7.68 *Floating pneumatic*

Gambar 7.67 melukiskan suatu skema dari pesawat konversi energi ombak sistem pneumatik tetap (*stationary pneumatic*). Gambar 7.68 adalah skema dari pesawat konversi energi ombak sistem pneumatik terapung (*floating pneumatic*).

Adapun prinsip kerja dari pesawat konversi energi gelombang laut sistem *cavacity resonators* adalah sebagai berikut (lihat Gambar 7.67): Ombak mengalun dengan resonansi tertentu, menyebabkan kolom air berisolasikan dengan amplitudo sebesar  $H_1/2$  (dianggap gerak yang terjadi secara sinusoidal). Kolom air di sini bekerja sebagai torak yang memberikan gerak osilasi dari kolom udara yang berada di atasnya. Menurut McCormick (1974), tinggi perpindahan kolom air rata-rata adalah:

$$Z_1 = \frac{1}{2} H_1 \cos(\omega t) \quad 7.58$$

Sedang kecepatan dan percepatannya adalah:

$$v_1 = -\frac{\bar{H}_1}{2} \sin(\omega t) \quad 7.59$$

$$a_1 = -\omega^2 Z_1 \quad 7.60$$

Kecepatan udara melalui *orifice* adalah:

$$v_2 = v_1 \frac{A_1}{A_2} \quad 7.61$$

di mana:

$$A_1 = \text{luas penampang kolom air} = (\pi D_1^2)/4$$

$$A_2 = \text{luas penampang orifice}$$

Karena  $A_1$  jauh lebih besar dari  $A_2$  maka kecepatan  $v_2$  akan sangat besar dibanding  $v_1$  dan dapat menggerakkan *double acting turbine* dan mengubah energi kinetik menjadi energi listrik.

### 7.6.5.3 Pressure Devices

Tekanan di bawah gelombang berbeda-beda disebabkan oleh perubahan permukaan dan gerak dari partikel air (pengaruh tekanan hidrostatis dan tekanan dinamis). Besar tekanan yang berbeda-beda dapat ditunjukkan melalui persamaan bernoulli:

$$P = -\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} - \rho g z - \frac{1}{2} \rho v^2 \quad 7.62$$

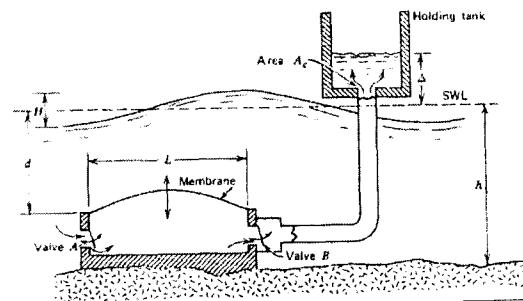
di mana  $\phi$  = kecepatan potensial yang besarnya menurut McCormick (1973) untuk gelombang linear,

$$\phi = \frac{gH}{2\omega} \cosh \frac{(kz + kh)}{\cosh(kh)} \sin(kx - \omega t) \quad 7.63$$

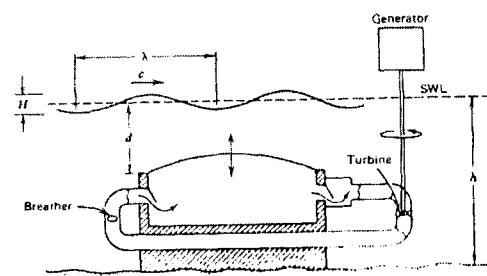
Selanjutnya, besarnya tekanan pada setiap titik di bawah gelombang adalah:

$$P = \frac{\rho g h}{2} \frac{\cosh(kz + kh)}{\cosh(kh)} \cos(kx - \omega t) - \rho g z \quad 7.64$$

Gambar 7.69 dan 7.70 menunjukkan konsep dari konversi energi gelombang laut sistem tekan dengan menggunakan membran, sedang Gambar 7.71 menunjukkan konsep pesawat konversi energi gelombang laut sistem tekan dengan menggunakan torak apung bebas.



Gambar 7.69 Pompa gelombang tekanan merata dengan air yang dipompa disimpan



Gambar 7.70 Pompa gelombang tekanan merata dengan turbogenerator

Besarnya gaya tekan pada membran bentuk segi empat (Gambar 6.69) adalah:

$$F_p = \frac{\rho g h B \lambda}{2\pi} \frac{\cosh(kh + kd)}{\cosh(kh)} \sin\left(\frac{kL}{2}\right) \cos(\omega t) \quad 7.65$$

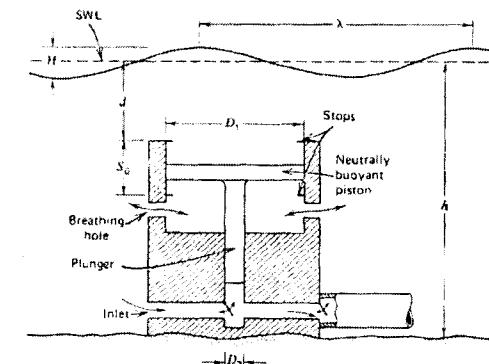
Untuk pesawat yang ditunjukkan pada Gambar 7.69, gaya tekan yang terjadi adalah gaya tekan dinamis, sedang gaya tekan hidrostatis besarnya tetap (sistem terbuka). Besar kerja pompa adalah:

$$W_p = \frac{g A_c \Delta^2}{2} \quad 7.66$$

di mana:

$A_c$  = luas penampang saluran pada C.

$\Delta$  = tinggi kenaikan zat cair.



Gambar 6.71 Diagram skematis pompa gelombang gaya-konstan

Untuk pesawat yang menggunakan torak apung bebas (Gambar 7.71), besarnya tekanan pada plunyer adalah:

$$P_2 = P_1 \frac{A_1}{A_2} = P_1 \frac{D_1^2}{D_2^2} \quad 7.67$$

Gaya tekan dinamis:

$$F_{pd} = \frac{\rho g H \pi D_1^2}{16} \left( 1 + \frac{\pi D_1^2}{8\lambda^2} \right) e^{-kd} \cos(\omega t) \quad 7.68$$

Kerja pompa:

$$W_p = \frac{g A_c \Delta^2}{2} \quad 7.69$$

Harga  $F_{pd,maks}$ :

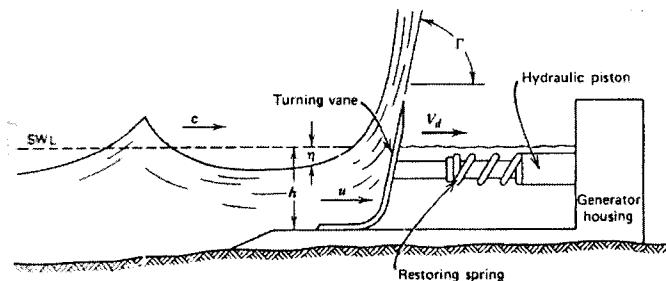
$$F_{pd,maks} = \frac{H\pi D_1^2}{16A_c} \left(1 - \frac{\pi D_1^2}{8\lambda^2}\right) e^{-kd} \quad 7.70$$

Efisiensi dari pesawat:

$$\epsilon = \frac{W_p}{E} = \frac{4A_c \Delta^2}{H^2 \lambda D_1^2} \quad 7.71$$

#### 7.6.5.4 Surging-Wave Energy Convertors

Pada Gambar 7.72 ditunjukkan suatu skema dari pesawat konversi energi sistem *surging-wave*.



Gambar 7.72 Diagram skematis sistem konversi energi *surging-wave*

Prinsip kerjanya adalah memanfaatkan energi ombak yang sedang mengalun pada posisi transisi (*surf-zone*). Deflektor (*turning vane*) dirancang untuk menyerap momentum gaya gelombang di mana besar gaya yang bekerja pada deflektor:

$$F_d = A_d U (u - V_d) [1 - \cos(\Gamma)] \quad 7.72$$

di mana:

$$A_d = \text{luas aliran gelombang} = (h + \eta) B_d$$

$$B_d = \text{lebar dari deflektor}$$

Daya maksimum dicapai bila  $V_d = \frac{1}{2} u$ , dan  $\Gamma = 180^\circ$

Besar daya yang terjadi:

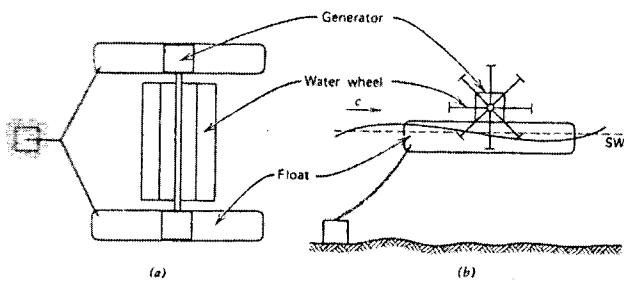
$$P_d = F_d V \quad 7.73$$

di mana  $V$  adalah kecepatan gerak deflektor =  $V_o \cos(\omega t)$

#### 7.6.5.5 Particle Motion Convertors

Dari Gambar 7.54 telah ditunjukkan bahwa gerak partikel pada gelombang di laut dalam adalah membentuk lintasan melingkar dengan jari-jari yang semakin mengecil menuju ke dasar laut, sedang pada laut yang makin berkurang kedalamannya, lintasan gerak partikel air akan berubah menjadi bentuk elips. Pesawat yang dapat memanfaatkan gerak partikel air tersebut adalah kincir air seperti yang terlukis pada Gambar 7.73.

Sistem akan bekerja secara optimal bila diletakkan pada laut yang dalam dengan poros kincir air berada tepat di ujung puncak gelombang.



Gambar 7.73 Sketsa pengonversi energi gelombang roda-mengapung: (a) pandangan atas, (b) pandangan samping

Kecepatan putar rata-rata adalah:

$$\omega_p = \frac{1}{2} \omega = \frac{\pi}{T} \quad 7.74$$

Daya yang dihasilkan:

$$\dot{W}_p = T_p \omega_p = \frac{T_p \pi}{T} \quad 7.75$$

Pesawat lain yang memanfaatkan gerak partikel air adalah pesawat konversi energi gelombang laut sistem *compliant-flap* seperti terlukis pada

Gambar 7.74. Pesawat dirancang untuk memanfaatkan tekanan dinamis dari partikel air yang bergerak.

Pada kedalaman kurang dari  $\lambda/2$ , di mana gerak partikel air = 0, pesawat berada tegak lurus pada permukaan titik. Kecepatan partikel secara mendatar adalah:

$$u = \frac{\pi H}{T} e^{kz} \cos(kx - \omega t) \quad 7.76$$

$$\text{di mana } k = \text{angka gelombang} = \frac{2\pi}{\lambda}$$

Tekanan dinamis pada *flap* adalah:

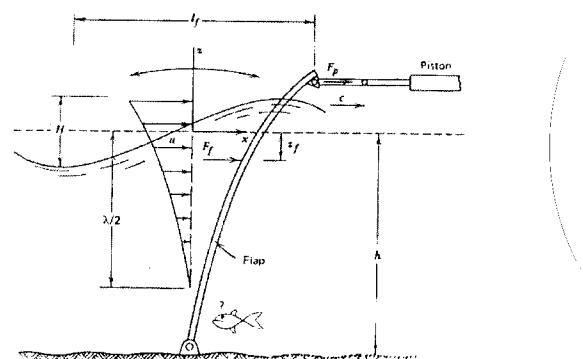
$$P_f = \frac{\rho g H}{2} e^{kz} \cos(\omega t)$$

Gaya yang ditimbulkan oleh tekanan dinamis:

$$F_f = \frac{\beta_f \rho g^2 T^2 H}{8 \pi^2} \cos(\omega t) \quad 7.77$$

Sedang energi yang dipindahkan ke torak sebesar:

$$W_f = \frac{\beta_f \rho g^2 T^2 H}{4 \pi^3} (1 - 1/\pi) F_f \quad 7.78$$



Gambar 7.74 Diagram skematis sistem konversi energi compliant flap-wave di kedalaman air

Contoh beberapa pesawat konversi energi gelombang laut dengan teknologi yang lebih tinggi dan dengan efisiensi yang lebih tinggi pula antara lain:

#### 7.6.5.6 Float-Wave-Power Machine

Suatu sistem yang diusulkan oleh Martin terlihat seperti pada Gambar 7.75. Pelampung segiempat bergerak naik-turun bersama air, diarahkan oleh empat pipa tegak yang merupakan bagian dari *platform*. Platform distabilkan dalam air oleh empat buah tangki pelampung besar yang menimbulkan gaya apung dan tidak ada perpindahan vertikal ataupun horizontal yang signifikan dari pelampung karena gelombang.

