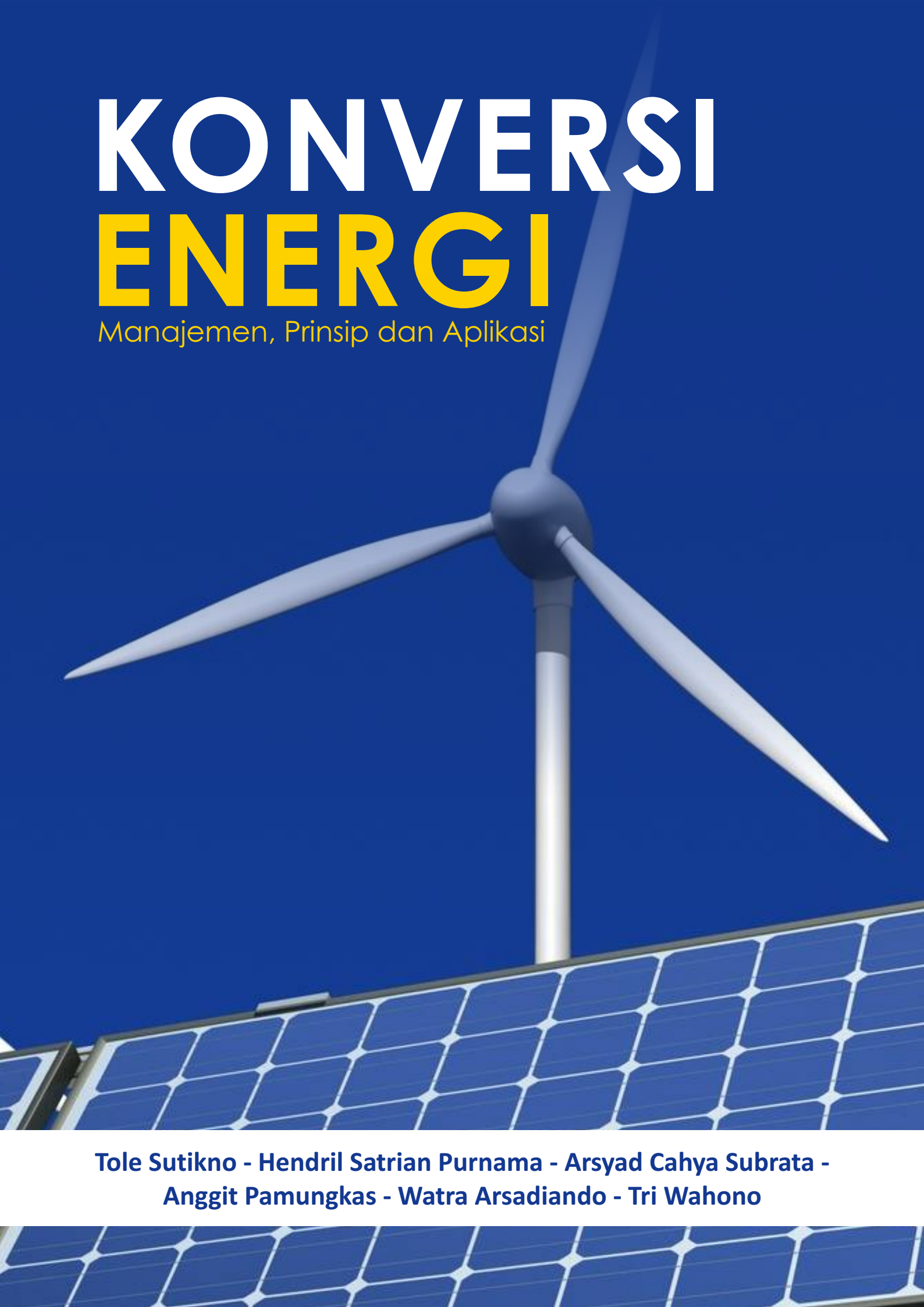


KONVERSI ENERGI

Manajemen, Prinsip dan Aplikasi



**Tole Sutikno - Hendril Satrian Purnama - Arsyad Cahya Subrata -
Anggit Pamungkas - Watra Arsadiando - Tri Wahono**

**KONVERSI ENERGI:
MANAJEMEN, PRINSIP DAN APLIKASI**

Tole Sutikno, dkk



Konversi Energi : Manajemen, Prinsip dan Aplikasi

Penulis

Tole Sutikno
Hendril Satrian Purnama
Arsyad Cahya Subrata
Anggit Pamungkas
Watra Arsadiando
Tri Wahono

ISBN: 978-602-0737-31-7

Desain Sampul & Layout

Hendril Satrian Purnama

Penerbit

UAD Press

Redaksi

Kampus 4, Universitas Ahmad Dahlan, lantai 9, LPPI
Jl. Ringroad Selatan, Kragilan, Tamanan, Banguntapan, Bantul,
Yogyakarta, Indonesia 55191
Telepon: +62 (274) 563515

Cetakan pertama, November 2019

Hak Cipta Seluruh isi buku dan sampul merupakan hak cipta Lembaga Penulisan dan Penerbitan Ilmiah (LPPI), Universitas Ahmad Dahlan.



Kata Pengantar

Puji syukur kehadiran Allah SWT atas limpahan rahmat dan karunianya sehingga Buku **“Konversi Energi: Manajemen, Prinsip dan Aplikasi”** ini telah diselesaikan. Buku ini dirancang sebagai buku ajar mata kuliah Konversi Energi untuk mahasiswa Strata 1 ataupun Diploma 3 pada Program Studi Teknik Elektro. Namun dapat juga digunakan sebagai buku teks untuk mahasiswa jenjang Strata 2 ataupun sebagai bahan referensi untuk para praktisi yang bekerja di bidang konversi energi.

Buku ini disusun berdasarkan referensi dari beberapa buku, hasil penelitian dan data dari industri yang berkaitan dengan proses konversi energi. Buku ini terbagi menjadi 20 Bab yang berkaitan dengan berbagai proses konversi energi serta aplikasi dan manajemen investasinya, sehingga buku ini juga dilengkapi dengan beberapa analisis ekonomi untuk keperluan industri.

Pembaca diasumsikan memiliki pengetahuan dasar tentang termodinamika, perpindahan panas dan massa, sistem listrik dan elektronika daya, ekonomi teknik, serta dasar pemrograman komputer.

Kami menyadari masih terdapat banyak kekurangan dalam penyusunan buku ini, untuk itu kami sangat mengharapkan kritik dan saran terhadap penyempurnaan buku ini. Semoga buku ini dapat memberi manfaat yang luas bagi para pembaca baik itu kalangan mahasiswa maupun para praktisi di bidang yang sesuai.

Yogyakarta, November 2019

Tim Penulis



Sistematika Penulisan Buku

Susunan Penulisan Buku

Sistematika penulisan buku ini terdiri dari 20 bab yang dapat dikelompokkan sebagai berikut:

- **Bab 1-4:** Membahas prinsip umum transformasi energi, manajemen energi, dan sumber energi terbarukan. Bagian ini bertujuan untuk memberikan gambaran umum pada pembaca tentang konversi dan manajemen energi, dari sumber energi hingga energi yang sampai ke pengguna akhir.
- **Bab 5 dan 6:** Membahas transformasi pembangkit di perbatasan wilayah. Gardu listrik dan pabrik boiler diinvestigasi. Saran diberikan berkaitan dengan cara untuk meningkatkan efisiensinya.
- **Bab 7 dan 8:** Membahas jaringan listrik internal dan sistem distribusi fluida dari fasilitas ke pengguna akhir.
- **Bab 9:** Membahas pembangkit kogenerasi dan trigenerasi.
- **Bab 10 dan 11:** Membahas fasilitas pabrik untuk memindahkan cairan seperti pompa, kipas, dan kompresor.
- **Bab 12-14:** Membahas fasilitas pabrik seperti pendingin pabrik, sistem HVAC, dan sistem pencahayaan.
- **Bab 15:** Membahas pemulihan panas dari proses dan fasilitas: Penukar panas.
- **Bab 16:** Membahas pengelolaan limbah dan korelasi dengan pengelolaan energi.
- **Bab 17:** Membahas audit energi, penghitungan energi untuk kontrol dan perencanaan, dan kontrol terpusat.
- **Bab 18:** Membahas peran pendidikan dalam konversi dan manajemen energi.
- **Bab 19:** Membahas analisis ekonomi untuk investasi hemat energi.
- **Bab 20:** Memberikan kesimpulan, rumus dasar, data, dan indikator kinerja utama/*key performance index* (KPI).

Contoh praktis juga diberikan untuk kasus dasar dan terutama untuk bagian fasilitas, tetapi hal tersebut dapat dengan mudah diperluas ke situasi yang lebih rumit, termasuk sistem proses, yang sekilas tampak sangat berbeda satu sama lain, jika ini tidak direduksi menjadi esensi mereka. Evaluasi teknis ditunjukkan pada akhir setiap bab; data pada umumnya disusun dalam tabel untuk memfasilitasi elaborasi dengan lembar kerja standar. Evaluasi ekonomi dari masing-masing contoh ditunjukkan pada Tabel 19.3.

Rumus, data, dan KPI dasar yang harus diketahui oleh semua orang yang terlibat dalam konversi energi dilaporkan dalam Bab 20. Sistem SI telah digunakan; untuk memudahkan pemahaman, unit lain yang biasa digunakan juga telah ditambahkan.

Referensi juga dicantumkan di akhir buku.





Daftar Isi

Halaman Judul	iii
Kata Pengantar	iii
Sistematika Penulisan Buku	v
Daftar Isi	vi
1. Pengantar	1
1.1 Prinsip Umum Konversi dan Manajemen Energi	1
1.2 Transformasi Energi di Pabrik dan Bangunan	2
2 Satuan dan Teknik Pengukuran Daya dan Energi	5
2.1 Sistem SI dan Faktor Konversi	5
2.2 Unit Pengukuran Energi Primer	6
2.3 Satuan Pengukuran Energi untuk Pengguna Akhir	12
2.4 Garis Besar Teknik Pengukuran Utama	13
2.4.1 Pengukuran Cairan dan Gas	13
2.4.2 Pengukuran Aliran Energi Listrik	19
2.4.3 Pengukuran Suhu, Tekanan, dan Lainnya	22
3. Permintaan Energi Dunia	25
3.1 Pendahuluan	25
3.2 Permintaan dan Populasi Energi Dunia	25
3.3 Pengguna Energi Akhir (Konsumen Energi)	27
3.3.1 Industri	27
3.3.2 Transportasi	28
3.3.3 Bangunan Perumahan dan Non-perumahan	28
3.3.4 Pertanian	28
3.3.5 Industri Energi	28
3.3.6 Penggunaan Tanpa Energi	28
3.4 Garis Besar Pemakaian Energi Industri	28
4. Pembangkit Listrik dan Sumber Energi Terbarukan	31
4.1. Pendahuluan	31
4.2 Pembangkit listrik dan Sumber Energi Terbarukan, dari Input Energi Hingga ke Konsumen	31
4.3 Sumber Energi Terbarukan: Energi Matahari	32
4.3.1 Air Panas dari Energi Matahari	32
4.3.2 Sistem Fotovoltaik	32
4.3.3 Sistem Tenaga Surya Terkonsentrasi	33

4.4 Sumber Energi Terbarukan: Energi Angin.....	33
4.5 Sumber Energi Terbarukan: Energi Panas Bumi	35
4.6 Sumber Energi Terbarukan: Gelombang, Pasang Surut, dan Energi Panas Laut	35
4.7 Sumber Energi Terbarukan: Energi Hidraulik	36
4.8 Sumber Energi Terbarukan: Energi dari Limbah	39
4.9 Penyimpanan Energi: Hidrolis, Mekanis, Elektris, Sel Bahan Bakar, dan Penyimpanan Termal	40
4.9.1 Penyimpanan Hidrolis	41
4.9.2 Penyimpanan Mekanis.....	41
4.9.2 Penyimpanan Elektris.....	42
4.9.4 Sel Bahan Bakar	43
4.9.5 Penyimpanan Panas dan Dingin	46
4.10 Penerapan Sistem di Pabrik dan Bangunan	48
5. Gardu Listrik.....	50
5.1 Pendahuluan	50
5.2 Prinsip Dasar Rugi-Rugi dan Efisiensi Transformator.....	50
5.3 Cara Memilih Transformator yang Paling Sesuai.....	53
5.4 Contoh Praktis.....	55
6. Pabrik Boiler.....	58
6.1 Pendahuluan	58
6.2 Prinsip Dasar Pembakaran	58
6.3 Efisiensi Pembakaran	63
6.4 Prinsip dasar Pembangkit Uap	63
6.5 Boiler Industri	66
6.5.1 Uap Boiler Pipa Air.....	69
6.5.2 Boiler Uap <i>Firetube</i>	71
6.5.3 Boiler Recovery Panas	71
6.5.4 Boiler Elektrik/Elektroda	72
6.5.5 Boiler Minyak	72
6.6 Parameter Teknis Boiler Uap Industri.....	73
6.7 Kerugian dan Efisiensi Boiler	74
6.7.1 Metode input output	74
6.7.2 Metode kerugian panas	75
6.8 Cara Meningkatkan Efisiensi Boiler	81
6.9 Peralatan Bantu.....	85
6.9.1 Sistem <i>Recovery</i> Panas	85