Piston dipasang pada pelampung yang bergerak naik-turun dalam silinder. Sistem piston silinder ini bekerja sebagai kompresor bolak-balik. Bila piston turun akan menghisap udara melalui *inlet check valve*. Bila piston naik akan mengirim udara melalui outlet check valve ke tangki pelampung bawah air lewat empat pipa. Jadi tangki pelampung berfungsi ganda, sebagai penimbul gaya apung dan penyimpan udara. Empat pipa vertikal berfungsi ganda, bertindak sebagai saluran udara dan pengarah gerakan pelampung.

Udara bertekanan dalam tangki pelampung digunakan untuk menggerakkan turbin udara yang menggerakkan generator listrik. Arus listrik kemudian ditransmisikan ke darat melalui kabel bawah laut.

Bila udara memasuki kompresor, udara pada kondisi atmosfer  $P_o$ ,  $T_o$ ,  $V_o$ , dan pada saat meninggalkan kompresor pada kondisi  $P_1$ ,  $T_1$ ,  $V_1$ . Di tangki udara mengalami pendinginan ke  $T_o$ . Volume di tangki menjadi  $V_2 = V_o P_o / P_1$ , dan  $P_2 \approx P_1$ . Kerja turbin tiap satuan massa udara adalah:

$$\frac{W_{\text{turbine}}}{m} = C_p T_o \left[ 1 - \left( \frac{r_c}{r_e} \right)^{(k-1)/k} r_c^{(1-k)/k} \right] \quad 7.79$$

di mana:

$m$  = massa udara, kg atau lbm

$C_p$  = panas jenis udara,  $J/(kg.K)$  atau  $Btu/(lbm.^{\circ}R)$

$r_c$  = perbandingan tekanan dalam kompresor =  $P_1/P_o$

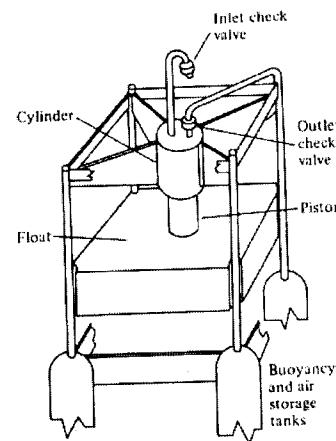
$r_e$  = perbandingan ekspansi dalam turbin =  $P_2/P_3 = P_1/P_3$

$P_3$  = tekanan keluar turbin, Pa atau lbf / ft<sup>2</sup>

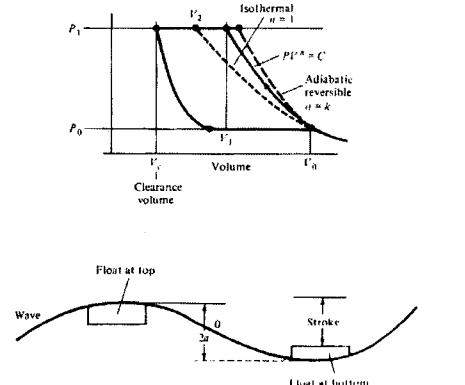
k = perbandingan panas jenis udara

$r_e/r_c$  dapat diambil sebesar 1,1 bila diijinkan untuk alasan keamanan mekanisal.

Optimasi sistem di atas telah memperlihatkan *power density* sekitar 0,05 kW/ft<sup>2</sup>. Ini dapat dibandingkan dengan energi surya sebesar 0,0223 kW/ft<sup>2</sup> di daerah panas, yang harus dikalikan dengan efisiensi pengonversian energi surya yang biasanya lebih kecil dari 10 persen.



Gambar 7.75 Skema mesin float wave-power



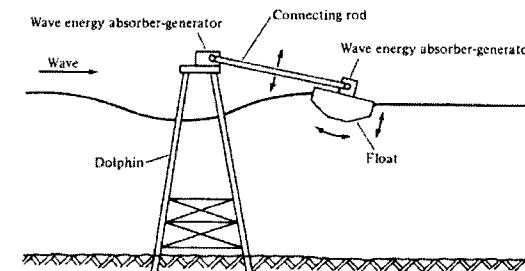
Gambar 7.76 Idealisasi siklus kompresor bolak-balik dan langkah piston

### 7.6.5.7 The Dolphin Type Wave-Power Generation

Luas penampang 3 x 1 x 0,5 m menghasilkan daya keluaran linier:

$$\frac{\dot{W}}{L} = 1,7 a^2 \tau \quad (\text{kW/m}) \quad 7.80$$

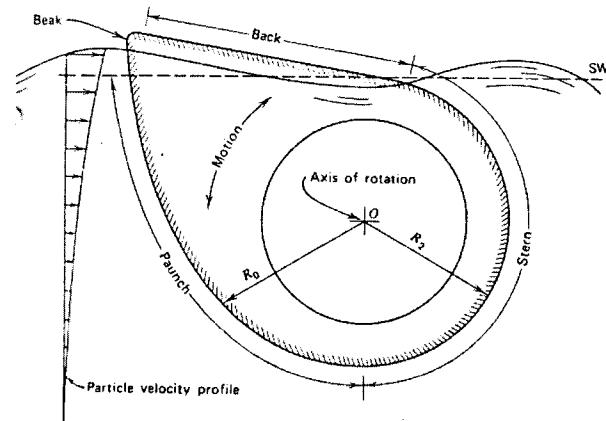
di mana a = amplitudo gelombang (m), dan  $\tau$  = periode gelombang, s



Gambar 7.77 Skema dari dolphin type water generator

### 7.6.5.8 Salter's Nodding Duck

Salter's (1974) mengungkapkan suatu konsep energi gelombang laut yang dapat memberikan efisiensi sebesar 90 persen dengan memanfaatkan gelombang sinusoida dua dimensi. Pesawatnya dibuat dengan *nodding duck* karena bentuk dan cara kerjanya menyerupai kepala itik yang sedang mengangguk-angguk.



Gambar 7.78 Tatacara pengonversi energi gelombang nodding-duck

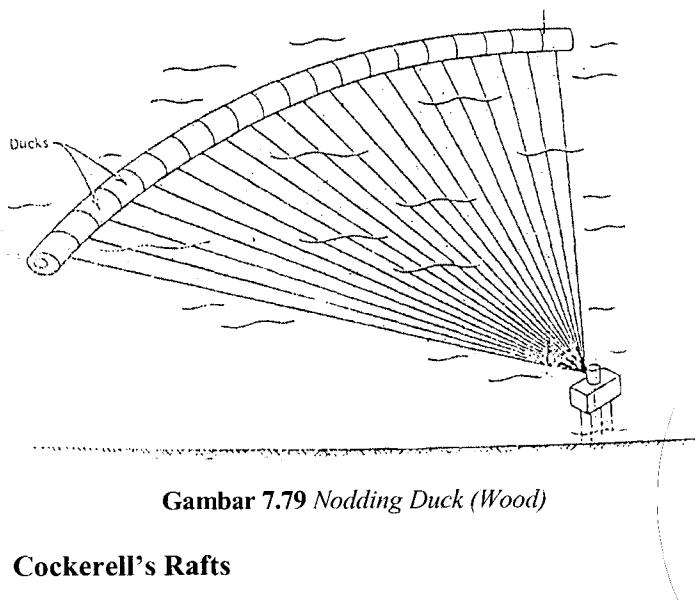
Gambar 7.79 menunjukkan prinsip kerja dari pesawat salter dengan sistem *nodding duck* yang dapat mengubah gelombang laut menjadi energi kinetik maupun energi potensial untuk kemudian diubah menjadi energi mekanis yang berputar. Gerak putar kemudian diubah menjadi energi listrik melalui suatu subsistem hidrolik.

Menurut McCormick (1973), besarnya daya yang dihasilkan pada gelombang linier pada laut yang sangat dalam adalah:

$$P_d = \frac{\rho g H^2 c \beta}{16} (1 - e^{-2kd}) \quad (\text{N.m/s}) \quad 7.81$$

Sedang daya total yang dihasilkan:

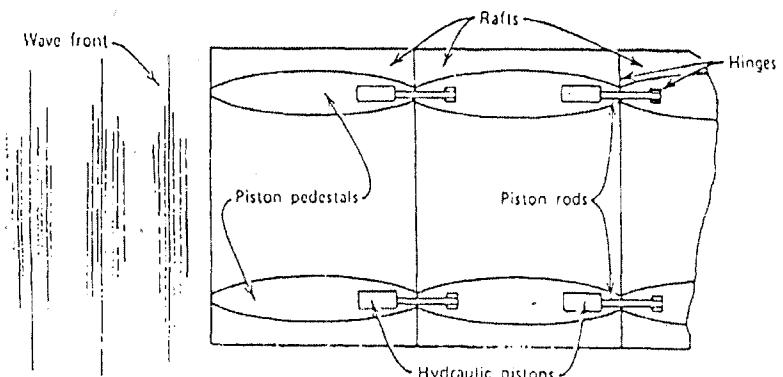
$$P = \frac{\rho g H^2 c \beta}{16} \quad (\text{N.m/dt}) \quad 7.82$$



Gambar 7.79 Nodding Duck (Wood)

#### 7.6.5.9 Cockerell's Rafts

Sir Christopher Cockerell (1976), penemu dan yang mengembangkan pesawat *hovercraft*, memberikan konsep konversi energi gelombang laut melalui sistem rakit (*contouring rafts*). Rakit-rakit dibuat dengan sistem engsel sehingga antara satu dengan yang lain dapat bergerak bebas bila dialun gelombang (lihat Gambar 7.80).



Gambar 7.80 Wave Rafts (Cockerell)

Adapun besar energi yang dihasilkan dengan sistem rakit (*contouring rafts system*) menurut Haren (1978) adalah:

$$E_{II} = \frac{2\beta}{\pi} \left\{ j\alpha_a \left[ \frac{(Ab - Aa)}{L_2} - \frac{(Aa - Ao)}{L_1} \right]^2 + j\alpha_b \left[ \frac{(A_L - A_b)}{L_3} - \frac{(Ab - Aa)}{L_2} \right]^2 \right\} \quad 7.83$$

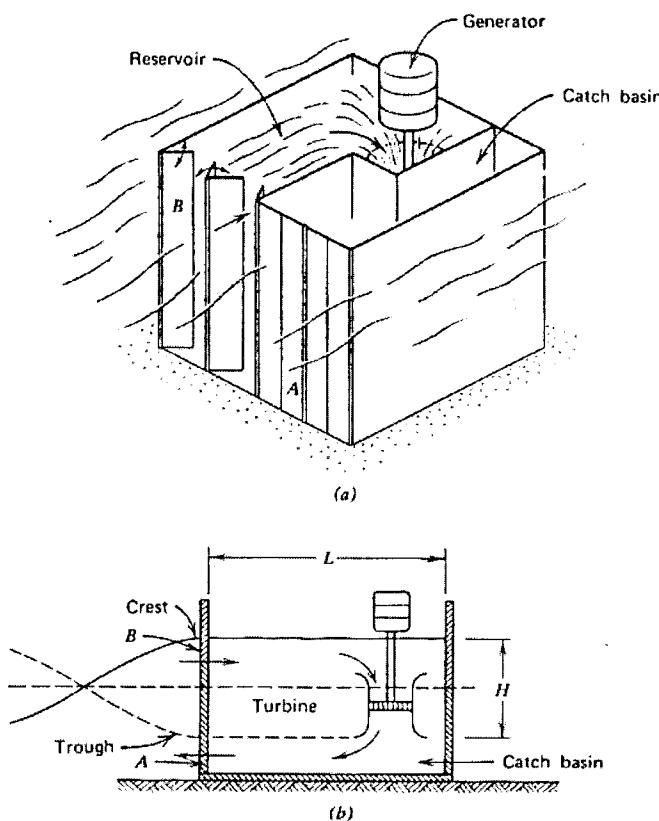
#### 7.6.5.10 Russell Rectifier

Gambar 7.81 menunjukkan skema pesawat konversi energi sistem *rectifier* dari Russell. Besarnya energi yang diubah dari gelombang laut melalui turbin ekivalen dengan energi potensial kolom air pada saluran turbin setinggi  $\Delta_R$ . Bila luas penampang aliran masuk ke turbin  $A_I$ , besar energi potensialnya adalah:

$$E_R = \frac{\rho g \Delta_R^2 A}{2} \quad 7.84$$

di mana  $\Delta_R$  adalah tinggi kolom air =  $\delta_u(t) + \frac{1}{2} H - \delta_l(t)$   
atau

$$E_R = 0,123 \rho g H^2 A \quad 7.85$$



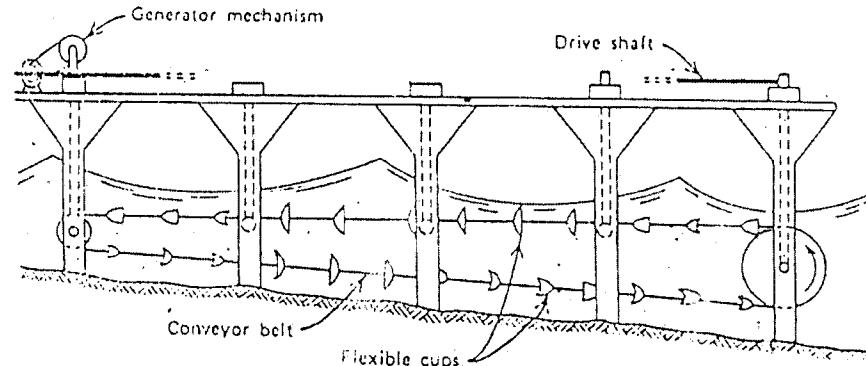
Gambar 7.81 Diagram dan sketsa Russell Rectifier. (a) artist's sketch; (b) sketch dan diagram.

#### 7.6.5.11 Wave Focusing Techniques

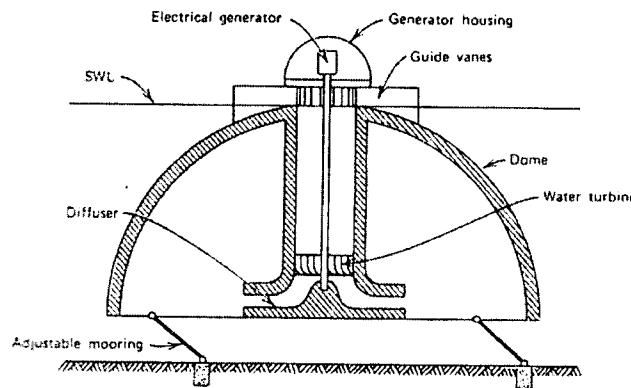
Wave focusing techniques merupakan suatu upaya pemanfaatan energi gelombang laut melalui pesawat konversi energi yang dapat memfokuskan daya gelombang laut dengan mengambil tempat yang relatif kecil. Upaya tersebut dapat dibagi atas beberapa teknik pelaksanaan dengan mengikuti beberapa metode berikut:

1. Memanfaatkan efek antena, di mana gejala fokus gelombang laut adalah sama dengan kejadian gelombang radio pada suatu antena penerima. Pada gelombang laut, fokus terjadi karena interferensi gelombang rambatan melalui resonansi dari benda yang bergerak dan gelombang yang terjadi.

2. Memanfaatkan efek lensa (*lens focusing*) dengan membuat suatu platform berbentuk lensa yang dipasang pada dasar laut (lihat Gambar 7.86).
3. Memanfaatkan pulau karang atau atol, di mana pemusatan (*focusing*) disebabkan oleh refraksi pada kemiringan yang dibuat dari atol buatan.

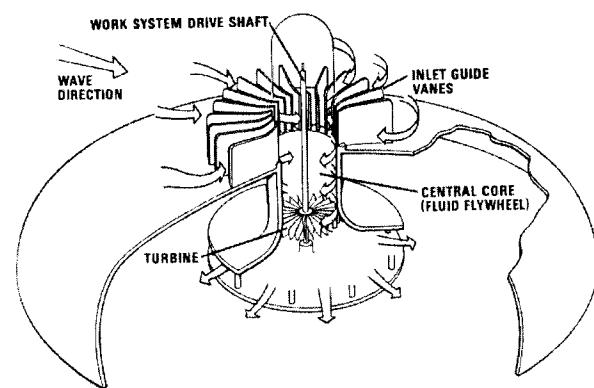


Gambar 7.82 Peralatan Surging (Adams)

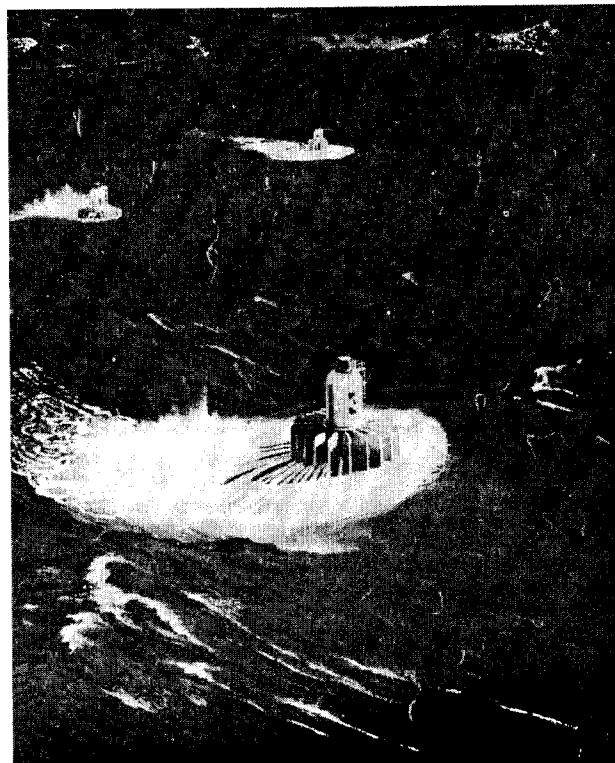


Gambar 7.83 Gambar skematis dari penampang melintang vertikal DAM-ATOLL

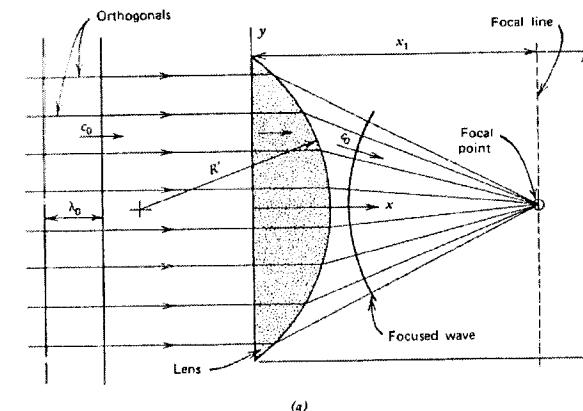
Gambar 7.83 dan 7.85 menunjukkan gambaran pesawat konversi energi gelombang laut yang memanfaatkan ketiga efek tersebut.



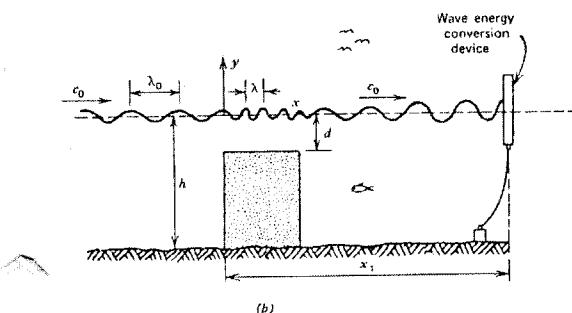
**Gambar 7.84** Penampang melintang mesin gelombang dam-atoll, memperlihatkan aliran air



**Gambar 7.85** Suatu konsepsi daerah mesin gelombang dam-atoll



(a)



(b)

**Gambar 7.86** Sketsa-sketsa dari daerah dan pandangan samping struktur pemfokusan gelombang jenis lensa

## 7.7 PEMBANGKIT UAP BERBAHAN BAKAR NUKLIR

### 7.7.1 Pengantar

Energi nuklir meskipun mengandung risiko bahaya radiasi tetaplah merupakan energi yang bersih. Nuklir mulai dikenal sejak Perang Dunia II dengan dijatuhkannya bom nuklir di Hiroshima. Energi ini diperoleh dari proses pemecahan atom, suatu reaksi yang mulai terkendali, yang mulai dirintis sejak tahun 1940. Dipelopori oleh Albert Einstein pada tahun 1939, Amerika mengembangkan program pengembangan energi nuklir. Di bawah bimbingan Enrico Fermi, pada Desember 1942 di University of Chicago, telah ditemukan suatu reaksi Uranium alam terkendali.

Lebih dari 30 tahun sesudah itu, pengembangan energi nuklir sebagai pembangkit tenaga listrik dirintis, yakni pada akhir tahun 1974, di mana suatu pusat listrik bertenaga nuklir dibangun dengan kekuatan 29,8 Giga-Watt. Perkembangan teknologi ini begitu pesat sehingga pada tahun 1980 telah berdiri pusat listrik bertenaga nuklir dengan kekuatan 92,6 GW.

Saat ini pusat listrik bertenaga nuklir mampu bersaing dengan pusat listrik berbahan bakar fosil meskipun sebagian orang menganggap bahwa penggunaan pusat listrik bertenaga nuklir mengandung risiko tinggi, terutama dengan bahaya radiasi yang timbul bilamana terjadi kebocoran. Jadi dalam hal ini kendala utama pembangunan pusat listrik bertenaga nuklir terletak pada masalah pengamanan operasional serta kualitas reaktor nuklirnya.

Reaktor nuklir mulai dikembangkan setelah Einstein pada tahun 1915 mengungkapkan teori relativitasnya, di mana energi sebanding dengan massa dan kuadrat kecepatan cahaya,  $E = m \cdot C^2$ .

Ekivalen energi yang terjadi untuk 1 kg massa adalah  $9 \times 10^{16}$  Joule. Padahal konsumsi energi di dunia sebesar  $7,1 \times 10^{12}$  Watt. Harga konversi untuk 1 kg massa adalah sebesar 3,5 jam pemakaian sehingga untuk satu hari hanya dibutuhkan 7 kg massa yang ekivalen dengan seluruh bahan bakar fosil yang digunakan saat ini.

## 7.7.2 Fisi dan Fusi Nuklir

Energi nuklir dapat dikembangkan melalui *fisi* maupun *fusi*. Proses fisi nuklir adalah proses interaksi partikel dengan inti untuk memulai reaksi. Reaksi ini merupakan proses yang dapat dikendalikan dan sangat berbeda dengan proses peluruhan radio aktif.

Pada proses fisi, isotop berat yang berfisi menyerap sebuah neutron berenergi rendah sehingga membentuk suatu inti senyawa yang dalam keadaan terangsang akibat penyerapan energi pengikat netron yang besarnya 7-8 MeV. Dalam waktu  $10^{-4}$  detik, inti yang terangsang akan meluruh dengan memancarkan radiasi gamma yang ditangkap dalam reaksi penangkapan radioaktif.

Pada reaksi fisi, inti senyawa yang terangsang terbelah menjadi dua inti massa yang lebih rendah, yang disebut produk inti. Produk ini disertai dua atau tiga netron dengan radiasi inti gamma.

Bila reaksi penangkapan radioaktif sangat kecil maka reaksi fisi akan melepaskan energi total sekitar 200 MeV/fisi. Rata-rata energi yang dilepas oleh suatu reaksi fisi tergantung pada kenaikan kecepatan netron yang terjadi, jenis inti bahan bakar dan jenis bahan lain yang dipakai di dalam reaktor. Besar energi fisi yang dilepas rata-rata konstan sebesar 200 MeV/fissi. Ini sebanding dengan  $215 \times 10^9$  Watt-detik/fisi atau  $3,1 \times 10^{10}$  fisi/Watt-detik. Sebuah reaktor berkekuatan 3800 MW akan memiliki laju fisi sebesar  $3800 \times 10^6 \times 3,1 \times 10^{10}$  sama dengan  $1,178 \times 10^{20}$  fisi/detik.

Proses nuklir secara fusi pada hakikatnya merupakan kebalikan dari proses fisi nuklir. Pada proses fisi, inti bermassa berat membelah menjadi inti bermassa ringan sambil melepaskan kelebihan energi ikatannya. Pada proses fusi, inti bermassa ringan bergabung dalam rangka melepaskan kelebihan energi ikatannya.

Reaksi fusi adalah reaksi nuklir yang terjadi pada matahari. Pengelolaannya masih banyak mengalami kendala dan memerlukan perangkat yang canggih dan mahal harganya sehingga belum dimanfaatkan secara besar-besaran untuk maksud komersial.