6.9.2 Sistem Pengolahan Air	86
6.9.3 Sistem Pengembalian	87
6.10 Kontrol Komputerisasi dari Pembakaran Boiler.....	89
6.11 Emisi Boiler dan Polusi Lingkungan	90
6.11.1 Sulfur Dioksida	90
6.11.2 Nitrogen Oksida.....	91
6.11.3 Karbon Monoksida	93
6.11.4 Materi Partikulat.....	93
6.11.5 Hidrokarbon	93
6.11.6 Polutan Lainnya	93
6.11.7 Karbon Dioksida dan Gas Rumah Kaca.....	94
6.12 Contoh Praktis	94
7. Sistem Distribusi Listrik dari Fasilitas ke Pengguna Akhir	98
7.1 Pendahuluan	98
7.2 Rugi-rugi Distribusi Listrik.....	99
7.3 Kontrol Faktor Daya.....	103
7.4 Penggerak Elektrik	105
7.4.1 Prinsip Dasar dan Mode Pengoperasian Mesin Listrik.....	107
7.4.2 Prinsip Dasar dan Mode Pengoperasian Pengendali Listrik	109
7.4.3 Masalah Aplikasi	111
7.5 Pemanasan Listrik Pengguna Akhir	111
7.5.1 Prinsip Kerugian Joule	111
7.5.2 Pemanasan Gelombang Elektromagnetik.....	112
7.5.2 Pompa Panas.....	113
7.5.3 Mesin Recompression dan Thermocompression untuk uap	113
7.6 Pengguna Akhir dan Managemen Beban	115
7.6 Contoh Praktis	116
8. Sistem Distribusi Cairan Panas	123
8.1 Pendahuluan	124
8.2 Komponen Sistem Uap dan Cairan Lainnya	124
8.3 Prinsip-Prinsip Dasar Kerugian dan Isolasi Pipa	126
8.3.1 Sistem Multilayer Permukaan Datar (Lihat Gambar 8.2).....	130
8.3.2 Sistem Multilayer Permukaan Silinder (Lihat Gambar 8.3)	134
8.3.3 Tanki dan Peralatan Lainnya	137
8.4 Pengguna Akhir Energi Termal.....	137
8.4.1 Pemanasan Massa dengan Uap.....	138

8.4.2	Pertukaran Panas Antara Cairan dan Uap (Lihat Juga Bab 15)	138
8.4.3	Ekstraksi Air dalam Pengering Industri dengan Evaporasi (penguapan)	138
8.5	Contoh Praktis	138
9.	Perencanaan Kogenerasi	140
9.1	Pendahuluan	140
9.2	Bentuk Kogenerasi dan Trigenerasi	140
9.3	Turbin Uap Backpressure atau Non-kondensasi	142
9.4	Turbin Gas	148
9.5	Mesin Reciprocating	151
9.6	Menentukan Kelayakan Kogenerasi	152
9.7	Contoh Praktis	154
10.	Pompa dan Kipas	160
10.1	Pendahuluan	160
10.2	Prinsip mendasar dari operasi pompa dan kipas	162
10.3	Metode Pengaturan Titik Kerja	167
10.3.1	Metode Disipatif untuk Pompa dan Kipas	167
10.3.2	Metode Non-disipatif untuk Pompa dan Kipas	168
10.4	Perbandingan Regulasi Metode-metode Antara Dissipative dan Non-dissipative	168
10.5	Metode-metode Regulasi Pompa dan Kipas	171
10.6	Contoh-contoh Praktis	171
11.	Kompresor-kompresor Gas	176
11.1	Pendahuluan	176
11.2	Prinsip Dasar Sistem Udara Terkompresi	177
11.2.1	Kompresi Isotermal	177
11.2.2	Kompresi Adiabatik	177
11.2.3	Kompresi Polytropic	178
11.3	Peralatan Bantu	181
11.4	Data Teknis Industri Kompresor Udara dan Sistem Kontrol	183
11.5	Kontrol Kompresor Udara	185
11.6	Sistem Udara Terkompresi: Jalur Distribusi dan Pengguna Akhir	186
11.6.1	Jalur Distribusi	186
11.6.2	Pengguna Akhir	187
11.7	Investasi Hemat Energi	189
11.8	Contoh Praktis	190
12.	Sistem Pendingin	194
12.1	Pendahuluan	194



12.2	Prinsip Dasar Sistem Kompresi Uap	194
12.2.1	Vaporisasi/Penguapan (Proses dari 4 ke 1' atau 1).....	196
12.2.2	Kompresi (Proses dari 1 ke 2s atau ke 2)	197
12.2.3	Kondensasi (Proses dari 2 ke 3' atau 3)	197
12.2.4	Ekspansi (Proses dari 3' atau 3 ke 4).....	198
12.2.5	Siklus Kompresor Uap Praktis	199
12.3	Properti dan Aplikasi Pendingin (<i>Coolant</i>).....	200
12.4	Komponen Utama Sistem Kompresi Uap	201
12.4.1	Evaporator	202
12.4.2	Kompresor	202
12.4.3	Kondensor	203
12.4.4	Katup Ekspansi	204
12.5	Sistem Kaskade dan Multistage.....	204
12.6	Sistem Pendingin Penyerapan (Absorpsi).....	205
12.7	Siklus Pendinginan Brayton	207
12.8	Penghematan Energi dan Kontrol Komputer	208
12.9	Operasi Pompa Panas	209
12.10	Contoh Praktis.....	211
13.	Sistem HVAC.....	214
13.1	Pendahuluan	214
13.2	Prinsip-Prinsip Dasar Sistem HVAC	215
13.2.1	Proses Pendingin Udara Khas.....	220
13.3	Perhitungan Beban Pemanasan dan Pendinginan	222
13.4	Sistem HVAC Khas	224
13.4.1	<i>All-Air Systems</i>	225
13.4.2	<i>All-Water Systems</i>	226
13.4.3	<i>Air-Water Systems</i>	226
13.4.4	Individual Units	226
13.4.5	Sistem Radiant untuk Pemanasan	226
13.5	Kontrol Terpusat.....	227
13.6	Sistem Penghematan Energi.....	227
13.7	Contoh Praktis.....	228
14.	Pencahayaan	236
14.1	Pendahuluan	236
14.2	Prinsip-Prinsip Dasar Sistem dan Definisi Pencahayaan	236
14.3	Sistem Pencahayaan Khas dan Peralatan Terkait	238

14.3.1	Lampu Pijar.....	242
14.3.2	Lampu Fluoresen.....	242
14.3.3	Lampu Pelepasan Intensitas Tinggi.....	243
14.3.4	Lampu Light-Emitting Diode.....	243
14.3.5	Luminer.....	243
14.3.6	Kontrol Pencahayaan.....	245
14.4	Cara Memilih Sistem Pencahayaan.....	245
14.5	Peluang Hemat Energi.....	247
14.6	Contoh Praktis.....	247
15.	Penukar Panas dan Pemulihan dalam Proses dan Fasilitas.....	252
15.1	Pendahuluan	252
15.2	Peluang untuk Pemulihan Panas dari Proses dan Fasilitas Pabrik.....	252
15.3	Pertukaran Panas dan Sistem Pemulihan.....	254
15.4	Prinsip Dasar Operasi Penukar Panas.....	254
15.5	Kriteria Evaluasi Awal untuk Heat Exchanger (Penukar Panas)	260
15.5.1	Metode Temperatur Log-Mean	260
15.5.2	Metode Effectiveness-NTU	260
15.6	Klasifikasi Penukar Panas dan Kriteria Pemilihannya.....	262
15.6.1	Penukar panas Shell dan Tube	262
15.6.2	Penukar Panas Pipa Ganda.....	263
15.6.3	Penukar Panas Plat-Gasketed.....	263
15.6.4	Penukar Welded-Plate	263
15.6.5	Sistem Bank Konveksi Hot-Gas-to-Liquid	263
15.6.6	Penukar panas Recuperative Gas-to-Gas	264
15.6.7	Penukar Pipa Panas	264
15.6.8	Regenerator Rotary.....	264
15.7	Contoh Praktis.....	264
16.	Pemulihan Limbah dan Energi.....	269
16.1	Pendahuluan	270
16.2	Manajemen Limbah	271
16.3	Pemulihan Energi dari Limbah	273
16.4	Fungsi Pengelolaan Limbah dan Energi di Industri.....	274
17.	Strategi Manajemen Energi untuk Kontrol dan Perencanaan.....	275
17.1	Pendahuluan	275
17.2	Perbedaan Langkah dari Pendekatan Manajemen Energi.....	275
17.3	Evaluasi Teknis dan Ekonomi Awal dari Investasi Hemat Energi	288

17.4 Prosedur Off-Line dan On-Line untuk Penghitungan Energi.....	288
17.5 Studi Kelayakan dan Pendanaan.....	289
17.6 Pelatihan Personel.....	289
17.7 Program Manajemen Energi yang Sukses.....	289
17.8 Proses pada Kontrol Terpusat dan Fasilitas Instalasi.....	290
17.9 Contoh Praktis.....	292
18. Peran Pendidikan dalam Konversi dan Manajemen Energi	295
18.1 Pendahuluan	295
18.2 Peran Universitas	295
18.3 Pelatihan Personil.....	296
18.4 Kesadaran Konversi Energi dan Manajemen sebagai Disiplin Sektoral.....	296
19. Analisis Ekonomi Investasi Hemat Energi.....	299
19.1 Pendahuluan	299
19.2 Metode Tidak Menggunakan Penghitungan Siklus Hidup	299
19.2.1 Metode Pengembalian Uang.....	299
19.2.2 Metode Tingkat Pengembalian Investor/ <i>Investors' Rate of Return (ROR)</i>	300
19.3 Metode Menggunakan Penghitungan Siklus Hidup	300
19.3.1 Metode Nilai Sekarang.....	300
19.3.2 Tingkat Pengembalian Internal/ <i>Internal Rate of Return (IRR)</i>	302
19.4 Studi Kasus	302
20. Kesimpulan	309
Referensi.....	313
Profil Penulis.....	315

1. Pengantar

1.1 Prinsip Umum Konversi dan Manajemen Energi

Terlepas dari keragaman yang besar di antara teknologi pada pengguna akhir energi, karena faktor teknis, ekonomi, dan lingkungan, konversi dan manajemen energi di semua tingkatan harus didasarkan pada beberapa prinsip umum validitas yang terbukti.

Pada dasarnya, setiap konversi energi harus dilakukan dengan mengurangi kerugian terkait di setiap langkah, sehingga dapat meningkatkan efisiensi energi secara keseluruhan.

Pada saat yang sama, manajemen energi berarti memastikan bahwa pengguna mendapatkan semua energi yang diperlukan, kapan dan di mana dibutuhkan, dan dari kualitas yang diminta, dipasok dengan biaya yang terendah. Tentu saja, semua tujuan ini harus dicapai sembari menjaga dengan baik kebutuhan produksi dan menjaga lingkungan.

Agar efektif, program manajemen energi harus mencakup empat langkah utama, yaitu: (1) analisis data historis, (2) audit energi dan akuntansi, (3) analisis teknik dan proposal investasi berdasarkan studi kelayakan, dan (4) pelatihan dan informasi personel.

Program manajemen energi dapat diatur dalam beberapa cara, dengan mempekerjakan konsultan internal atau eksternal, sesuai dengan ukuran perusahaan dan biaya energi pada anggaran perusahaan. Untuk mengendalikan efisiensi konversi energi pada setiap tahap, beberapa indeks kinerja utama energi yang penting harus diidentifikasi sebelum dan setelah melakukan tindakan penghematan energi.