## 7.7.3 Sistem Pembangkit Tenaga Uap Berbahau Bakar Nuklir

Reaktor termal memerlukan sumber panas. Reaktor nuklir memerlukan moderator untuk memanaskan netron dan pendingin untuk menyerap panas yang timbul dalam reaksi itu. Moderator dan pendingin dapat satu dan sama seperti air atau air-berat (*heavy-water*), atau berbeda seperti grafit sebagai moderator dan pendingin berupa gas seperti He atau CO<sub>2</sub>. Yang termasuk jenis reaktor ini adalah *Pressurized Water Reactor*, *Boiling Water Reactor*, *Liquid Metal Fast Breeder Reactor*, *High-Temperatur Gas-Cooled Reactor*, dan *Pressurized Heavy-Water Reactor*.

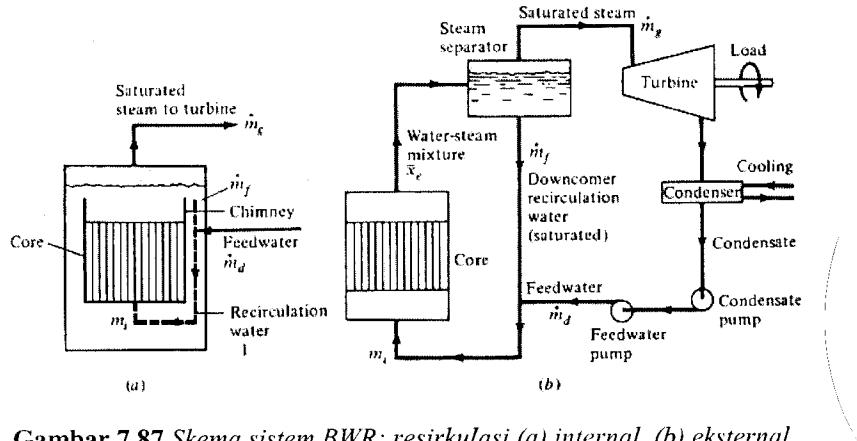
Reaktor pembiakan cepat (*fast-breeder reactor*) adalah reaktor di mana netron tidak diperlambat menjadi energi termal oleh moderator. Namun pendingin dan bahan reaktor yang lain membatasi netron sampai perlambatan tertentu di dalam reaktor cepat sehingga spektrum netron yang dihasilkan dari energi fisi dapat mencapai 17 MeV, dengan rata-rata 2 MeV, turun sampai sekitar 0,05 atau 0,1 MeV. Yang termasuk reaktor jenis ini adalah *Liquid Metal Fast-Breeder Reactor*.

Jenis pembangkit tenaga nuklir yang digunakan untuk kepentingan komersial adalah:

1. *Boiling-water-reactor* (BWR),
2. *Pressurized-water-reactor* (PWR),
3. *Liquid Metal Fast Breeding Reactor* (LMFBR),
4. *High Temperatur Gas-cooled-Reactor* (GCR).

#### 7.7.3.1 Reaktor Pendidihan Air (Boiling-Water Reactor, BWR)

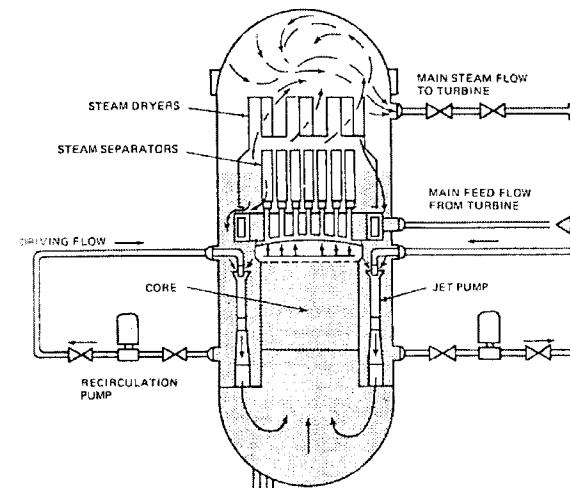
Reaktor jenis ini mempunyai fungsi mirip pembangkit uap berbahan bakar fosil konvensional, yang secara mendasar bahkan lebih sederhana. Dalam BWR, pendingin bersinggungan langsung dengan panas yang dihasilkan bahan bakar nuklir dan menguap dalam kompartemen yang sama dengan di mana bahan bakar itu berada. Pendingin itu mendidih karena tekanan reaktor berada pada sekitar 1000 Psia (sekitar 70 bar), lebih kecil dari setengah tekanan dalam PWR, dengan temperatur bahan bakar yang sebanding. Karena air dan uap berada bersama dalam inti, BWR menghasilkan uap jenuh pada sekitar 545°F (285°C). Jadi pendingin memiliki tiga macam fungsi, yaitu sebagai pendingin, moderator, dan fluida kerja.



Gambar 7.87 Skema sistem BWR: resirkulasi (a) internal, (b) eksternal

Dalam bentuk yang sederhana (Gambar 7.87), pembangkit tenaga BWR terdiri dari reaktor, turbin, kondensor, dan peralatan lain (*air ejector*, sistem pendingin, dll), dan pompa pengumparan. Cairan subdingin memasuki

inti reaktor pada bagian bawah, di mana air ini menerima panas sensibel ke jenuh ditambah panas laten penguapan. Ketika mencapai bagian atas inti, pendingin telah dikonversi menjadi campuran cairan uap sangat basah. Uap dipisahkan dari cairan, mengalir ke turbin, melakukan kerja, dikondensasikan dalam kondensor, dan dipompa kembali ke reaktor dengan pompa pengumparan.



Gambar 7.88 Bejana reaktor BWR laluan aliran internal

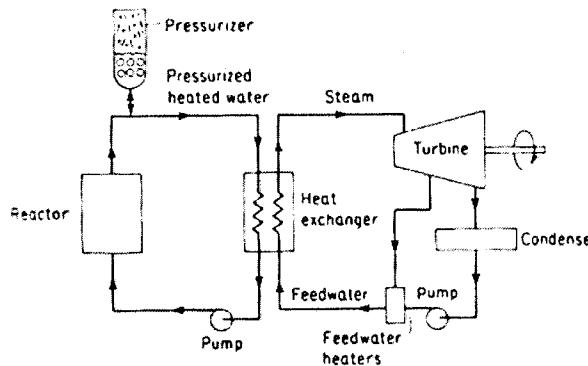
#### 7.7.3.2 Reaktor Air Bertekanan (Pressurized-Water-Reactor, PWR)

Dalam suatu PWR, tekanan pendingin lebih besar daripada tekanan jenuh yang berhubungan dengan temperatur maksimum pendingin dalam reaktor sehingga tidak terjadi pendidihan pada pendingin. Pembangkit tenaga PWR terdiri dari dua *loop* seri, yaitu *loop* pendingin yang disebut *primary loop*, dan *loop* uap-air atau *working-fluid* (Gambar 7.89). Pendingin mengambil panas reaktor dan memindahkannya ke fluida kerja pada pembangkit uap. Uap menggunakan siklus rankine untuk membangkitkan tenaga listrik.

Primary loop juga disebut *Nuclear Steam Supply System (NSSS)*, di mana terdapat reaktor dan sejumlah loop yang beroperasi secara paralel, tergantung pada tenaga reaktor (Gambar 7.90). Pada tiap loop terdapat pembangkit uap dan pompa pendingin primer atau utama. Sebagai tambahan, juga terdapat *pressurizer* yang dihubungkan dengan salah satu loop.

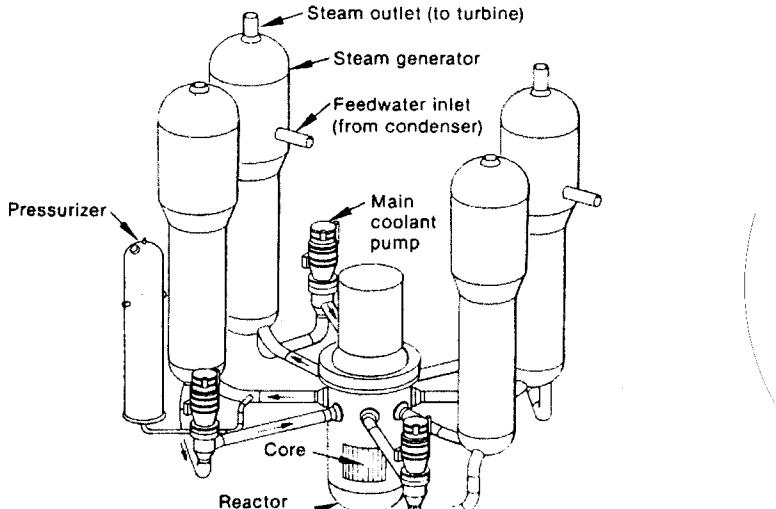
Pendingin meninggalkan reaktor, memasuki pembangkit uap di mana pendingin memberikan panas ke fluida kerja dan meninggalkan

pembangkit uap ke pompa dan dipompakan kembali ke reaktor. Terdapat dua rancangan pembangkit uap yang umum, selongsong dan buluh dengan *U-tube bundles*, atau satu laluan.



Gambar 7.89 Skema susunan pembangkit tenaga PWR

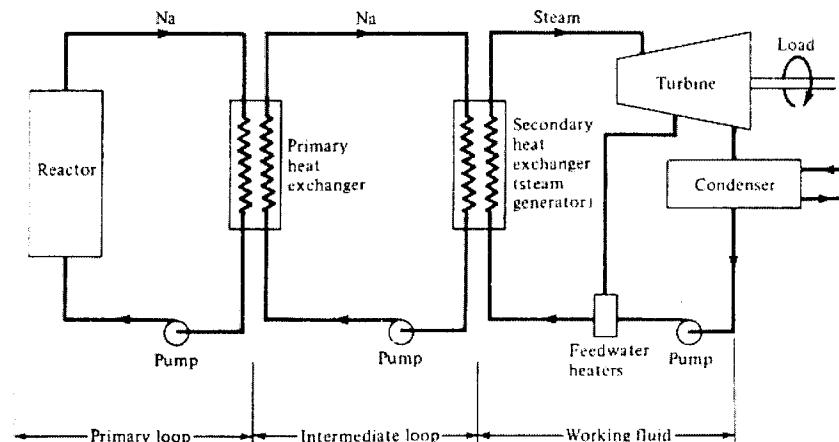
Dalam reaktor, temperatur masuk pendingin adalah  $552^{\circ}\text{F}$  ( $289^{\circ}\text{C}$ ), dan keluar pada  $605^{\circ}\text{F}$  ( $318^{\circ}\text{C}$ ) dan tekanan 2235 Psig (155 bar) lebih besar dari tekanan jenuh pada  $650^{\circ}\text{F}$ . Dalam steam, generator uap yang dihasilkan adalah 1020 Psia (70.3 bar).



Gambar 7.90 Sistem suplai uap PWR nuclear

### 7.7.3.3 Reaktor Pembiakan Cepat dengan Pendingin Logam Cair (Liquid Metal Fast Breeder Reactor, LMFBR)

Pada sistem LMFBR, bahan pendingin reaktor dari logam cair jenis Natrium (lihat Gambar 6.91). Untuk menghindari terjadinya radiasi nuklir maka digunakan beberapa loop pengubah kalor (*heat exchanger*) yang terdiri dari loop pendingin primer berfluida kerja Na cair dan loop perantara dengan fluida kerja Na cair sebagai penyuplai panas untuk sistem generator uap yang terjadi pada loop berikutnya. Sistem pembangkit uap yang terjadi dapat memanfaatkan uap dengan sistem uap panas lanjut sehingga efisiensi sistem meningkat.