Untuk mendapatkan hasil terbaik, langkah-langkah utama yang tercantum di atas harus diimplementasikan dengan hati-hati dan berkorelasi satu sama lain.

Manajemen energi mulai dianggap sebagai salah satu fungsi utama manajemen industri pada tahun 1970-an. Menghadapi kenaikan harga energi dan laporan tentang kehabisan sumber daya energi dunia, baik pemerintah nasional dan perusahaan swasta harus mengatasi situasi ini tanpa penundaan yang lebih lanjut. Pada tahun-tahun berikutnya, korelasi antara konsumsi energi dan dampak lingkungan menjadi jelas, sehingga membuat orang di seluruh dunia semakin sadar terhadap masalah ini.

Namun, pengetahuan yang tidak memadai tentang teknik manajemen energi dan kurangnya tradisi yang kuat dalam investasi modal semacam ini sangat membebani terhadap pengenalan luas strategi penghematan energi.

Pabrik besar dengan konsumsi energi tinggi mengatasi masalah dengan perkuatan pabrik dan fasilitas proses. Sektor industri lainnya, yang kurang peka terhadap energi, terpaksa melakukan investasi dengan pengembalian sesingkat mungkin seperti pemulihan panas dan pengurangan kerugian, tetapi mereka menunda modifikasi proses, yang seringkali melibatkan perubahan strategi produksi yang lebih drastis.

Kekurangan energi pada tahun 1980-1990, yang pertama yang secara serius mempengaruhi era industri, dan dampak lingkungan berikut dan osilasi harga energi telah membuat orang sadar bahwa masalah energi memang dan akan selalu ada. Oleh karena itu, teknologi hemat energi telah sangat memengaruhi desain komponen dan pabrik, dan pengguna menjadi semakin terbiasa membuat keputusan tentang energi dengan lebih dari sekadar pertimbangan pengembalian uang.

Pabrik dan bangunan besar mencari manajer energi dengan pengetahuan yang baik tentang disiplin teknis dan ekonomi, karena mereka memainkan peran penting dalam mengembangkan strategi industri. Mekanika dan termodinamika secara tradisional menjadi basis dalam bidang pendidikan ini; tetapi penyebaran teknologi informasi dan sistem elektronika daya menunjukkan bahwa pendekatan elektrik dan termodinamika perlu saling berhubungan dan juga teknisi harus siap untuk bekerja dalam konteks yang lebih luas ini.

Mahasiswa harus memiliki kesempatan untuk mempersiapkan diri untuk pekerjaan ini; orang yang sudah bekerja di industri harus mencoba untuk mengintegrasikan pengetahuan praktis dengan prinsip-prinsip teoritis dasar untuk memperoleh manfaat maksimal dari pengalaman sebelumnya. Manajer, yang tidak punya waktu untuk mempelajari masalah teknis secara terperinci, membutuhkan panduan untuk hal-hal penting dalam membuat keputusan yang beralasan.

Tujuan buku ini adalah untuk memberikan pandangan menyeluruh tentang konversi dan pengelolaan energi dengan mengikuti aliran energi dari batas-batas wilayah ke pengguna akhir.

Semua topik dirangkum sedemikian rupa dengan memperkenalkan beberapa rumus dan data dasar. Terutama untuk KPI dasar, yang diambil dari beberapa referensi, juga dilaporkan. Tabel pada Bab 20 menyoroti pendekatan ini dan memberikan panduan untuk membantu memahami dan menyelesaikan masalah apa pun, dengan merangkumnya menjadi rumus dasar.

1.2 Transformasi Energi di Pabrik dan Bangunan

Pendekatan keseluruhan untuk manajemen energi dirangkum dalam Gambar 1.1 yang menunjukkan aliran energi dari batas wilayah ke pengguna akhir dan transformasi terkait:

- Energi diangkut ke lokasi sebagai bahan bakar atau utilitas yang dibeli (jaringan listrik, pipa gas, pipa air, dll.) Dan sebagian besar ditransformasikan di lokasi (gardu listrik dengan transformator, pabrik boiler, pembangkit kogenerasi dan trigenerasi) sebelum menjangkau pengguna energi. Energi yang diminta oleh pengguna akhir juga dapat diproduksi di lokasi melalui sumber terbarukan seperti matahari dan angin.

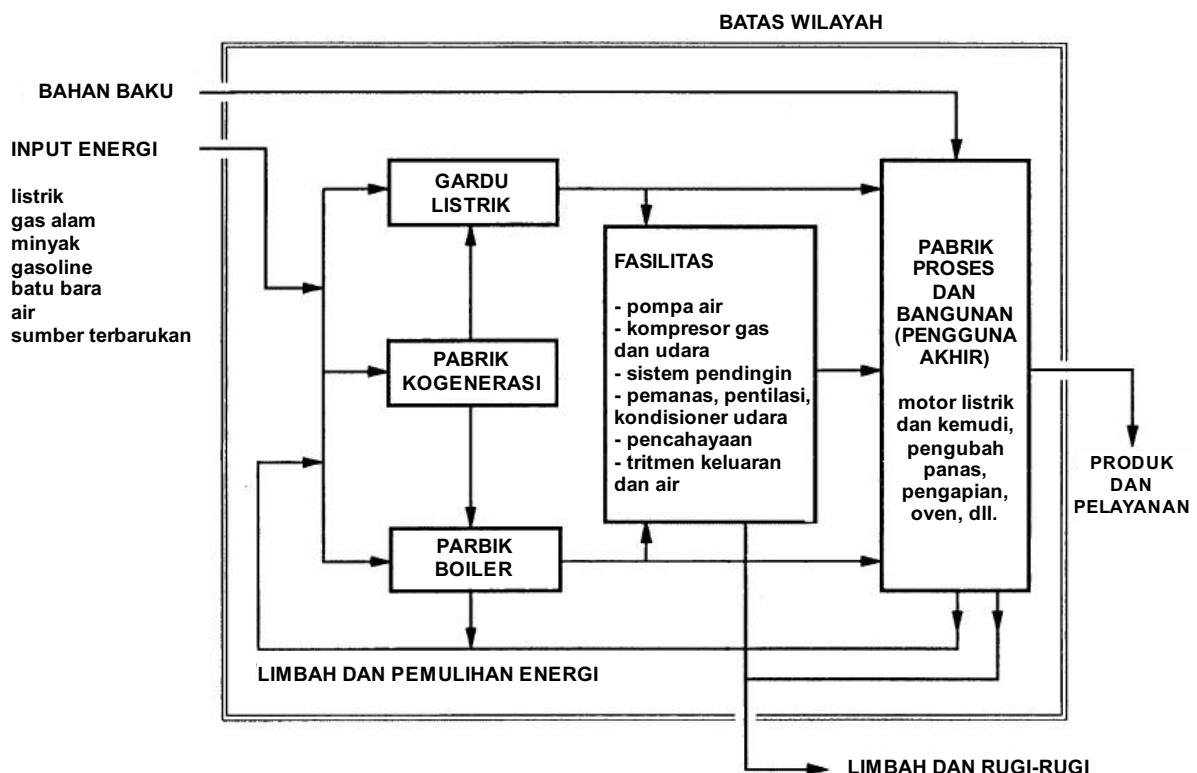
Transformasi lebih lanjut dalam fasilitas dan pabrik harus dilakukan untuk memperoleh berbagai bentuk energi turunan yang cocok untuk pengguna akhir.

Jelas, memeriksa efisiensi semua instalasi transformasi dan menjaganya setinggi mungkin adalah prioritas utama.

- Aliran energi dalam berbagai bentuk (energi listrik pada voltase berbeda, uap, air panas, air dingin, minyak panas, udara tekan, dll.) Didistribusikan di sekitar lokasi untuk memproses dan memfasilitasi pengguna akhir. Sistem distribusi bertanggung jawab atas kehilangan, yang harus dikurangi dengan perencanaan yang benar dan isolasi termal.
- Pengguna akhir energi di sekitar wilayah melakukan operasi berbeda yang mengarah pada produk atau layanan akhir. Ini membentuk output dari situs, bersama dengan limbah (yang mungkin atau mungkin tidak mengandung energi dalam beberapa bentuk) dan energi yang terbuang.

Limbah dan energi yang terbuang meliputi air, bahan padat dan cair (mudah terbakar atau tidak), dan gas.

Energi dapat dihemat pada tahap pengguna akhir dengan banyak cara: dengan memperkenalkan peralatan atau sistem proses yang lebih efisien, dengan meningkatkan kontrol, dengan meningkatkan pemantauan atau pengukuran aliran energi, dan dengan memulihkan panas dan limbah. Pemulihan limbah terkait erat dengan kualitas limbah dan polusi yang dihasilkan



Gambar 1.1 Aliran energi melalui batas wilayah

Aliran energi yang melintasi batas-batas wilayah dapat direncanakan seperti pada Gambar 1.1. Diagram alir energi ini memungkinkan pendekatan keseluruhan untuk manajemen energi situs dan memberikan pedoman untuk survei energi serta program pendidikan.

2 Satuan dan Teknik Pengukuran Daya dan Energi

2.1 Sistem SI dan Faktor Konversi

Sistem SI (Sistem Satuan Internasional) adalah seperangkat definisi dan aturan yang memberikan pendekatan organik dan konsisten untuk memperoleh satuan untuk setiap kuantitas. Sistem SI didasarkan pada tujuh satuan dasar dan dua satuan tambahan. Satuan dasar adalah sebagai berikut: kilogram (massa), meter (panjang), yang kedua (waktu), ampere (arus listrik), kelvin (suhu), candela (intensitas cahaya), dan mol (molekul) zat). Satuan tambahan adalah radian (sudut bidang) dan steradian (sudut padat). Pilihan, yang telah dibuat oleh Konferensi Umum tentang Bobot dan Ukuran, selalu terbuka untuk perubahan dan integrasi.

Dasar SI dan satuan tambahan dinyatakan pada table. 2.1 dari Sembilan satuan, setiap satuan SI lainnya dapat diturunkan dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\text{Satuan yang diturunkan} = \text{m}^{\alpha_1} \times \text{kg}^{\alpha_2} \times \text{S}^{\alpha_3} \times \text{A}^{\alpha_4} \times \text{K}^{\alpha_5} \times \text{cd}^{\alpha_6} \times \text{mol}^{\alpha_7} \times \text{rad}^{\alpha_8} \times \text{sr}^{\alpha_9}$$

Dimana *exponents* $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6, \alpha_7, \alpha_8, \alpha_9$ adalah bilangan bulat positif atau negatif. Setiap *exponents* sama dengan nol ketika satuan turunan tidak bergantung pada satuan dasar atau tambahan yang sesuai.

Tabel 2.2 menunjukkan awalan yang harus digunakan untuk memperoleh kelipatan atau submultiples dari setiap satuan SI. Tabel 2.3 menunjukkan beberapa satuan turunan yang saat ini digunakan.

Perlu diperhatikan bahwa negara-negara UE (Uni Eropa) harus menggunakan satuan SI yang dinyatakan dalam Tabel 2.1 (mereka diwajibkan oleh rekomendasi Komisi Eropa dan undang-undang nasional terkait). Sistem ini telah diadopsi juga oleh International Organization of Standardization (ISO).

Tabel 2.4 mencantumkan satuan yang biasa digunakan yang, bagaimanapun, bukan milik sistem SI. Para ahli harus menahan diri untuk tidak menggunakan satuan ini.

Tabel menunjukkan faktor konversi dari satuan ini ke satuan SI; konversi antara dua satuan non-SI dapat dilakukan dengan menggunakan rasio antara faktor konversi satuan tunggal.

Tabel 2.1 Dasar SI dan unit tambahan

Kuantitas	Satuan	Simbol
Panjang	meter	m
Masa	Kilogram	Kg
Waktu	detik	s
Arus listrik	Amper	A
Suhu termodinamika	Kelvin	K
Intensitas cahaya	candela	Cd
Zat molekul	mole	mol
Sudut bidang	radian	rad
Sudut yang solid	steradian	Sr

Tabel 2.2 Awalan yang biasa digunakan

Faktor	Nama awalan	Simbol
Pengali		
10^{18}	Exa	E
10^{15}	Peta	P
10^{12}	Tera	T
10^9	giga	G
10^6	mega	M
10^3	kilo	k
10^2	hekto	h
10^1	deka	da
Pembagi		
10^{-1}	deci	d
10^{-2}	cents	c
10^{-3}	milli	m
10^{-6}	micro	μ
10^{-9}	nano	n
10^{-12}	pico	p
10^{-15}	femto	f
10^{-18}	atto	a

Ini berlaku juga untuk suhu, jika perubahan suhu dipertimbangkan (seperti yang sering terjadi dalam banyak formula).