Gambar 7.91 Skema pembangkit tenaga LMFBR

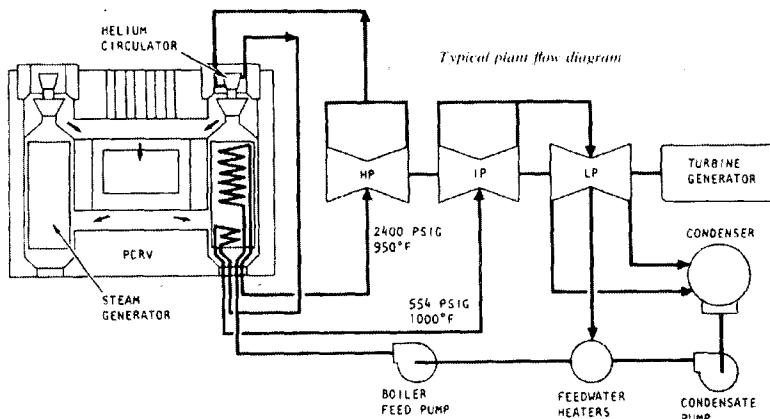
### 7.7.3.4 Reaktor Temperatur Tinggi Berpendingin Gas (High Temperatur Gas-Cooled Reactor, HTGR)

Reaktor jenis ini menggunakan pendingin gas yang mempunyai konduktivitas termal rendah dengan kerapatan kecil dan kapasitas volume panas yang kecil pula. Helium (He) adalah gas pendingin yang sering digunakan mengingat helium bermassa atom rendah dengan sifat-sifat termal yang baik dan tidak bersifat korosif.

Helium disirkulasikan pada tekanan rata-rata sekitar 48 bar (700 Psi). Helium memasuki inti reaktor pada bagian atas dengan suhu sekitar  $240^{\circ}\text{C}$  ( $644^{\circ}\text{F}$ ), mengalir turun melalui lubang-lubang dalam blok grafit, dan keluar pada suhu  $760^{\circ}\text{C}$  ( $1400^{\circ}\text{F}$ ) ke tabung gas panas pada bagian bawah.

Dari sini helium mengalir secara radial ke saluran masuk bawah enam pembangkit uap, memasuki enam sirkulator bagian atas pembangkit uap di mana temperaturnya mencapai titik terendah, dan kembali secara radial ke tabung gas dingin pada bagian atas inti reaktor.

Pembangkit uap adalah penukar panas berjenis selongsong dan buluh yang di dalamnya air dan uap mengalir dalam koil-koil buluh dan helium mengalir pada sisi selongsong. Sirkulator adalah blower aksial tingkat tunggal dan digerakkan oleh turbin uap tingkat tunggal berdaya 14.500 hp pada 6755 rpm. Impeler sirkulator dan roda jalan turbin adalah satu poros, dengan pendinginan air pada bantalananya.



Gambar 7.92 Skema diagram alir pembangkit tenaga HTGR

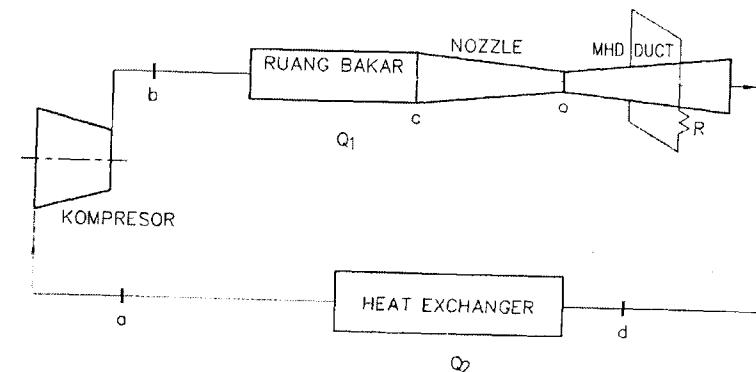
Uap panas lanjut dari enam pembangkit tenaga, dengan total aliran 1000 kg/s ( $\sim 8 \times 10^6$  lbm/jam), dikombinasikan ke *single header* dan memasuki turbin bertekanan tinggi pada 166 bar (2400 Psig) dan 510°C (950°F) (Gambar 7.92). Uap mengalir meninggalkan bagian ini, dibagi untuk menggerakkan enam turbin pemutar sirkulator, kemudian menuju pemanas ulang dalam pembangkit uap, bergabung dan memasuki turbin bagian tekanan menengah dan tiga buah turbin tekanan rendah dua aliran, dikeluaran melalui enam saluran ke kondensor pada 0,09 bar (1,3 Psia).

Karena uap dalam HTGR memiliki tekanan dan temperatur yang sebanding dengan uap yang ada pada pembangkit listrik berbahan bakar fosil, putaran turbin adalah standar 3600 rpm (turbin pembangkit tenaga PWR dan BWR berputar pada 1800 rpm).

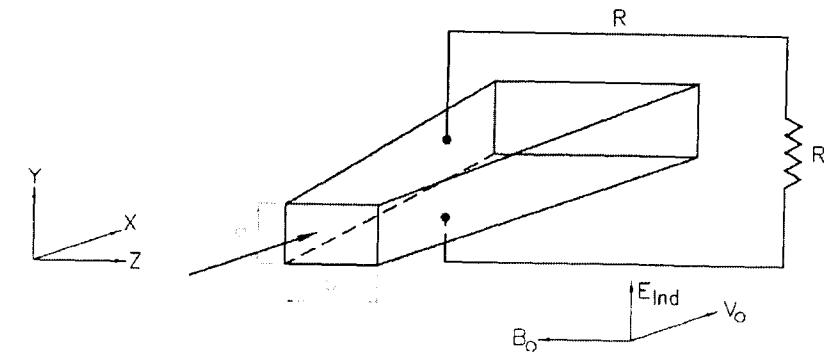
## 7.8 PESAWAT MAGNETO HYDRO DYNAMICS

### 7.8.1 Magneto Hydro Dynamics (MHD)

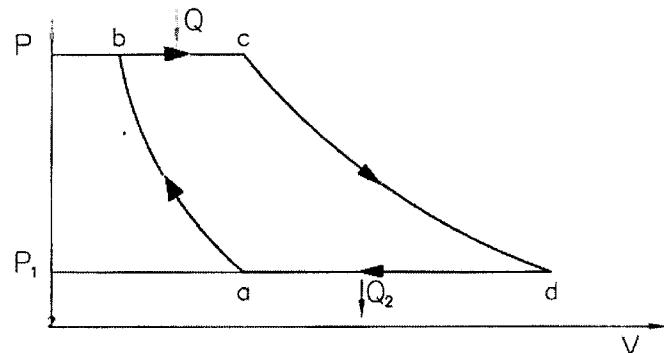
Suatu proses di mana temperatur yang tinggi dari proses pembakaran dapat dimanfaatkan secara langsung sebagai pengonversi energi tanpa menggunakan pesawat mekanis apapun. MHD merupakan suatu pesawat konversi energi langsung penghasil tenaga listrik. Adalah alternatif yang menarik untuk memanfaatkan energi MHD penggerak generator (atau sebagai generator) dalam suatu proses *topping* suatu turbin uap konvensional. Generator MHD dapat mencapai efisiensi total sebesar 50 sampai dengan 60 persen, walaupun dalam pelaksanaannya masih di bawah persentase yang diharapkan.



Gambar 7.93 Model sistem pesawat MHD



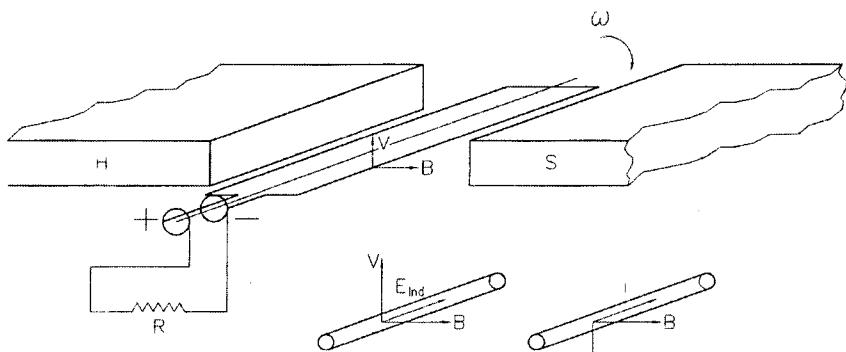
Gambar 7.94 MHD duct



Gambar 7.95 Model proses pesawat MHD

### 7.8.2 Teori Terjadinya Generator MHD

MHD pada hakikatnya adalah pengganti proses elektromagnetik pada suatu generator listrik di mana medan magnetik yang terjadi diganti dengan proses gas panas melalui *ducting system* dengan kecepatan sangat tinggi.



Gambar 7.96

Generator listrik konvensional tergantung pada gerak konduktor dalam suatu medan magnetik seperti tampak pada gambar di atas. Suatu medan listrik terinduksi  $E_{\text{ind}}$  merupakan suatu vektor di mana kecepatan dan medan magnetik ada padanya:

$$E_{\text{ind}} = V \times B \quad (\text{Volts/meter})$$

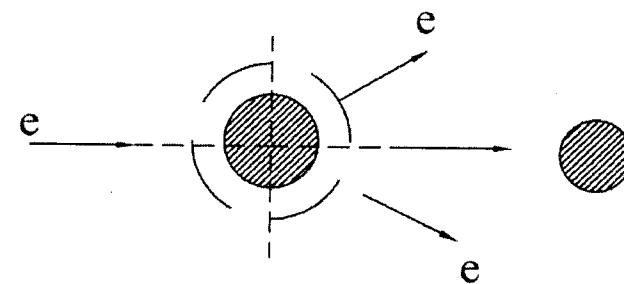
7.86

Sedang gerakan dari muatan elektron untuk konduktor metal menghasilkan akumulasi muatan pada suatu terminal yang menolak medan induksi. Tegangan yang terjadi pada gilirannya akan menghasilkan suatu beban arus untuk suatu tahanan sebesar  $R$ . Arus dalam konduktor dalam suatu medan magnet menghasilkan gaya pada konduktor. Gaya tersebut dinyatakan dalam medan listrik terinduksi yang menghasilkan produk vektoris sebesar:

$$F = I \times B \quad (\text{Newton/m}) \quad 7.87$$

Dalam suatu generator MHD, suatu gas terionisasi yang berkecepatan tinggi (plasma) bekerja sebagai konduktor yang bergerak. Karena gas merupakan produk langsung dari pembakaran, gerakan poros dari suatu pesawat mekanis tidak diperlukan lagi.

Pada temperatur yang tinggi, beberapa elektron gas bebas akan mempunyai energi kinetik yang cukup untuk mengadakan ionisasi dan membentuk suatu atom netral melalui suatu benturan seperti yang ditunjukkan Gambar 7.97.



Gambar 7.97

Untuk suatu pembakaran normal, energi elektron ( $1/2 m V^2$ ) dari 12 sampai dengan 15 eV diperlukan untuk terjadinya ionisasi. Temperatur 2500°C sampai dengan 3000°C masih belum cukup untuk proses ionisasi generator MHD. Untuk selanjutnya masih diperlukan suatu proses yang dikenal sebagai proses *seeding*, yakni dengan memanfaatkan bahan tertentu yang dapat melakukan proses ionisasi dengan suhu yang cukup rendah, seperti unsur Potassium dan Seesium yang mempunyai energi ionisasi cukup rendah.

Pada proses MHD, kalor yang terbuang,  $Q_2$ , merupakan kalor dengan temperatur yang cukup tinggi sehingga dapat dimanfaatkan sebagai pemanas

ketel uap sehingga menjadi proses kombinasi antara MHD dan turbin uap dengan efisiensi yang dapat mencapai 50 persen.

Gas ideal proses MHD adalah sebagai berikut:

$$h_b + Q_1 = h_o + \frac{1}{2} M U_o^2 \quad 7.88$$

di mana  $\frac{1}{2} M U_o^2$  adalah sejumlah energi kinetik dengan kecepatan gas keluar yang tinggi, atau:

$$\frac{1}{2} M U_o^2 = Q_1 - (h_o - h_b) \quad 7.89$$

Selanjutnya dengan menganggap bahwa proses gas ideal dengan persamaan:

$$P = \rho R T \quad 7.90$$

di mana R adalah konstanta gas.

Sedang entalpi suatu gas sempurna hanya sebagai fungsi dari temperatur saja, sehingga:

$$h = C_p T = \frac{k}{k-1} \frac{P}{\rho} \quad 7.91$$

di mana k adalah harga perbandingan  $C_p/C_v$ .

Gelombang suara yang merambat melalui fluida dengan kecepatan sonik a, besarnya untuk gas sempurna adalah:

$$a = \sqrt{k \frac{P}{\rho}} = \sqrt{k R T} \quad 7.92$$

Perbandingan kecepatan pada setiap titik dengan kecepatan sonik a disebut dengan bilangan Mach (*Mach number*).

Temperatur *ducting system* masuk adalah 3540°K, sedang konduktivitas listrik dari gas dalam *ducting system* ditaksir sebesar 43 ohm/meter serta efisiensi sebesar 73 persen.