Tabel 2.5 mencantumkan beberapa parameter yang sering digunakan untuk perhitungan teknis.

2.2 Unit Pengukuran Energi Primer

Kandungan energi primer yang mudah terbakar (padat, cair, atau gas) dinyatakan oleh Nilai Pemanasan yang Lebih Rendah atau Nilai Pemanasan yang Tinggi seperti kJ/kg atau kJ/m³ (satuan SI). Ada satuan lain yang biasa digunakan.

Tabel 2.3 Satuan berasal dari SI

Kuantiti	Satuan	Simbol
Ruang dan waktu		
Daerah	meter persegi	m^2
Volume	meter kubik	m^3
Kecepatan	meter per detik	m/s
Akselerasi	meter per detik kuadrat	m/s^2
Sudut kecepatan	radian per detik	rad/s
Sudut akselerasi	radian per detik kuadrat	m/s^2
Frekuensi	Hertz	$Hz = siklus/s$
Mekanik		
Massa jenis	kilogram per kubik meter	kg/m^3
Momentum	kilogram meter per detik	$kg \cdot m/s$
Momen inersia	kilogram meter kuadrat	$kg \cdot m^2$
Gaya	Newton	$N = kg \cdot m/s^2$
Torsi, momen inersia	Newton meter	$N \cdot m$
Energi, kinerja, kuantitas	Joule	$J = N \cdot m$
Daya	Watt	$W = j/s$
Tekanan, menekan	Pascal	$Pa = n/m^2$
Listrik dan magnet		
Muatan listrik	Coulomb	$C = A \cdot s$
Potensial listrik, tegangan	Volt	$V = W/A$
Kekuatan medan listrik	Volt per meter	V/m
Kapasitansi	Farad	$F = C/V = A \cdot s/V$
Kepadatan arus	Ampere per meter persegi	A/m^2
Kekuatan medan magnet	Ampere per meter	A/m
Magnet fluk	Weber	$Wb = V \cdot s$
Kerapatan fluks magnet	Tesla	$T = Wb/m^2$
Induktansi	Henry	$H = V \cdot s/A$
Permeabilitas	Henry per merter	H/m
Hambatan	Ohm	$\Omega = V/A$
Konduktansi	Siemens	$S = A/V$
Kekuatan magnetomotive	Ampere	A
Cahaya		
fluks bercahaya/ Luminous flux	lumen	$Im = cd \cdot sr$
Pencahayaan	lux	$lx = 1m/m^2$
Viskositas		
Viskositas kinematik	meter kuadrat per detik	m^2/s
Viskositas dinamis	Pascal detik	$Pa \cdot s$

Tabel 2.4 Satuan SI dan faktor pengkonversian

Konversi dari	Simbol	Ke	Simbol	Dikalikan dengan
Panjang				
kaki	ft	meter	m	0.3048
inci	in	meter	m	0.0254
mili	mi	meter	m	1,609
Daerah				
Kaki persegi	ft ²	Meter persegi	m ²	0.0929
Inci persegi	in ²	Meter persegi	m ²	0.004645
Volume				
Kaki kubik	ft ³	Meter kubik	m ³	0.02832
Inci kubik	in ³	Meter kubik	m ³	0.00001639
USA liquid gallon	gal	Meter kubik	m ³	0.0037854
Liter	L	Meter kubik	m ³	0.0001
Masa				
Pound	lb	kilogram	kg	0.45359
Ton (pendek)	ton	metrik ton, tonne	t = 10 ³ kg	0.9072
Ton (panjang)	ton	metrik ton, tonne	t = 10 ³ kg	1.016
Barel (minyak)	barrel	metrik ton, tonne	t = 10 ³ kg	0.137
gaya				
Pound-gaya	lbf	Newton	N	4.448
Kilogram-gaya	kgf	Newton	N	9.807
Tekanan				
Pound-gaya/kaki persegi	lbf/ft ²	Pascal	Pa	47.8788
Pound-gaya/inci persegi	lbf/in ²	Pascal	Pa	6.895
Kilogram-gaya/meter persegi	kgf/m ²	Pascal	Pa	9.807
Bar	bar	Pascal	Pa	1000,000
atmosfer	atm	Pascal	Pa	101,325
mm H ₂ O	mm H ₂ O	Pascal	Pa	9.7739
Inci H ₂ O	Inci H ₂ O	Pascal	Pa	248.7
Kecepatan				
Kaki per detik	ft/s	meter/detik	m/s	0.3048
Kaki per menit	ft/min	meter/detik	m/s	0.00508
Mil per jam	mil/h	meter/detik	m/s	0.4469
Kilometer per jam	km/h	meter/detik	m/s	0.2777
Akselerasi kaki per detik kuadrat	ft/s ²	meter/detik	m/s ²	0.3048
Energi, kerja				
Satuan termal inggris	Btu	Joule	J	1,055
Foot pound-force	ft lbf	Joule	J	1.356
Kalori	cal	Joule	J	4.1868
Watthour	Wh	Joule	J	3,600
Daya				
Btu per jam	Btu/h	Watt	W	0.2931
Btu per detik	Btu/s	Watt	W	1,055
Daya kuda	hp	Watt	W	745.7
Kalori per jam	cal/h	Watt	W	0.0011628

Tabel 2.4 Lanjutan

Konversi dari	Simbol	Ke	Simbol	Dikalikan dengan
Pendinginan				
kapasitas ton	tons	Watt	W	3,520
frigorie/jam	frig/h	Watt	W	0.0011628
Torsi				
pound-force foot	lbf ft	Newton meter	N . m	1.356
kilogram gaya meter	kgf m	Newton meter	N . m	9.807
Massa jenis				
pound/kaki kubik	lb/ft ³	Kilogram per meter kubik		16.018
Laju aliran volume				
kaki kubik per menit	ft ³ /min	Kubik meter per detik		0.00047
energi spesifik				
Btu/pound	Btu/lb	Joule/kilogram	J/kg	2,326
kaki kubik per kilogram	cal/kg	Joule/kilogram	J/kg	4.186
panas spesifik				
Btu/pound °F	Btu/lb °F	Joule/kilogram K	J/kg K	4.186
Kalori per kilogram °C	cal/kg °C	Joule/kilogram K	J/kg K	4.186
Cahaya				
footcandle	fc	lux	lx	10.764
Temperatur				
Perubahan Celsius °C	°C	Perubahan Kelvin	K	1
Perubahan Fahrenheit °F	°F	Perubahan Kelvin	K	5/9

Perhatikan bahwa konversi antara satuan yang bukan SI dapat dilakukan dengan menggunakan rasio antara faktor konversi satuan tunggal

Contoh		
Konversi dari	Ke	Dikalikan dengan
Perubahan celcius	Perubahan Fahrenheit	1/(5/9)
Btu/h	Cal/h	0.2931/0.0011628

Kuantitas bahan yang mudah terbakar umumnya disebut TOE (Ton Oil Equivalent) dengan menggunakan Nilai Pemanasan Bawah (41.860 kJ/kg).

Energi primer (hidro, panas bumi, nuklir, atau sumber energi terbarukan lainnya) dimana energi listrik dihasilkan dikonversi menjadi TOE berdasarkan spesifik konsumsi (kJ/kWh) dari utilitas pembangkit listrik konvensional yang menggunakan bahan bakar. Tipikal nilai berkisar antara 6.600 dan 10.500 kJ/kWh (sesuai dengan 6.256 dan 9.952 Btu/kWh) jika kerugian pembangkit listrik dan jalur distribusi dipertimbangkan; nilai yang lebih rendah sesuai dengan siklus gabungan dengan turbin gas, sedangkan nilai yang lebih tinggi untuk boiler dan turbin kondensasi uap yang diumpankan oleh batubara padat.

Tabel 2.5 Parameter yang sering digunakan

Deskripsi	sistem lain		Sistem SI
Panas spesifik	kcal/kg °C	Btu/lb °F	kJ/kg K
Air	1	1	4.18
Uap super panas ^a	0.5	0.5	2.09
Udara	0.24	0.24	1
Besi	0.14	0.14	0.477
Tembaga	0.092	0.092	0.385
Minyal mineral	0.486	0.486	2.034
Masa jenis ^b		lb/ft ³	kg/m ³
Air		62.5	1,000
Udara (kondisi standar)		0.08	1.29
Minyak mineral		57.75	925
Besi		490	7,850
Tembaga		557.5	8,930
Gas natural		0.047	0.750

a Nilai rata-rata dalam boiler industri. Dalam campuran air-udara (lihat Bab 13) spesifik panas dari uap super panas sama dengan 1.8 kJ/kg K (tekanan uap <0,1 MPa)

b Kepadatan mengacu pada kondisi standar: 0.1 MPa (1.013 bar, 14.5 psi), 273.15 K (0°C; 32°F) untuk udara, dan 288.75 K (15.6 °C; 60 °F) untuk gas alam

Untuk gas ideal, Tetapi untuk sebagian besar gas nyata dapat diterima secara luas, hubungan dasar (di mana V adalah volumenya) adalah:

$$pV = \text{constant} \cdot T$$

Kepadatan udara di T_1 (K) dan pada tekanan standar adalah: kepadatan udara (T_1) = $\frac{1.293}{(\frac{T_1}{273.15})}$

Perhatikan bahwa di beberapa negara dan di beberapa aplikasi kondisi standar dapat berbeda dari yang sebelumnya. Untuk gas alam: 288.75 K (15.6°C; 60°F) dan 0.1 MPa (14.5 psi). Pengguna harus memastikan kondisi referensi untuk setiap aplikasi

Tabel 2.6 dan 2.7 menunjukkan nilai dari statistik internasional dan faktor konversi.

Di bawah ini dirangkum untuk memungkinkan pemahaman yang lebih jelas tentang Bab. 2:

- Nilai pemanasan. Ini adalah ukuran dari panas yang diberikan oleh setiap bahan bakar yang diberikan selama proses pembakaran.

Pembakaran bahan bakar yang terdiri dari karbon, hidrogen, dan belerang membutuhkan oksigen, yang biasanya berasal dari udara atmosfer. Itu dimulai pada suhu pengapian yang berbeda tergantung pada bahan bakar. Tipikal nilai berkisar antara 573.15 dan 973.15 °K (300-700 °C, 572–1.292 °F).

Setelah suhu penyalaan tercapai, pembakaran berlanjut sampai semua bahan bakar atau oksigen dikonsumsi.

Hidrogen, dikombinasikan dengan oksigen, menghasilkan air (kira-kira 9 kg air untuk 1 kg hidrogen), yang dibuang sebagai air cair serta uap air ke atmosfer bersama-sama dengan limbah gas pembakaran pada suhu yang sama;

- Nilai Pemanasan Tinggi (*Higher Heating Value/HHV*), juga disebut Nilai Pemanasan Bruto (*Gross Heating Value*). Ini adalah jumlah unit panas yang diukur saat dilepaskan ketika unit massa bahan bakar dibakar dalam oksigen jenuh dengan uap air dalam bom dalam kondisi standar, bahan residu berupa gas oksigen, karbon dioksida, sulfur dioksida dan nitrogen, abu, dan cairan air (air yang dihasilkan selama pembakaran diasumsikan dibuang sebagai air cair).

Tabel 2.6 Nilai-nilai pemanasan yang lebih rendah dan lebih tinggi dari padat, cair, dan bahan bakar gas

	Nilai rata-rata			
Bahan bakar	Lebih rendah	Lebih tinggi	Lebih rendah	Lebih tinggi
Bahan bakar padat	<i>kJ/kg</i>		<i>Btu/lb</i>	
Bahan bakar nabati	10,465	16,700	4,449	7,180
Pitch lignite	18,000	24,000	7,738	15,478
Batubara standar	29,302	33,500	12,598	14,403
Arang	31,395	34,750	13,498	14,4941
Cokery coke	29,302	33,000	12,598	14,188
Kokas gas	26,790	32,650	11,518	14,038
Kokas minyak bumi	34,744	37,250	14,938	16,015
Bahan bakar cair	<i>kJ/kg</i>		<i>Btu/lb</i>	
minyak mentah	41,860	44,400	17,997	19,090
kondensat minyak bumi	44,372	47,000	19,077	20,207
sulingan minyak bumi ringan	43,534	46,150	18,717	19,842
bensin	43,953	46,600	18,897	20,035
bahan bakar jet	43,534	46,150	18,717	19,842
minyak tanah halus	43,116	45,700	18,537	19,648
Gasoil	42,697	45,250	18,357	19,455
minyak bakar	41,023	43,500	17,637	18,702
hidrogen cair	120,070	141,800	51,621	60,964
propana	46,269	50,235	19,904	21,597
liquefied petroleum gas (LPG)	46,046	49,700	19,797	21,368
Bahan bakar gas	<i>kJ/m^{3a}</i>		<i>Btu/fr^{3a}</i>	
gas alam	34,325	38,450	921	1,032
metana	34,285	38,000	953	1,057
gas cokery	17,791	19,900	478	534
gas blast furnace	3,767	4,200	101	113

a0,1 MPa (14,5 psi), 288.75 K (15.6 °C; 60 °F) untuk gas alam dan 273.15 K (0 °C; 32 °F) untuk gas lainnya

Tabel 2.7 Kepadatan konvensional dari bahan bakar cair

Bahan bakar	kg/m ^{3a}	ib/ft ^{3a}
Bensin	734	45.8
Gasoil	825	51.5
Minyak	925	57.7
LPG	565	35.3
gas alam ^a	0.75	0.047
batubara standar	800	43.9
bahan bakar nabati	400	24.3

a0.1 MPa (14.5 psi), 288.75 K (15.6 °C; 60 °F) untuk gas alam

Kondisi standar ditentukan oleh ISO. Suhu referensi internasional untuk pembakaran adalah 25 °C (77 °F), tetapi di beberapa negara suhu yang berbeda digunakan;

- Nilai Pemanasan Rendah (*Lower Heating Value/LHV*), juga disebut Nilai Pemanasan Bersih (*Net Heating Value*). Ini adalah jumlah satuan panas yang diukur seperti sebelumnya, bahan residu berupa gas oksigen, karbon dioksida, sulfur dioksida dan nitrogen, abu, dan uap air (air yang dihasilkan selama pembakaran diasumsikan dibuang sebagai uap air). Entalpi uap air, yang benar-benar terbuang, tidak dipertimbangkan.

2.3 Satuan Pengukuran Energi untuk Pengguna Akhir

Energi yang memasuki tempat yang melewati banyak transformasi sebelum mencapai pengguna akhir (energi ini biasa disebut energi final). Satuan yang mengacu pada energi yang ditransformasi daripada energi yang dibeli (bahan bakar dan energi listrik) mudah digunakan pada tahap ini. Tabel 2.8 mencantumkan kisaran nilai khas untuk rasio paling umum antara pengguna akhir dan energi yang dibeli, yang bergantung pada efisiensi transformasi serta pada tingkat eksploitasi energi:

- kg uap/kg bahan bakar;
- kg air panas/kg bahan bakar;
- udara terkompresi meter kubik/kWh dikonsumsi oleh kompresor mekanik;
- kJ tersedia untuk proses/kWh yang dikonsumsi oleh kompresor mekanik;
- Lainnya.

Tabel 2.8 Rasio antara energi pengguna akhir dan energi yang diperoleh (lihat juga bab. 18 dan 20)

Jenis transformasi				
Untuk mengkonversi dari	ke	Koefisien transformasi	Satuan	Catatan
Minyak	Uap	12 – 14	kguap/kgminyak	Boiler
Gas natural	Uap	9 – 11	kguap/Sm ³	Boiler
Listrik	fluida dingin (HVAC)	12,000 – 16,000	kJ/kWh	Compressor
Listrik	fluida dingin (di bawah titik es)	3,000 – 10,000	kJ/kWh	Compressor
Listrik	udara terkompresi (0.8 MPa)	9 – 10	Sm ³ /kWh	Compressor
Listrik	Panas	3,600	kJ/kWh	Resistor
Listrik	Panas	10,000 – 16,000	kJ/kWh	Pompa panas
Minyak	Listrik	4 – 7	kWh/kg	Pabrik utilitas
Minyak	Listrik	8.5 – 9.5	kWh/kg	Pabrik kogenerasi
Listrik	Penyimpanan air	250 – 300	T . m/kWh	Pompa
Listrik	Penerangan	50 – 100	lm/W	Lampu

2.4 Garis Besar Teknik Pengukuran Utama

Pengukuran energi adalah penting karena di satu sisi itu merupakan sarana untuk meningkatkan manajemen energi dan pengendalian operasi pabrik dan di sisi lain menentukan insiden biaya energi pada total biaya produksi.

Energi dapat ditemukan dalam berbagai bentuk:

- Bahan bakar padat, cair, dan gas;
- Energi listrik;
- Cairan yang digunakan untuk mendistribusikan panas ke seluruh lokasi, seperti uap, air panas, minyak panas, udara panas, dll .;
- Cairan yang digunakan oleh tenaga penggerak di seluruh lokasi, seperti udara terkompresi, minyak terkompresi, dll.

Semua energi ini dapat diukur dengan dua kategori sistem:

- Meter yang mengukur aliran energi dari waktu ke waktu dengan melakukan fungsi integral di dalam instrumen;
- Transduser nilai instan seperti aliran dan daya. Energi kemudian dihitung dengan menggunakan sistem independen yang mampu melakukan fungsi integral. Perhatikan bahwa menghitung energi juga dimungkinkan jika parameter fisik seperti suhu, tekanan, dll. Diukur dan model fenomena diketahui.

2.4.1 Pengukuran Cairan dan Gas

Flow meter untuk bahan mudah terbakar dan cairan lain, baik cairan dan gas, dapat dikelompokkan dalam meter volume; pengukur kecepatan; meteran kepala; tabung pitot;

pusaran; rotameter; meteran sonik; meteran magnetik; Coriolis dan meter aliran massa termal; lainnya.

Perhatikan bahwa meter ini selalu mengukur laju aliran volume pada suhu dan tekanan aktual. Dalam kasus gas, indikasi meter harus diperbaiki, umumnya di dalam sistem pengukuran, untuk mendapatkan laju aliran volume dalam kondisi standar dengan mempertimbangkan tekanan dan suhu sebagai berikut:

$$q_s = q \times \frac{p}{p_s} \times \frac{T_s}{T} \times \frac{Z_s}{Z}$$

Dimana

q_s = laju aliran volume kondisi standar (Sm^3/s)

q = meter indikasi laju aliran volume aktual (m^3/s)

p_s = tekanan atmosfer standar (0,1013 MPa)

p_s = tekanan aktual absolut (MPa)

T_s = suhu standar (273,15 K)

T = suhu gas aktual (K)

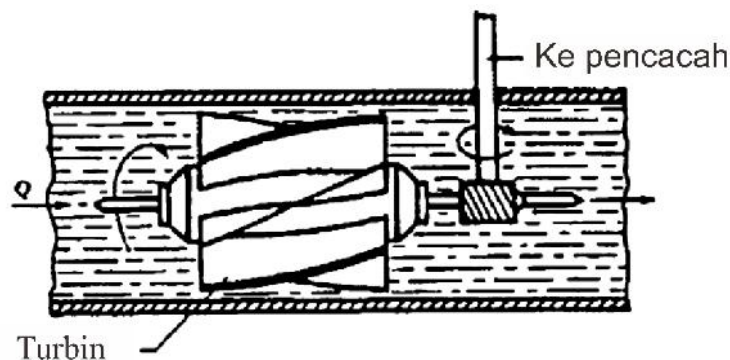
Z_s, Z = faktor kompresibilitas.

Tingkat aliran massa kemudian diperoleh:

$$m(\text{kg/s}) = q_s \times \rho_s$$

Dimana

ρ_s = kepadatan massa pada kondisi standar (kg/Sm^3)



Gambar 2.1 Pengukur kecepatan dengan rotor turbin

1. Volume meter. Pengukur volume umumnya beroperasi dengan prinsip memberikan indikasi yang proporsional dengan kuantitas yang telah mengalir ke wadah volume tetap dari waktu ke waktu. Dengan mengisi dan mengosongkan wadah secara bergantian, indikasi berapa kali wadah diisi dan dikosongkan dapat dengan mudah dipindahkan ke penghitung dengan dial yang dikalibrasi untuk menentukan kuantitas aliran.

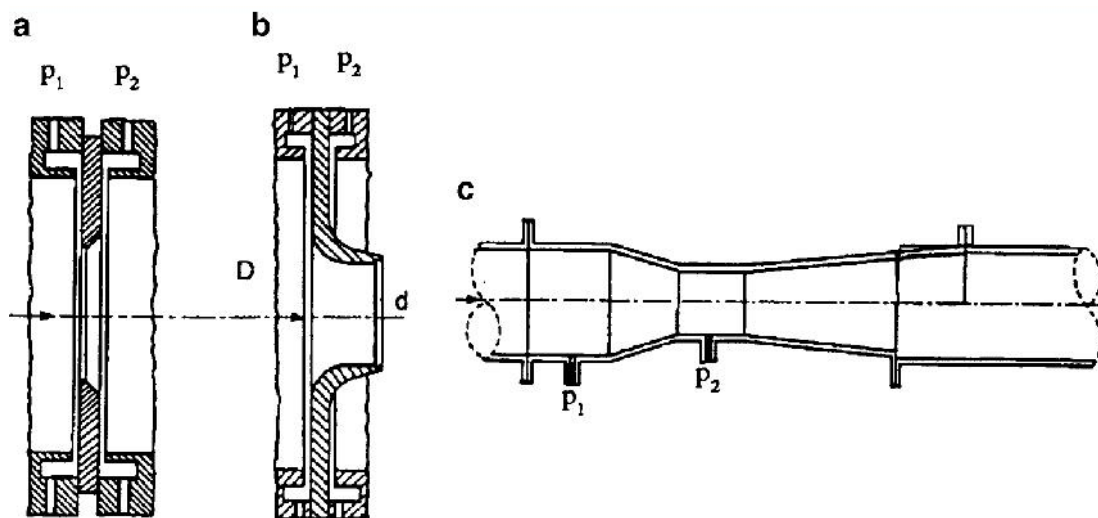
Penghitung bensin dan gas banyak digunakan di masa lalu, tetapi sekarang sudah ketinggalan jaman; jenis penghitung volume lainnya masih digunakan.

Kesalahan berkisar dari 0,5% hingga 2,5% tergantung pada model penghitungan; tingkat akurasi yang baik dapat diperoleh dari kapasitas penuh hingga nol (rentang kerja 100: 1).

Perhatikan bahwa pengukur volume dapat dipasang di mana saja di sepanjang pipa, tetapi perhatian khusus harus diberikan pada benda padat mengapung. Filter harus dipasang dan harus dibersihkan secara rutin.

2. Velocity meter. Kuantitas atau volume fluida diturunkan dengan cara mengukur kecepatan yang ditransfer ke counter, umumnya dikalibrasi dalam laju aliran total.

Prinsip operasi adalah sebagai berikut: meter memiliki lubang dengan sirkuit shunt di sekitarnya. Fluida mengalir melaluinya dan memaksa turbin atau heliks untuk berputar (lihat Gambar 2.1). Kecepatan rotasi, yang sebanding dengan kecepatan fluida, ditransmisikan ke konter yang dikalibrasi dalam laju aliran melalui lubang (volume laju aliran = kecepatan $\times$ daerah).



Gambar 2.2. Berbagai jenis head meter. (a) Lubang pelat tipis; (B) lubang tajam; (c) Tabung venturi. Hulu (P_1) dan hilir (P_2)

Meter dapat dipasang di mana saja di sepanjang pipa; dalam pemasangan bypass, penghitung dikalibrasi dengan memperhitungkan diameter lubang dan nosel pipa utama.

Kelebihan hingga 150-200% dari kapasitas pengenalan ditangani sementara tanpa kehilangan keakuratan.

Baik volume dan kecepatan meter dapat bekerja dengan cairan dan gas, tetapi mereka tidak dapat dipertukarkan (misalnya, jika gas mengalir melalui meter yang awalnya dirancang untuk cairan, kecepatan rotor akan terlalu tinggi dan kerusakan mekanis dapat terjadi).

3. Head meter. Prinsip operasi didasarkan pada pengukuran tekanan diferensial (kehilangan tekanan) antara dua titik pipa; ini diproduksi dengan memperkenalkan lubang atau nosel. Dengan cara ini kecepatan fluida meningkat dan tekanan menurun.