### 7.8.3 Beberapa Kendala pada Generator MHD

Ada beberapa problem yang menyangkut generator MHD, antara lain:

#### 7.8.3.1 Peningkatan Konduktivitas Listrik dengan Memanfaatkan Sistem Seeding

Ada berbagai metode yang dapat digunakan untuk proses ionisasi gas guna mendapatkan konduksi listrik untuk generator MHD. Cara paling mudah untuk memperoleh proses ionisasi penghasil generator MHD dengan temperatur yang cukup rendah adalah dengan memanfaatkan unsur alkali.

Konduktivitas listrik akan sebanding dengan akar kuadrat dari konsentrasi sistem seeding, sedang biaya pada sistem seeding sebanding dengan jumlah kerugian *seed* pada tiap alat yang digunakan, antara lain biaya instalasi dan biaya operasinya.

Konsentrasi optimal dari sistem seeding ditentukan dengan melakukan evaluasi atas suatu densitas daya yang besar yang berkaitan dengan konduktivitas yang tinggi lawan *seed* dan biaya perlengkapan *seed*.

Biaya dengan sistem seeding dengan senyawa Potassium dapat dilihat pada Tabel 6.2.

**Tabel 7.2 Biaya proses SEEDING dari berbagai senyawa Kalium dalam \$ sen/kW jam**

Perbandingan N <sub>2</sub> /O <sub>2</sub>	3,727	2,0	1,0	0,5	0 Oksigen Murni
SEED	Udara				
K <sub>2</sub> CO <sub>3</sub>	0,0129	0,0082	0,0058	0,0046	0,0033
KNO <sub>3</sub>	0,0240	0,0095	0,0067	0,0053	0,0039
KOH (flakes)	0,0129	0,0084	0,0060	0,0047	0,0034
KOH (50% larutan)	0,0090	0,0060	0,0042	0,0033	0,0023

#### 7.8.3.2 Masalah Material dengan Temperatur Tinggi

Masalah utama yang harus diatasi adalah material yang digunakan, yang harus tahan pada temperatur yang tinggi selama generator MHD beroperasi, mengingat generator MHD beroperasi pada temperatur antara 2000 K sampai dengan 3200 K dan bekerja secara terus-menerus dalam periode yang cukup lama sehingga membutuhkan suatu isolasi konduktor dari material yang khusus. Logam Tungsten tampaknya merupakan satu-satunya logam yang tahan menghadapi temperatur yang tinggi tersebut.

#### 7.8.3.3 Masalah Perpindahan Panas

Problem yang menyangkut material yang digunakan dapat diatasi dengan sistem pendinginan yang efektif pada dinding generator. Namun hal itu

menimbulkan problem baru mengingat pendinginan material tidak boleh mengganggu proses ionisasi gas dengan bergabungnya elektron dan ion-ion. Pendinginan harus tidak mengganggu temperatur yang ditetapkan agar proses ionisasi tetap berlangsung secara efektif. Perlu pula diperhitungkan aliran turbulensi yang terjadi pada kanal tertutup.

#### 7.8.3.4 Kerugian Daya Magnetik

Daya yang dibutuhkan oleh medan magnetik merupakan salah satu karakteristik dari generator MHD. Suatu perhitungan serta asumsi-asumsi dibuat untuk menentukan kerugian yang timbul karena medan magnetik ini. Beberapa inti elektromagnetik digunakan, antara lain *Air-core electromagnet*, *iron-core electromagnet* dan *cryogenic superconducting magnet*. Untuk *superconducting magnet*, kumparan dililitkan pada suatu material dengan tahanan listrik. Untuk mendekati temperatur di bawah nol ( $< 10\text{ K}$ ) maka kumparan harus dicelupkan dalam cairan Helium yang mempunyai titik didih  $4,2\text{ K}$  pada tekanan 1 atm.

Campuran Niobium dengan Zirconium, dan campuran Niobium dengan Timah merupakan *metal* (kabel) yang terpercaya untuk digunakan pada *superconducting magnet*.

#### 7.8.3.5 Kerugian Arus Listrik pada Ujung Ducting System

Kerugian tekanan pada generator MHD, terutama pada arus listrik yang bersirkulasi dan terjadi pada ujung ducting system yang disebut dengan *Eddy current*. Kerugian tekanan ini harus dijaga agar tidak melampaui 10% tekanan pada titik stagnasi aliran masuk. Permasalahan ini dapat diatasi dengan memasang sudu hantar pada saluran masuk dan keluar generator sehingga akan menutup sirkulasi dari *Eddy current*.

#### 7.8.3.6 Tenaga Generator Sistem Arus Bolak-balik (AC System)

Jenis generator yang dihasilkan oleh MHD yang dibicarakan di atas mengarah pada sistem arus searah. Untuk memperoleh distribusi daya yang efisien maka harus diubah menjadi arus bolak-balik. Penggunaan alat pembalik merupakan keharusan dalam generator MHD saat ini. Namun dalam jangka panjang di mana kebutuhan daya semakin besar, hal itu merupakan problem yang harus dipecahkan. Adalah merupakan pemikiran yang menarik untuk membuat generator MHD arus bolak-balik secara langsung.

Telah dilakukan penelitian dengan alat yang disebut *Electrodeless Configuration*, yakni dengan mengatur kumparan medan magnetik bentuk sinusoida yang dibuat melintasi kanal. Bila lintasan kecepatan dari gelombang ini dibuat kurang dari kecepatan fluidanya, arus gelombang juga dibuat kurang dari kecepatan fluida. Arus listrik akan diinduksi dalam aliran dan menghasilkan suatu medan listrik yang menginduksi tegangan tambahan di dalam kumparan magnetik sehingga memperlambat aliran dan menghasilkan daya dalam lilitan.

#### 7.8.4 Kemungkinan Penggunaan Generator MHD Bertenaga Besar

Sampai saat ini generator MHD bekerja dengan memanfaatkan gas bakar bertemperatur tinggi melalui elektrode-elektrodenya, sedang gas buangnya dimanfaatkan sebagai penggerak listrik tenaga uap melalui pemanasan ketel uap. Upaya pemanfaatan gas bakar yang keluar dari generator MHD merupakan suatu cara untuk memadukan aneka kemungkinan pembangkit tenaga listrik secara alternatif.

#### 7.8.5 Generator Sistem Terbuka dengan Bahan Bakar Fosil

Salah satu cara untuk menambah produksi tenaga listrik melalui generator MHD adalah dengan memanfaatkan gas buang yang masih bertemperatur tinggi melalui generator uap sebagai pembangkit listrik tambahan. Hanya dengan menambahkan suatu kompresor untuk meningkatkan tekanan udara pembakaran maka akan dapat dihasilkan gas buang bersuhu tinggi yang berguna sebagai pembangkit listrik tenaga uap konvensional.

Untuk meningkatkan suhu dapat digunakan udara yang diperkaya dengan oksigen dalam proses pembakaran yang berlangsung.

Batu bara adalah jenis bahan bakar fosil yang terbaik untuk proses generator MHD, mengingat hasil pembakarannya memberikan konduktivitas yang lebih tinggi dibanding bila menggunakan bahan bakar fosil jenis lain.

Untuk menghindari gangguan erosi elektrode, korosi, dan penutupan *seed* dari proses pembakaran bahan bakar batu bara, metode yang terbaik adalah dengan melakukan proses gasifikasi batu bara.

### 7.8.6 Generator MHD Sistem Tertutup dengan Bahan Bakar Nuklir

Nuklir bertemperatur tinggi dibutuhkan untuk membangkitkan generator MHD dengan sistem tertutup yang dapat bekerja secara terpusat, ekonomis, dan terpercaya untuk pemakaian jangka panjang dengan suhu keluar generator sekitar 2300K.

Untuk memenuhi persyaratan tersebut di atas, kesulitan terjadi sehubungan dengan penggunaan bahan bakar padat. Studi beberapa tahun belakangan ini menunjukkan adanya peningkatan perolehan efisiensi termal yang semakin tinggi dengan biaya pemakaian bahan bakar yang lebih murah dengan suatu perbandingan pembiakan yang lebih besar dari satu dengan menggunakan suatu inti reaktor gas yang memanfaatkan MHD proses uap.

Sistem reaktor MHD gas memberikan keuntungan dengan tingginya efisiensi, temperatur radiasi yang tinggi serta daya spesifik yang tinggi pula.

Williams telah mengadakan percobaan secara mendalam tentang kemungkinan pengembangan suatu pusat tenaga listrik dengan menggunakan reaktor inti gas melalui konversi MHD. Reaktornya beroperasi dengan suatu bagian gas terpusat U-233 dicampur dengan hidrogen, dikelilingi oleh suatu daerah ber-gas hidrogen yang tersimpan di antara suatu kavitasi berbentuk bola.

Suatu mantel dari grafit atau Berillium mengelilingi kavitas yang akan memberikan isian Thorium yang subur. Campuran gas meninggalkan inti pada suatu temperatur rata-rata sebesar 4000 K.

Generator MHD dari sistem ini merupakan suatu generator bertekanan tinggi dengan daya keluaran yang tinggi untuk setiap satuan volume. Suatu lapisan keramik melapisi elektrode panas yang didinginkan dengan hidrogen pada temperatur 2000 K, menjamin dinding pendingin serta melindungi elektrode dari pembentukan tetesan uranium yang tidak diinginkan.

Mengingat generator MHD memiliki tekanan yang tinggi, sistem ducting-nya berukuran kecil, kebutuhan medan magnetiknya akan berkurang hingga di bawah generator MHD konvensional (Generator MHD berkekuatan 3600 MW mempunyai luas lalu masuk pada sistem ducting sebesar  $0,13 \text{ ft}^2$ , sedang luas ujung keluarannya sebesar  $1,2 \text{ ft}^2$  pada suatu perbandingan tekanan 10 : 1). Suatu medan magnetik berkekuatan 8 skala dianggap cukup untuk dipasang melalui suatu lapisan *magnet cryogenic*.

Setelah memasang sistem ducting-nya, tetesan uranium dipindahkan oleh gas hidrogen melalui 4 jenis separator siklon. Uranium yang meleleh dikumpulkan pada dasar separator kemudian dipompa melalui pompa elektromagnetik ke reaktor. Gas hidrogen bebas uranium mengalir melalui kompresor turbin.

Hidrogen dari masing-masing separator berekspansi melalui suatu turbin berpendingin dalam suatu pesawat penukar kalor (*heat exchanger*) Natrium-Hidrogen, masuk kompresor tingkat I, didinginkan kembali sebelum masuk ke kompresor akhir. Cairan Natrium yang dipanaskan oleh hidrogen dalam penukar kalor bersirkulasi melalui generator uap. Sistem menggunakan dua generator uap di mana masing-masing unit dilengkapi turbin kompresor.

Keuntungan penggunaan kompresor turbin bertingkat dengan generator uap adalah bahwa kerugian dapat ditekan sampai 25 persen. Proses termo-dinamika dari instalasi diuji berdasarkan reaktor yang bekerja pada tekanan 200 atm dengan temperatur keluar reaktor sebesar 4000 K. Hidrogen mengalir dengan debit massa 34 kg/s untuk generator berkekuatan 3600 MW.

### 7.9 PERTANYAAN DAN LATIHAN SOAL

1. a) Terangkan cara kerja energi geotermal sistem petrotermal. Beri sketsanya yang jelas!
- b) Jelaskan dengan singkat dan lengkapi dengan sketsa pemanfaatan energi surya untuk keperluan pengering sistem natural!
- c) Jelaskan dengan singkat teknik pemanfaatan energi pasang surut kolam tunggal sederhana dan lengkapi dengan sketsa sistemnya. Gambarkan ketinggian air dalam kolam dan air laut sebagai fungsi waktu!
- d) Jelaskan dengan singkat dan lengkapi dengan sketsa teknik pemanfaatan gelombang laut dengan cara *wave focusing technique*!
- e) Jelaskan dengan singkat dan lengkapi dengan sketsa cara kerja ketel uap berbahan bakar nuklir jenis reaktor air bertekanan (*Pressurized Water Reactor*, PWR)!
- f) Jelaskan dan lengkapi dengan sketsa cara ketel uap berbahan bakar nuklir jenis reaktor temperatur tinggi berpendingin gas (*High Temperature Gas Cooled Reactor*, HTGR)!