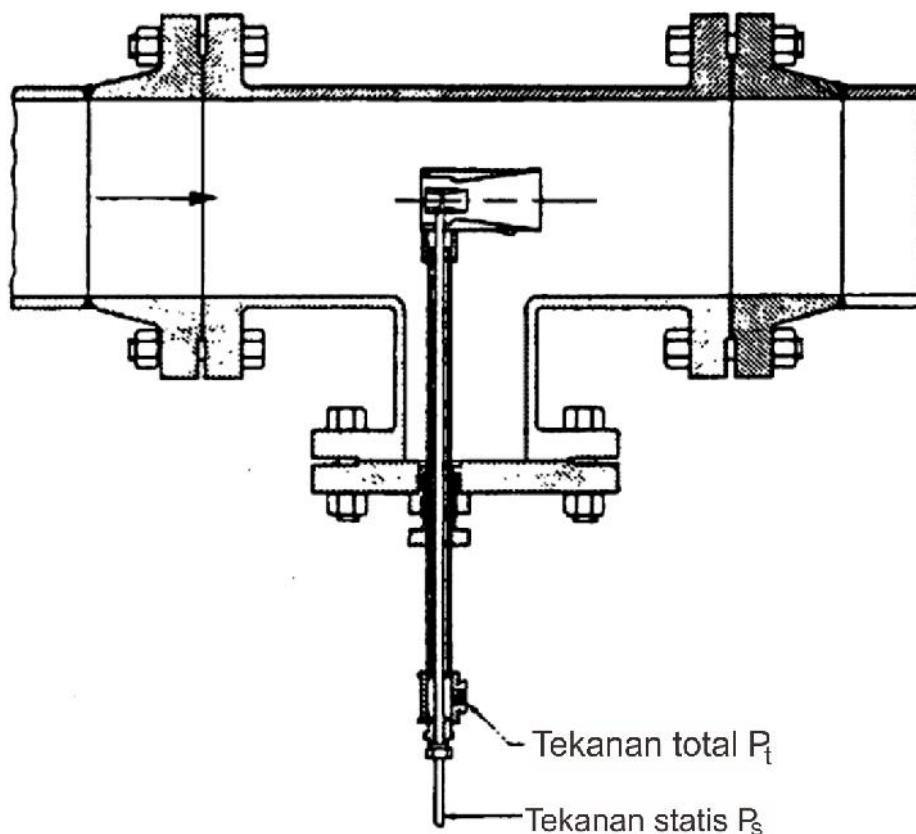
Tekanan diferensial antara dua titik sebanding dengan kuadrat laju aliran massa, dengan demikian:

$$q = a \times S \times \sqrt{(p_1 - p_2)/\rho}$$

Di mana q = laju aliran volume (m^3/s), a = koefisien aliran instrumen (termasuk faktor ekspansi untuk gas), S = bagian lubang atau nosel (m^2), ρ = kepadatan massa cairan (kg/m^3), P_1 , P_2 = tekanan hulu dan hilir (Pa).

Head meter berbeda dengan jenis perangkat yang menghasilkan tekanan diferensial:

- Pelat tipis dan lubang tajam (lihat Gambar 2.2a, b). Lubang dengan diameter d dimasukkan melalui dua poros di sepanjang pipa dengan diameter D . Nilai rasio diameter d/D mulai dari 0,05 hingga 0,7 dan diperlukan pipa lurus ke hulu dan hilir. Panjang pipa lurus harus setidaknya $20D$ hulu dan $5D$ hilir;



Gambar 2.3. Tabung pitot

- Tabung venturi (lihat Gambar 2.2c). Meter ini menggunakan nosel Venturi yang memungkinkan pengukuran aliran dengan nilai tekanan diferensial rendah.

Kemudian diperlukan pipa lurus yang lebih pendek, hulu dan hilir, umumnya kurang dari $15D$.

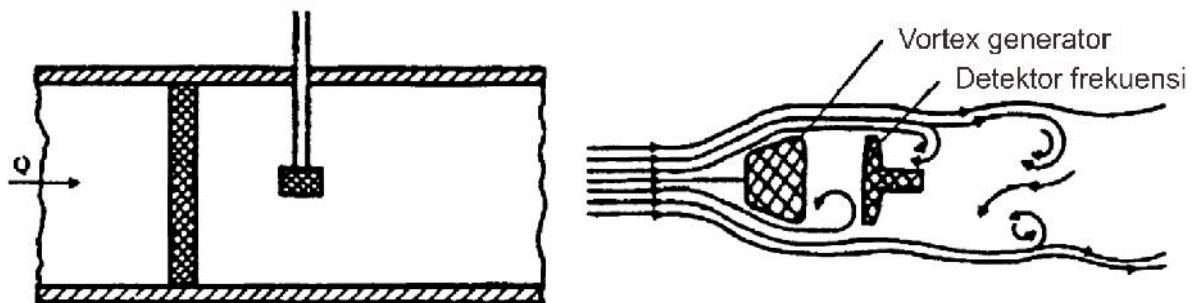
Perhatikan bahwa kesalahan head meter umumnya kurang dari 2%, tetapi meningkat ketika meter bekerja di bagian terendah skala karena hubungan kuadrat antara aliran dan tekanan diferensial. Harus diperhatikan untuk tidak membesar-besarkan kapasitas skala penuh berdasarkan laju aliran nyata; tingkat akurasi yang baik diperoleh dari kapasitas penuh hingga 25% (rentang kerja 4: 1).

4. Tabung pitot (lihat Gambar 2.3). Ini beroperasi pada prinsip bahwa tekanan total p_t , terdeteksi pada lubang kecil yang menghadap ke aliran, adalah jumlah tekanan statis dan dinamis. Tekanan statis p_s dapat dideteksi oleh pengukuran orthogonal ke arah aliran. Tekanan dinamis kemudian diperoleh dengan pengurangan. Perhatikan bahwa pipa lurus diperlukan di hulu dan hilir untuk menghindari turbulensi di dekat titik pengukuran.

Diperlukan cairan tanpa zat padat. Kecepatan aliran harus relatif tinggi, karena kecepatan rendah melibatkan tekanan diferensial yang terlalu kecil untuk diukur dengan mudah. Hubungan kuadrat ada antara aliran dan tekanan diferensial, seperti dalam meter kepala.

Rumus operasi dasar adalah sebagai berikut:

$$q = \alpha \times K_V \times S \times \sqrt{(p_t - p_s) / \rho}$$



Gambar 2.4 Vortex meter

di mana q =laju aliran volume (m^3/s), α =koefisien aliran instrumen (termasuk faktor ekspansi untuk gas), S = bagian lubang atau nosel (m^2), K_V =koefisien kecepatan yang tergantung pada angka Reynolds, ρ = densitas massa cairan (kg/m^3), p_t , p_s = tekanan total dan statis (Pa).

5. Vortex (lihat Gambar 2.4). Prinsip operasi didasarkan pada hukum Karman, yang menyangkut vortisitas yang dihasilkan oleh cairan. Generator vortex, yang berbentuk padat, ditempatkan di dalam pipa dan frekuensi vortex fluida terdeteksi. Persamaan kerja adalah sebagai berikut:

$$q = S \times V = S \times (K_m \times f)$$

Dimana q =laju aliran volume (m^3/s), S = bagian pipa (m^2), V = kecepatan fluida (m/s) yang sama dengan frekuensi pusaran f (Hz) dikalikan dengan konstanta meter pusaran (K_m = Karman konstan).

Vortex meter dapat mengukur laju aliran volume (laju aliran massa diturunkan dengan memperkenalkan laju aliran volume pada kondisi standar dan kepadatan massa terkait) dari gas, cairan, dan uap. Tingkat akurasi yang baik diperoleh dari kapasitas penuh hingga 10% (rentang kerja 1:10). Dalam kasus gas, diperlukan faktor koreksi dengan pengukur kecepatan. Secara umum dijelaskan dalam sistem pengukuran untuk memberikan nilai laju aliran volume standar dan nilai riil laju aliran massa.

6. Rotameter. Ini beroperasi pada prinsip bahwa fluida yang mengalir memberikan gaya yang sebanding dengan aliran. Rotameter adalah tabung kerucut vertikal di mana bola atau perangkat dikalibrasi lainnya yang terbuat dari plastik atau kaca bergerak bebas. Perangkat yang dikalibrasi tunduk pada dua gaya yang berlawanan: gaya gravitasi yang bekerja ke bawah dan gaya fluida yang bekerja ke atas. Perangkat bergerak secara vertikal dan menunjukkan laju aliran fluida.

Perhatikan bahwa tidak ada pipa lurus yang diperlukan pada sisi hulu atau hilir; satu-satunya syarat adalah cairan itu harus mengalir ke atas dari bawah.

Rotameter cocok untuk mengukur laju aliran yang rendah dan harus dikalibrasi secara berbeda untuk setiap jenis fluida.

7. Sonic dan magnetic meter. Prinsip pengoperasian sonic meter didasarkan pada sifat fluida dari merambatkan suara pada kecepatan yang tergantung pada volume, tekanan, dan suhu fluida.

Pulsa listrik yang dihasilkan dan diubah menjadi sonik melalui fluida; pulsa sonik kemudian terdeteksi dan kecepatan fluida dihitung. Aliran dihitung sebagai kecepatan fluida dikalikan dengan luas, seperti yang telah ditunjukkan untuk meter kecepatan.

Meteran magnetik bekerja berdasarkan hukum Faraday yang mengatakan bahwa pada ujung konduktor (fluida dalam kasus ini) bergerak di dalam medan magnet terdapat gaya gerak listrik secara linear tergantung pada kecepatan konduktor dan medan magnet itu sendiri. Meteran ini, yang tidak memerlukan pipa untuk dipotong, hanya dapat digunakan dengan cairan dengan konduktivitas tidak kurang dari $500 \mu\text{S} / \text{mm}$.

8. Coriolis mass meter, meteran massa termal. Coriolis meter didasarkan pada kendali generasi dari tenaga Coriolis yang terkontrol di dalam tabung paralel, dimana getaran (ω) terdeteksi. Laju aliran massa sebanding dengan ω^2 . Dalam laju aliran massa termal, aliran massa berbanding lurus dengan laju panas yang diserap oleh aliran aliran.
9. Sistem lain yang didasarkan pada prinsip yang berbeda juga tersedia tetapi tidak perlu untuk menggambarkan semuanya secara rinci. Mereka dapat dengan mudah ditemukan dalam buku-buku khusus.

Tabel 2.9 menunjukkan parameter operasi dasar yang dapat memenuhi syarat flow meter dan aplikasinya. Perhatikan bahwa perangkat yang paling umum adalah head

meters, dengan orifice atau Venturi tube, Pitot tube meters, vortex meters, dan thermal mass flow meters.. Pilihan di antara mereka tergantung pada cairan yang akan diukur dan pada akurasi yang dibutuhkan.

2.4.2 Pengukuran Aliran Energi Listrik

Peralatan untuk mengukur aliran energi dan permintaan daya dalam sistem distribusi terdiri dari voltmeter konvensional, amperemeter, dan kilowatthour meter. Trafo potensial (PT) atau trafo arus (CT) umumnya dipasang untuk mengurangi tingkat tegangan dan arus untuk alasan teknis maupun untuk keamanan. Arus umumnya diturunkan ke 5 A atau kurang, tegangan saluran ke 120 V atau 100 V atau kurang.

Peralatan khusus, yang melakukan kombinasi fungsi yang disebutkan di atas, juga tersedia untuk menyediakan kilowatthour, kilovoltamperehour, kilo watt, kilovolt ampere, dan faktor daya.

Skema koneksi khas dari tiga meter dasar ditunjukkan pada Gambar 2.5, di mana hubungan dasar antara arus, tegangan, dan daya juga diilustrasikan.

Perhatikan bahwa:

- Voltmeter adalah perangkat koil resistansi tinggi dan harus selalu dihubungkan secara paralel;
- Ammeter adalah perangkat koil yang resistansinya rendah dan harus selalu dihubungkan secara seri dengan arus. Dengan meter portabel, penjepit di sekitar transformator saat ini umumnya digunakan;
- Wattmeter, yang mengukur daya nyata, daya reaktif atau daya semu, adalah kombinasi dari kumparan potensial (paralel terhubung) dan kumparan arus (seri terhubung);
- Ketika transformator saat ini atau transformator potensial digunakan, CT dan rasio PT harus diperhitungkan. Pembacaan meter dikalikan dengan konstanta meter dan rasio CT atau PT (atau keduanya dalam kasus wattmeter) memberikan nilai arus, tegangan, dan daya.