- g) Terangkan dengan singkat dan jelas cara kerja pesawat MHD. Berikan sketsa beserta T-s diagramnya!
2. Suatu pesawat konversi energi non-konvensional gabungan surya dan angin menghasilkan daya output masing-masing sebesar 1,5 MW. Bila menggunakan panel surya jenis fotovoltaik berefisiensi 12,5% dengan intensitas surya 700 watt/m<sup>2</sup>, panel surya terdiri dari 8 modul pada setiap panel dan masing-masing modul berukuran 80 cm x 50 cm. Hitung jumlah seluruh panel surya yang digunakan!
- Bila menggunakan turbin angin berdiameter 120 meter, dengan efisiensi turbin angin 40% dan kecepatan angin rata-rata 8 m/s, hitung jumlah turbin angin yang digunakan!
3. Suatu kombinasi energi surya jenis fotovoltaik dan energi angin dengan kecepatan angin rata-rata 8 m/jam dan diameter rotornya 15 m, sedang intensitas radiasi surya 650 watt/m<sup>2</sup> dengan efesiensi 12,5%. Bila energi surya dirancang untuk menghasilkan 3 MW, tiap panel berisi 4 modul berukuran 80 cm x 50 cm, berapa jumlah panelnya? Berapa jumlah kincir angin yang dibutuhkan untuk menghasilkan daya total sebesar 3 MW tersebut?
4. Pesawat konversi energi jenis OTECS (*Ocean Temperature Energy Conversion System*) bekerja pada  $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ . Air diinjeksikan pada sistem *flash* pada temperatur  $27^\circ\text{C}$  dan kemudian pada temperatur  $25^\circ\text{C}$  air diuapkan hingga mencapai uap jenuh, diekspansikan secara ideal (*isentropic*) sampai mencapai suhu kondensasi  $15^\circ\text{C}$ .

Tentukan:

- a. T-s diagramnya.
  - b. Daya yang dihasilkan turbin uap/kg.
5. Hitung besar energi dan daya dari suatu energi pasang surut yang mempunyai *head* maksimum 13 m, luas empang jenis *single pool*= 200 km<sup>2</sup> dan harga g = 9,81 m/s<sup>2</sup>, massa jenis air laut 1003,1 kg/m<sup>3</sup>!
6. Suatu energi pasang surut air laut pada saat surut 10 m dari dasar laut dan pada waktu pasang rata-rata mencapai 22 m dari dasar laut. Air laut dibendung pada suatu pool/empang/kolam tunggal dengan luas total 500 km<sup>2</sup>. Bila harga g = 9,81 m/s<sup>2</sup>,  $\rho_{\text{air laut}} = 1,003 \text{ kg/dm}^3$ , maka hitung:

- a. Besar energi pasang surutnya.
- b. Besar daya yang dihasilkan.

### DAFTAR PUSTAKA

1. Edy, Jasmid. "Energi Terbarukan, Suatu Keniscayaan", *Majalah Triwulan Teknologi dan Energi*, STT PLN Jakarta, Vol.6, No.2, April, 2006.
2. El-Wakil,M. M. *Powerplant Technology*, McGraw-Hill Book Co.,1985.
3. Fox, Robert W., McDonald, Alan T., *Introducion to Fluid Mechanics*, 6<sup>th</sup> ed, John Wiley and Sons, New York, 2004.
4. Fraenkel, Peter. *The Power Guide*, Charles Scribner's Sons, New York, 1979
5. Hislop, Drummond. *Energy Options*, Intermediate Technology Publications, London, 1992.
6. Krenz, Jerrold H., *Energy Conversion and Utilization*, Allyn And Bacon, Inc., Boston, 1976.
7. McCormick, Michael E. *Ocean Wave Energy Conversion*, John Wiley and Sons, New York, 1981.

# LAMPIRAN

---

**Tabel 1 Berbagai Sistem Satuan Mekanika**

	SI	Cgs	Inggeris tempo dulu absolut	Inggeris tempo dulu
Berbagai besaran primer dan satuan-satunya				
Panjang	meter, m	Centimeter, Cm	foot, ft	foot, ft
Massa	kilogram, kg	gram, g	.....	pound massa, lbm
Waktu	detik, s	detik, s	detik, s	detik, s
Gaya	.....	.....	pound force, lbf	pound force, lbf
Hukum Newton kedua, $F = \frac{m dV}{g_c dt}$				
	$g_c \equiv 1$ (dipilih)	$g_c \equiv 1$ (dipilih)	$g_c \equiv 1$ (dipilih)	$g_c \equiv 32,17$ ft.lbm/(lbf.s <sup>2</sup> ) (eksperimental)
Berbagai besaran sekunder dan satuan-satunya				
Gaya	kg·m/s <sup>2</sup>	g·cm/s <sup>2</sup>	.....	.....
Massa	.....	.....	lbf.s <sup>2</sup> /ft	.....
Energi, $dW = F dX$	kg·m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	g·cm <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	ft·lbf	ft·lbf
Daya, W	kg·m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup>	g·cm <sup>2</sup> /s <sup>3</sup>	ft·lbf/s	ft·lbf/s
Alias				
Gaya	1 N $\equiv 1 \text{ kg}\cdot\text{m}/\text{s}^2$	1 dyn $\equiv 1 \text{ g}\cdot\text{cm}/\text{s}^2$	.....	.....
Massa	.....	.....	1 slug $\equiv 1 \text{ lbf}\cdot\text{s}^2/\text{ft}$	.....
Energi	1 J $\equiv 1 \text{ kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}^2$ $\equiv 1 \text{ N}\cdot\text{m}$	1 erg $\equiv 1 \text{ g}\cdot\text{cm}^2/\text{s}^2$ $\equiv 1 \text{ dyn}\cdot\text{cm}$	.....	.....
Daya	1 W $\equiv 1 \text{ kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}^3$ $\equiv 1 \text{ J/s}$	.....	.....	.....

*† Benda dengan berat 1 lbf pada permukaan bumi akan mempunyai massa sebesar 1 lbm.*

**Tabel 2 Berbagai Ekuivalen Dimensional**

Panjang	$1 \text{ m} = 3.2808 \text{ ft} = 39.37 \text{ in}$ $1 \text{ cm} = 10^{-2} \text{ m} = 0.394 \text{ in} = 0.0328 \text{ ft}$ $1 \text{ mm} = 10^{-3} \text{ m}$ $1 \mu\text{m} = 10^{-6} \text{ m}$ $1 \text{ Å} = 10^{-10} \text{ m}$ $1 \text{ km} = 0.621 \text{ mi}$ $1 \text{ mi} = 5280 \text{ ft}$
Luas	$1 \text{ m}^2 = 10.76 \text{ ft}^2$ $1 \text{ cm}^2 = 10^{-4} \text{ m}^2 = 0.155 \text{ in}^2$
Volume	$1 \text{ gal} = 0.13368 \text{ ft}^3 = 3.785 \text{ liters}$ $1 \text{ liter} = 10^{-3} \text{ m}^3$
Waktu	$1 \text{ h} = 3600 \text{ s} = 60 \text{ min}$ $1 \text{ ms} = 10^{-3} \text{ s}$ $1 \mu\text{s} = 10^{-6} \text{ s}$ $1 \text{ ns} = 10^{-9} \text{ s}$
Massa	$1 \text{ kg} = 1000 \text{ g} = 2.2046 \text{ lbm} = 6.8521 \times 10^2 \text{ slug}$ $1 \text{ slug} = 1 \text{ lbf} \cdot \text{s}^2/\text{ft} = 32.174 \text{ lbm}$
Gaya	$1 \text{ N} = 1 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2$ $1 \text{ dyn} = 1 \text{ g} \cdot \text{cm/s}^2$ $1 \text{ lbf} = 4.448 \times 10^5 \text{ dyn} = 4.448 \text{ N}$
Energi	$1 \text{ J} = 1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}^2$ $1 \text{ Btu} = 778 \text{ ft-lbf} = 1.055 \times 10^{10} \text{ ergs} = 252 \text{ cal} = 1055.0 \text{ J}$ $1 \text{ cal} = 4.186 \text{ J}$ $1 \text{ kcal} = 4.186 \text{ J} = 1000 \text{ cal}$ $1 \text{ erg} = 1 \text{ g} \cdot \text{cm}^2/\text{s}^2 = 10^{-7} \text{ J}$
	$1 \text{ eV} = 1.602 \times 10^{-19} \text{ J}$ $1 \text{ Q} = 10^{18} \text{ Btu} = 1.055 \times 10^{21} \text{ J}$ $1 \text{ Quad} = 10^{16} \text{ Btu}$ $1 \text{ kJ} = 0.947813 \text{ Btu} = 0.23884 \text{ kcal}$
Daya	$1 \text{ W} = 1 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^3 = 1 \text{ J/s}$ $1 \text{ hp} = 550 \text{ ft-lbf/s}$ $1 \text{ hp} = 2545 \text{ Btu/h} = 746 \text{ W}$ $1 \text{ kW} = 1000 \text{ W} = 3412 \text{ Btu/h}$
Tekanan	$1 \text{ atm} = 14.696 \text{ lbf/in}^2 = 760 \text{ torr} = 101325 \text{ N/m}^2$ $1 \text{ mm Hg} = 0.01934 \text{ lbf/in}^2 \equiv 1 \text{ torr}$ $1 \text{ dyn/cm}^2 = 145.04 \times 10^{-7} \text{ lbf/in}^2$ $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ N/m}^2 = 14.504 \text{ lbf/in}^2 = 10^6 \text{ dyn/cm}^2$ $1 \mu = 10^{-6} \text{ m Hg} = 10^{-3} \text{ mm Hg}$ $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2 = 1.4504 \times 10^{-4} \text{ lbf/in}^2$ $1 \text{ in Hg} = 3376.8 \text{ N/m}^2$ $1 \text{ in H}_2\text{O} = 248.8 \text{ N/m}^2$

Daya per satuan luas	$1 \text{ W/m}^2 = 0.3170 \text{ Btu}/(\text{h.ft}^2) = 0.85984 \text{ kcal}/(\text{h.m}^2)$
Koefisien perpindahan	$1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{C}) = 0.1761 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot {}^\circ\text{F}) = 0.85984 \text{ kcal}/(\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{C})$
Panas	
Energi per satuan massa	$1 \text{ kJ/kg} = 0.4299 \text{ Btu/lbm} = 0.23884 \text{ kcal/gk}$
Panas jenis	$1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot {}^\circ\text{C}) = 0.23884 \text{ Btu}/(\text{lbm} \cdot {}^\circ\text{F}) = 0.23884 \text{ kcal}/(\text{kg} \cdot {}^\circ\text{C})$
Konduktivitas termal	$1 \text{ W}/(\text{m} \cdot {}^\circ\text{C}) = 0.5778 \text{ Btu}/(\text{h} \cdot \text{ft} \cdot {}^\circ\text{F}) = 0.85984 \text{ kcal}/(\text{h} \cdot \text{m} \cdot {}^\circ\text{C})$
Viskositas	$1 \text{ kg}/(\text{m.s}) = 1 \text{ N.s/m}^2 = 0.6720 \text{ lbm}/(\text{ft.s}) = 10 \text{ Poise}$
Temperatur	$\text{C}^\circ = 18.18 \text{ F}^\circ$ $0^\circ\text{C} \text{ corresponds to } 32^\circ\text{F}, 273.16 \text{ K, and } 491.69 \text{ R}$
Berbagai besaran	$1 \text{ G} = 1 \text{ g}^{1/2}/(\text{cm}^{1/2} \cdot \text{s})$
Magnetika	$1 \text{ G} = 10^3 \text{ C}/(\text{m.s}) \text{ for M}$ $1 \text{ G} = (1/4 \pi) \times 10^3 \text{ C}/(\text{m.s}) \text{ for H}$ $1 \text{ G} = 10^{-4} \text{ T} \text{ for B}$ $1 \text{ T} \equiv 1 \text{ kg}/(\text{C.s})$