Tabel 2.9 Sebuah tinjauan dari satuan meter sebagai aliran utama

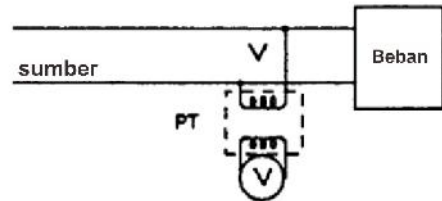
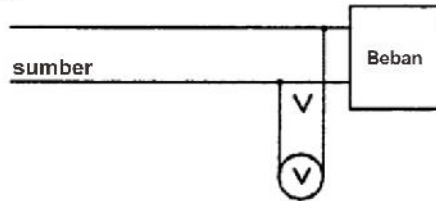
	Diameter pipa	Jenis untuk mengukur fluida			Max Tekanan		Max Temperatur		Reynolds	Operating	Tipikal	Rugi-rugi tekanan
Jenis perangkat	(mm)	Cairan	Gas	Uap air	MPa	psi	°C	°F	Jumlah	range	Akurasi (%)	(kPa)
Volume meter	5 – 500	X	X	-	20	2,900	100	212	Nilai apa pun	50:1	0.2 – 0.5	50 – 100
Pengukuran kecepatan	100 – 600	X	X	-	10	1,450	200	392	>10,000	15:1	0.2 – 0.5	5 – 10
Head meter: orifice dan Tabung venturi	>50	X	X	X	50	7,252	500	932	>2,500	4:1	1 – 2	2,050
Pitot	>100	X	X	X	50	7,252	500	932	Nilai apa pun	4:1	2 – 5	1 – 2
Pusaran	25 – 200	X	X	X	10	1,450	200	392	>10,000	15:1	0.75 – 1.5	10 – 20
Rotameter	5 – 150	X	X	X	4	580	200	392	>10,000	10:1	2 – 3	5 – 10
Sonic meter	Nilai apa pun	X	X	-	20	2,900	200	392	Nilai apa pun	10:1	2 – 3	0
Magnetik meter	Nilai apa pun	X	X	-	20	2,900	200	392	Nilai apa pun	20:1	0.5	0
meteran massa coriolis	5 – 100	X	Nilai apa pun	-	30	4,351	150	302	Nilai apa pun	100:1	0.1 – 0.5	10 – 20
pengukur massa termal	>5	X	X	-	10	1,450	200	392	Nilai apa pun	100:1	0.5 – 2	10 – 20

a

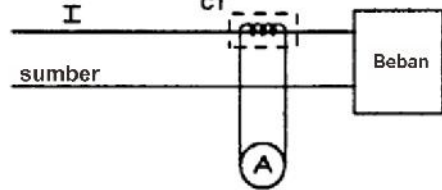
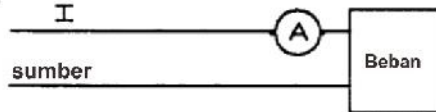
Terhubung satu fasa



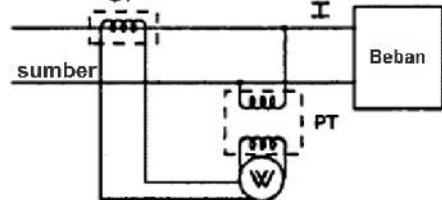
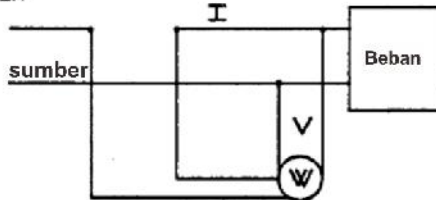
VOLTMETER



AMMETER



WATTMETER

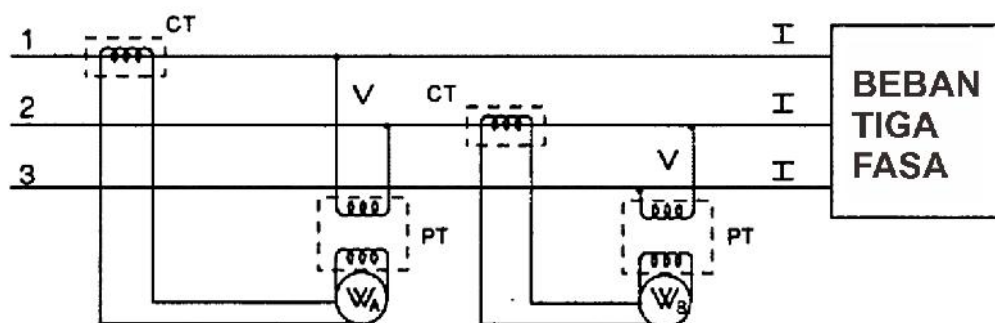


daya semu $V \cdot I$
 daya aktif $V \cdot I \cdot \cos \phi = W$
 daya reaktif $V \cdot I \cdot \sin \phi$

b

Terhubung tiga fasa

SUMBER
TIGA
FASA



daya semu $\sqrt{3} \cdot V \cdot I$
 daya aktif $\sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \cos \phi = W_A + W_B + W_C$
 daya reaktif $\sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \sin \phi$

Gambar 2.5 skema koneksi khusus: volt meter, ampere meter dan watt meter (a) dengan jalur satu fasa (b) dengan jalur 3 fasa

Rasio CT tipikal adalah 100: 5, 1.000: 5, 5.000: 5. Nilai-nilai ini menunjukkan berapa banyak ampere mengalir dalam konduktor primer atau konduktor garis ketika arus 5 A mengalir dalam belitan sekunder. Untuk alasan keamanan, lilitan sekunder tidak boleh bekerja tanpa beban, dan akibatnya lilitan harus selalu terhubung ke ammeter yang resistansinya rendah atau disingkat melalui kawat jumper, sekrup, atau sakelar terminal strip CT shorting.

Sistem pengukuran kompleks juga dapat diperkenalkan dengan menggunakan transduser arus dan tegangan yang sinyalnya diuraikan dengan menggunakan komputer dan diubah menjadi tenaga dan energi listrik. Pengenalan sistem terkomputerisasi memungkinkan pengukuran aliran energi dan kontrol sistem listrik berdasarkan kriteria optimasi yang berbeda.

Sistem ini juga dapat diintegrasikan dengan mudah dengan pengukuran parameter aliran dan fisik lainnya untuk mendapatkan kontrol proses yang lengkap. Pendekatan ini, cukup umum dalam industri energi-intensif, menjadi populer juga di berbagai sektor manufaktur dan bangunan (lihat Sect. 17,8).

2.4.3 Pengukuran Suhu, Tekanan, dan Lainnya

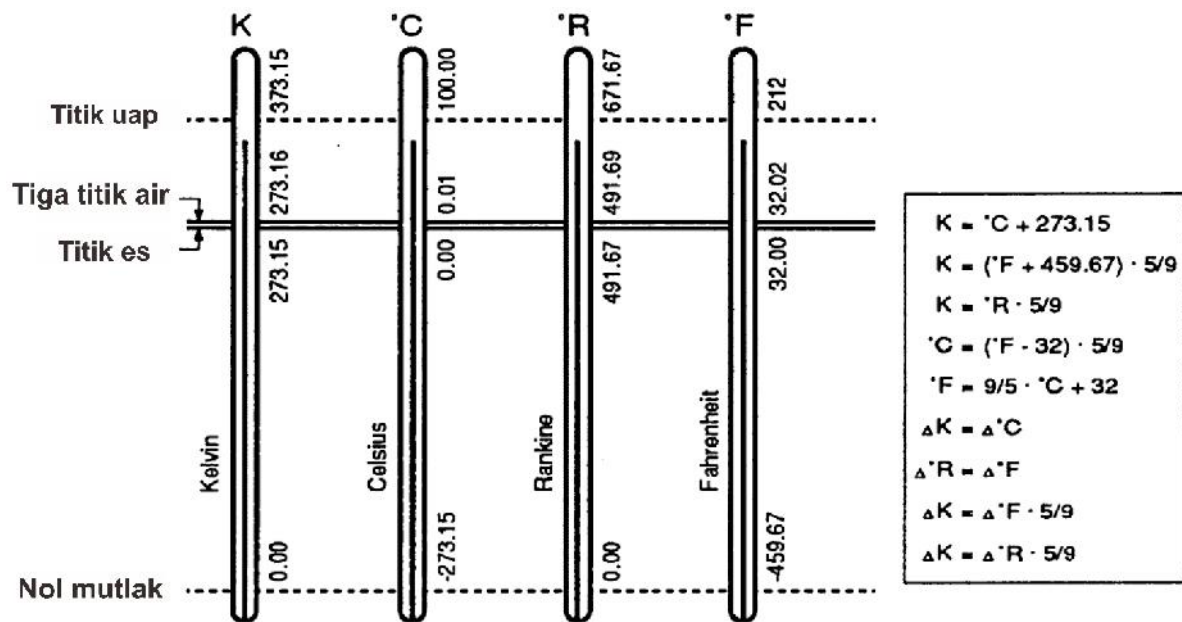
Perangkat untuk mengukur suhu dapat dikelompokkan sesuai dengan prinsip operasi dan kisaran suhu. Perangkat yang paling umum adalah termometer liquid-in-glass, termometer bimetal, perangkat suhu resistansi, termokopel, termometer inframerah, dan pirometer optik. Pilihan yang benar harus didasarkan pada rentang suhu, kondisi lingkungan, dan penggunaan pengukuran untuk pelaporan atau kontrol proses.

Gambar 2.6 menunjukkan hubungan antara suhu Kelvin (K), Celsius (°C), Rankine (°R), dan Fahrenheit (°F).

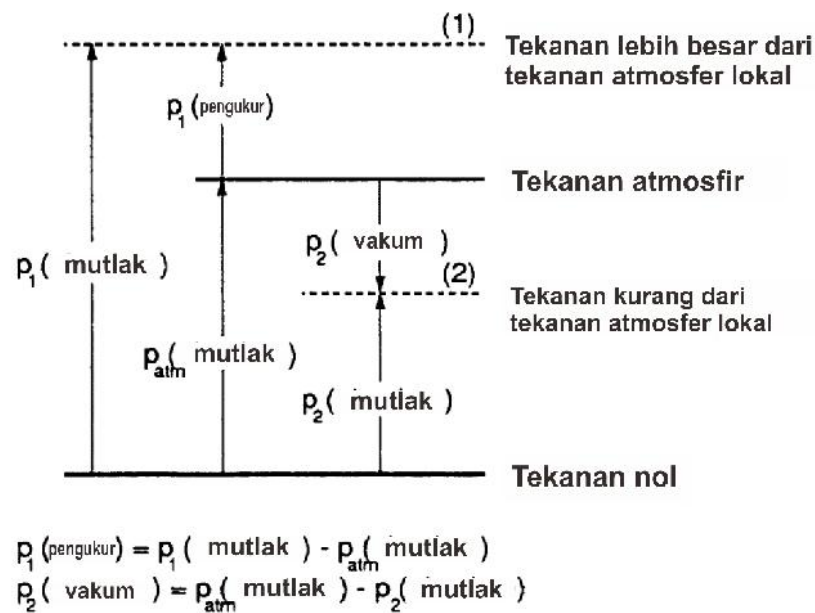
Perangkat untuk pengukuran tekanan dapat dicantumkan sebagai Bourdon gage, diaphragm gage, dan manometer. Mereka mengukur perbedaan antara tekanan absolut dalam suatu sistem dan tekanan absolut atmosfer di luar alat ukur. Perbedaan ini disebut diferensial atau tekanan gage. Jika tekanan dari sistem ini lebih rendah dari tekanan atmosfer, istilah tekanan vakum digunakan sebagai pengganti tekanan gage.

Bourdon gage terdiri dari tabung melengkung yang ditutup di satu ujung dengan ujung lainnya terhubung ke tekanan yang akan diukur. Ketika tekanan di dalam tabung lebih besar dari tekanan di luar, tabung cenderung meluruskan dan jumlah perubahan panjang atau kelengkungan dapat diterjemahkan ke dalam pembacaan pengukur.

Pengukur diafragma didasarkan pada pendeteksian gerakan diafragma tekanan pada dua sisi yang berbeda.