**Tabel 3 Nilai Konstanta Gas Universal**

$$\begin{aligned} R &= 8.314 \text{ J mol}^{-1} \text{ K}^{-1} = 8.314 \text{ m}^3 \text{ Pa mol}^{-1} \text{ K}^{-1} \\ &= 83.14 \text{ cm}^3 \text{ bar mol}^{-1} \text{ K}^{-1} = 8.314 \text{ cm}^3 \text{ kPa mol}^{-1} \text{ K}^{-1} \\ &= 82.06 \text{ cm}^3 (\text{atm}) \text{ mol}^{-1} \text{ K}^{-1} = 62.356 \text{ cm}^3 (\text{torr}) \text{ mol}^{-1} \text{ K}^{-1} \\ &= 1.987 (\text{cal}) \text{ mol}^{-1} \text{ K}^{-1} = 1.986 (\text{Btu}/(\text{lb mole}))^{-1} (\text{R})^{-1} \\ &= 0.7302 (\text{ft}^3) (\text{atm}) (\text{lb mol})^{-1} (\text{R})^{-1} = 10.73 (\text{ft}^3) (\text{psia}) (\text{lb mol})^{-1} (\text{R})^{-1} \\ &= 1.545 (\text{ft}) (\text{lbf}) (\text{lb mol})^{-1} (\text{R})^{-1} \end{aligned}$$

**Tabel 4 Sifat-sifat Termodinamika Gas-gas Umum pada STP**

Gas	Rumus Kimia	Massa Molekul, $M_m$	$C_P$ $\left( \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right)$	$C_V$ $\left( \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right)$	$\gamma = \frac{C_P}{C_V}$ $(-)$
Air	---	28.98	286.9	1004	717.4
Carbon dioxide	$\text{CO}_2$	44.01	188.9	840.4	651.4
Carbon monoxide	$\text{CO}$	28.01	296.8	1039	742.1
Helium	$\text{He}$	4.003	2077	5225	3147
Hydrogen	$\text{H}_2$	2.016	4124	14.180	10.060
Methane	$\text{CH}_4$	16.04	518.3	2190	1672
Nitrogen	$\text{N}_2$	28.01	296.8	1039	742.0
Oxygen	$\text{O}_2$	32.00	259.8	909.4	649.6
Steam	$\text{H}_2\text{O}$	18.02	461.4	~ 2000	~ 1540

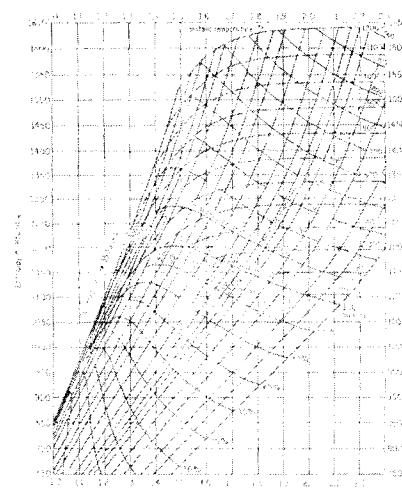
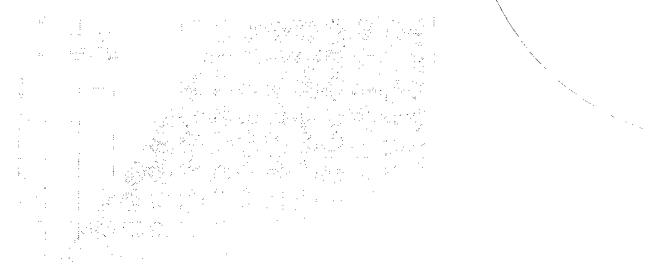
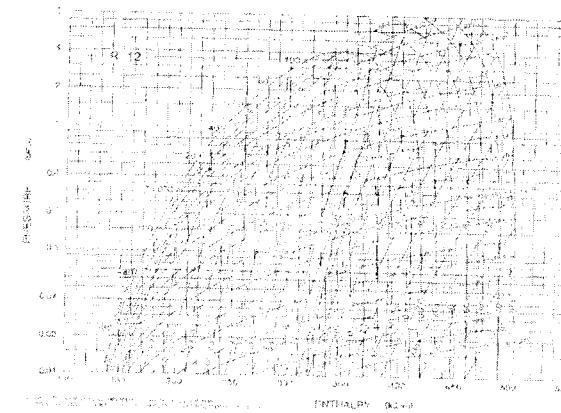
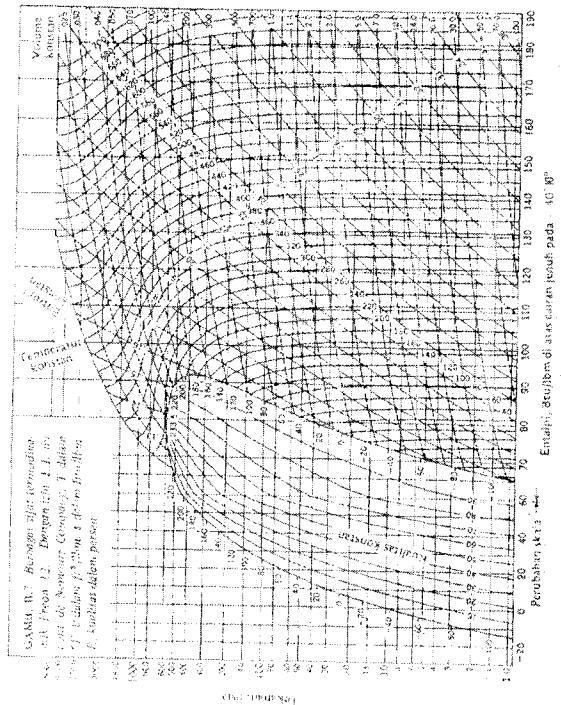
<sup>a</sup> STP = standard temperature and pressure,  $T = 15^\circ\text{C}$ , and  $p = 101.325 \text{ kPa (abs)}$

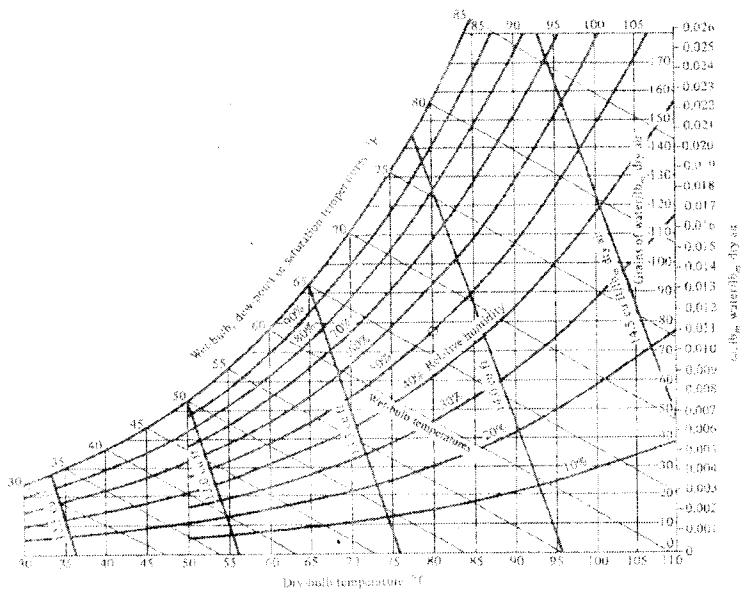
<sup>b</sup>  $R = R_a M_m / R_a = 8314.3 \text{ J/(kgmol.K)}$

<sup>c</sup> Water vapor behaves as an ideal gas when superheated by  $55^\circ\text{C}$  or more.

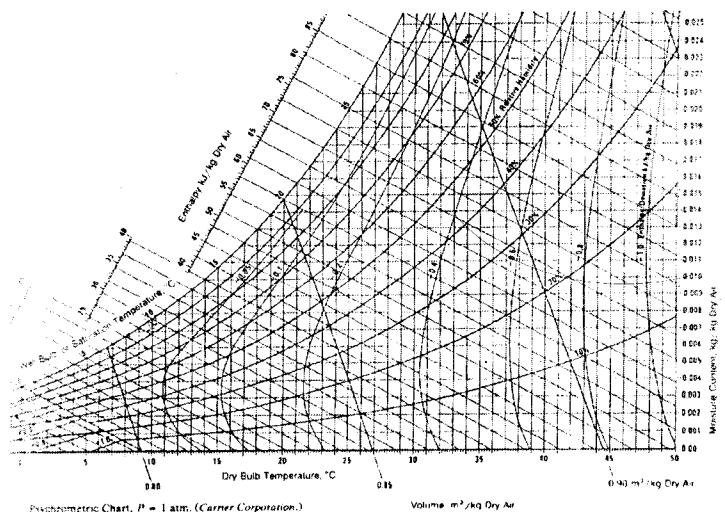
**Tabel 5 Data Uap Jenuh pada Temperatur Rendah (Satuan SI)**

Temp., °C	Tekanan		Volume Jenis, m <sup>3</sup> /kg		Entalpi, kJ/kg		Entropi, kJ/(kg·K)			
	bar	Psi	v <sub>l</sub>	v <sub>g</sub>	h <sub>f</sub>	h <sub>fg</sub>	h <sub>g</sub>	s <sub>f</sub>	s <sub>fg</sub>	s <sub>g</sub>
13	0.01497	0.2171	0.0010007	88.18	54.60	2470	2525	0.1952	8.6324	8.8276
15	0.01704	0.2471	0.0010010	77.97	62.97	2465	2528	0.2244	8.5562	8.7806
25	0.03166	0.4592	0.0010030	43.40	104.8	2442	2547	0.3672	8.1898	8.5570
27	0.03564	0.5169	0.0010036	38.82	113.2	2437	2550	0.3951	8.1196	8.5147

**Gambar 1a Diagram Mollier untuk Uap (Satuan British)****Gambar 1b Diagram Mollier untuk Uap (Satuan SI)****Gambar 2a Diagram P-h untuk R12 (Satuan SI)****Gambar 2b Diagram P-h untuk R12 (Satuan British)**



Gambar 3a Diagram Psychrometric (Satuan British)



Gambar 3b Diagram Psychrometric (Satuan SI)

## BIODATA PENULIS



Ir. ASTU PUDJANARSA, MT lahir di Lamongan 4 Januari 1964, menyelesaikan pendidikan Sekolah Dasar, Sekolah Menengah Pertama, dan Sekolah Menengah Pembangunan Persiapan di kota kelahirannya. Tahun 1982 mulai kuliah di Jurusan Teknik Mesin-Fakultas Teknologi Industri - Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS), dan pada tahun 1987 menyelesaikan Sarjana Teknik Mesin Teknik Bidang Studi Konversi Energi. Pada tahun yang sama mulai bekerja di ITS sebagai pengajar dengan jabatan Asisten Ahli Madya.

Pada tahun 1990 melanjutkan studi di Jurusan Teknik Mesin Bidang Studi Konversi Energi Program Pascasarjana Institut Teknologi Bandung (ITB). Setelah menamatkan pendidikan Magister (1994) kembali mengajar di ITS dan sekarang menjadi Lektor Kepala pada Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.

Berbagai Training pernah diikuti, diantaranya Metode Pengukuran Besaran Termal dan Fluida di ITB (1993), Gas Engine di ITS (1988). Banyak penelitian telah dilakukan, di antaranya dalam bidang Motor Pembakaran Dalam, Perpindahan Panas, dan Mekanika Fluida. Aktif di berbagai Seminar Nasional dan tulisan hasil penelitiannya banyak dimuat dalam Jurnal Ilmiah Nasional dan Internasional.



Prof. DJATI NURSUHUD, selesai mengikuti kuliah di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya pada tahun 1967, langsung menjadi dosen tetap pertama pada Fakultas Teknik Mesin ITS. Dikirim ke Perancis pada tahun 1970 untuk memperdalam Teknik Automobil di pabrik mobil Peugeot, Renault, dan Citroen.

Pernah menjabat sebagai Pembantu Dekan II, Pembantu Dekan I, dan Dekan pada Fakultas Teknik Mesin ITS pada periode 1971 sampai dengan 1980. Bidang Studi Utama yang ditekuni adalah Konversi Energi. Sejak tahun

1978 mengajar mata kuliah Ketel Uap, Turbin Uap, Turbin Gas, Motor Bakar, dan Termodinamika. Tahun 1971 memberi tambahan materi kuliah Pengetahuan Umum Mesin-Mesin (PUM) yang kemudian berubah menjadi mata kuliah Mesin Penggerak Mula yang merupakan cikal bakal materi mata kuliah Mesin Konversi Energi.

Pernah mengikuti kuliah di Madison Wisconsin Amerika Serikat (1981-1983) dengan mengambil bidang studi utama Konversi Energi.

Tahun 1993 menjadi Guru Besar Teknik Mesin yang pertama di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, dan pada tahun itu pula menjabat sebagai ketua Lembaga Penelitian ITS selama dua periode, yang berakhir pada tahun 1999.