Gambar 2.6 hubungan antara suhu Kelvin (K), Celcius (°C), dan Fahrenheit (°F)



Gambar 2.7 hubungan antara tekanan absolut, atmosfer, terukur dan vakum.

Manometer adalah tabung dengan cairan di dalamnya; satu ujung terbuka ke udara dan ujung kedua terkena tekanan yang berbeda, sehingga ujung dengan tekanan yang lebih tinggi memiliki tingkat cairan yang lebih rendah dan perbedaan tekanan terdeteksi.

Gambar 2.7 menunjukkan hubungan antara tekanan absolut, atmosfer, gage, dan vakum.

Pengukuran parameter fisik lainnya dapat dilakukan untuk memenuhi kebutuhan spesifik. Sebuah studi yang cermat tentang buku-buku khusus dan spesifikasi teknis pabrikan disarankan untuk membuat pilihan yang tepat untuk setiap aplikasi.

3. Permintaan Energi Dunia

3.1 Pendahuluan

Tren penggunaan energi diperkirakan akan meningkat di seluruh dunia karena populasi tumbuh bersama dengan kebutuhannya akan barang dan kenyamanan.

Penemuan bentuk konversi energi inovatif di bumi dan di luar angkasa — tidak harus didasarkan pada bahan bakar fosil, nuklir, dan sumber-sumber terbarukan saat ini — serta penghematan energi di industri, bangunan, dan transportasi mungkin berkontribusi untuk memperlancar peningkatan keduanya konsumsi energi per orang dan tekanan energi sebagai faktor politik dunia.

3.2 Permintaan dan Populasi Energi Dunia

Perkiraan sumber daya energi, pemakaian energi, dan populasi di masa depan yang dapat diandalkan adalah tugas yang sulit dan prakiraan masa lalu telah gagal, seperti yang terjadi pada kekurangan bahan bakar fosil. Jadi, alih-alih angka absolut tentang permintaan energi masa depan dan sumber-sumber di seluruh dunia, yang akan menjadi usang dalam waktu singkat, matriks pada Tabel 3.1 mengkorelasikan penggunaan energi primer kasar per orang (TOE / orang) dengan populasi dunia dengan tujuan menyediakan satu set angka yang dapat diandalkan kapan saja.

Pada awal abad ke-21 ini nilai antara 0,8 dan 5 TOE/orang, tergantung pada tingkat industrialisasi dan urbanisasi, yang terakhir ini terkait erat dengan kenyamanan hidup; 1,8 TOE/orang dapat dianggap sebagai nilai rata-rata tertimbang pada awal tahun 2000 dengan populasi dunia 6.500 juta. Jika kita mengasumsikan nilai atas (5 TOE/orang) sebagai batas untuk konsumsi energi populasi dunia di masa depan, kisaran konsumsi energi primer bruto dapat diperkirakan berdasarkan angka-angka populasi.

Tabel 3.1 Matriks korelasi antara populasi dan konsumsi energi primer per orang

Konsumsi energi primer per orang (TOE / unit)		Total konsumsi energi (MTOE / tahun)											
Nilai batas - tahun 2000	5.0	32,500	35,000	37,500	40,000	42,500	45,000	47,000	50,000	52,500	55,000	57,500	60,000
	4.8	31,200	33,600	36,000	38,400	40,800	43,000	45,600	48,000	50,400	52,800	55,200	57,600
	4.6	29,900	32,200	34,500	36,800	39,100	41,400	43,700	46,000	48,300	50,600	52,900	55,200
	4.4	28,600	30,800	33,000	35,200	37,400	39,600	41,800	44,000	46,200	48,400	50,600	52,800
	4.2	27,300	29,400	31,500	33,600	35,700	37,800	39,900	42,000	44,100	46,200	48,300	50,400
	4.0	26,000	28,000	30,000	32,000	34,000	36,000	38,000	40,000	42,000	44,000	46,000	48,000
	3.8	24,700	26,600	28,500	30,400	32,300	34,200	36,100	38,000	39,900	41,800	43,700	45,600
	3.6	23,400	25,200	27,000	28,800	30,600	32,400	34,200	36,000	37,800	39,600	41,400	43,200
	3.4	22,100	23,800	25,500	27,200	28,900	30,600	32,300	34,000	35,700	37,400	39,100	40,800
	3.2	20,800	22,400	24,000	25,600	27,200	28,800	30,400	32,000	33,600	35,200	36,800	38,400
	3.0	19,500	21,000	22,500	24,000	25,500	27,000	28,500	30,000	31,500	33,000	34,500	36,000
	2.8	18,200	19,600	21,000	22,400	23,800	25,200	26,600	28,000	29,400	30,800	32,200	33,600
	2.6	16,900	18,200	19,500	20,800	22,100	23,400	24,700	26,000	27,300	28,600	29,900	31,200
	2.4	15,600	16,800	18,000	19,200	20,400	21,600	22,800	24,000	25,200	26,400	27,600	28,800
	2.2	14,300	15,400	16,500	17,600	18,700	19,800	20,900	22,000	23,100	24,200	25,300	26,400
	2.0	13,000	14,000	15,000	16,000	17,000	18,000	19,000	20,000	21,000	22,000	23,000	24,000
Nilai rata-rata-tahun 2000	1.8	11,700	12,600	13,500	14,400	15,300	16,200	17,100	18,000	18,900	19,800	20,700	21,600
	1.6	10,400	11,200	12,000	12,800	13,600	14,400	15,200	16,000	16,800	17,600	18,400	19,200
	1.4	9,100	9,800	10,500	11,200	11,900	12,600	13,300	14,000	14,700	15,400	16,100	16,800
	1.2	7,800	8,400	9,000	9,600	10,200	10,800	11,400	12,000	12,600	13,200	13,800	14,400
	1.0	6,500	7,000	7,500	8,000	8,500	9,000	9,500	10,000	13,500	11,000	11,500	12,000
Nilai minimal-tahun 2000	0.8	5,200	5,600	6,000	6,400	6,400	7,200	7,600	8,000	8,400	8,800	9,200	9,600
		6,500	7,000	7,500	8,000	8,500	9,000	9,500	10,000	10,500	11,500	11,500	12,000
		Populasi (juta unit)											

Catatan:

angka tebal adalah angka aktual tahun 2000, di kolom kedua Total konsumsi energi dan populasi ditampilkan

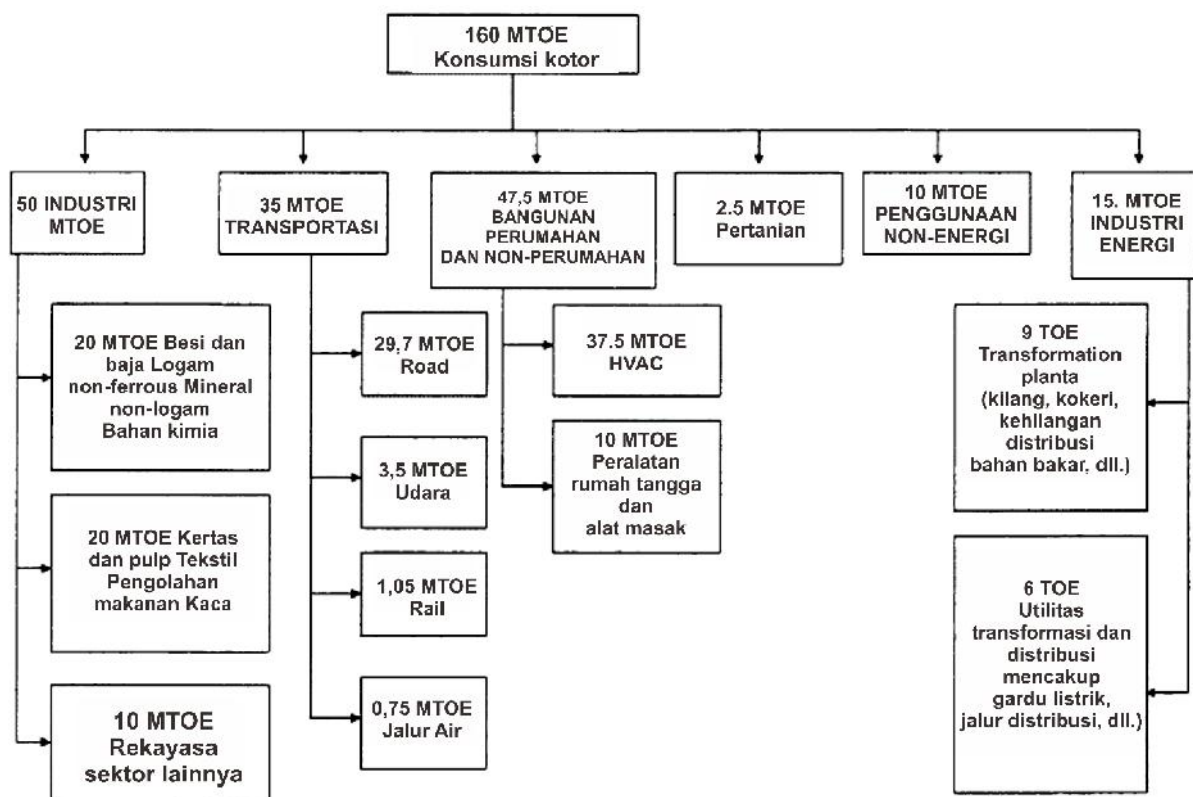
3.3 Pengguna Energi Akhir (Konsumen Energi)

Konsumsi energi final dapat dianalisis dengan mempertimbangkan permintaan energi di setiap sektor: industri, transportasi, bangunan perumahan dan non-perumahan, pertanian, dan penggunaan non-energi. Konsumsi akhir kira-kira 70% dari konsumsi dunia bruto karena kerugian terutama pada pembangkit listrik dan dalam distribusi dan transformasi lain di dalam industri energi. Untuk negara industri pada umumnya, konsumsi akhir dapat dibagi antara sektor-sektor secara kasar sebagai berikut: industri 30%, transportasi 25%, bangunan perumahan dan non-perumahan 28%, pertanian 2%, penggunaan non-energi 5%, dan industri energi 10%.

- Energi listrik, dalam TOE, kira-kira sepertiga dari total konsumsi energi primer.
- Saldo ini ditunjukkan pada Gambar. 3.1.

3.3.1 Industri

Konsumsi energi industri hanya menyangkut beberapa sektor saja. Besi dan baja, logam bukan besi, mineral bukan logam, dan bahan kimia menyumbang 40% dari energi yang dikonsumsi oleh industri dengan kecenderungan menurun. Empat sektor lain, yaitu, kertas dan pulp, tekstil, pemrosesan makanan, dan kaca bertanggung jawab atas 40% lainnya. Energi yang tersisa dibagi di antara sektor-sektor manufaktur lainnya seperti teknik, plastik, elektronik, dll.



Gambar 3.1. Pemakaian kotor dan akhir di negara industri tipikal dengan konsumsi kotor 160 MTOE dari populasi 50 juta orang

3.3.2 Transportasi

Lebih dari sektor transportasi jalan lain bertanggung jawab atas konsumsi energi. Nilai rata-rata untuk negara industri adalah sebagai berikut: 80–85% untuk transportasi darat, 10–15% untuk udara, 3-5% untuk kereta api, 1-3% untuk transportasi air.

Perbedaan akan ditemukan tergantung pada kondisi setempat.

3.3.3 Bangunan Perumahan dan Non-perumahan

Pemakaian energi perumahan di negara-negara industri terjadi terutama dalam pemanasan, ventilasi, dan pendingin udara, yang menyumbang sekitar 75-80% jika produksi air panas dimasukkan. Peralatan rumah tangga bertanggung jawab atas 15-20% dari total konsumsi dan memasak untuk 5% selanjutnya.

Pemakaian energi non-perumahan (kantor, pusat perbelanjaan, rumah sakit, bangunan umum, universitas dan sekolah, bandara, dll.) Terjadi terutama dalam pencahayaan, pemanas, ventilasi, dan pendingin udara.

3.3.4 Pertanian

Pertanian menyumbang tidak lebih dari 1-2% dari konsumsi bruto akhir dengan perbedaan yang tergantung pada kondisi setempat.

3.3.5 Industri Energi

Industri energi mencakup kilang minyak dan transportasi bahan bakar, pembangkit listrik, dan distribusi listrik, dengan perbedaan yang bergantung pada kondisi setempat.

3.3.6 Penggunaan Tanpa Energi

Penggunaan non-energi termasuk minyak dan minyak pelumas, bitumen, komponen untuk kendaraan bermotor, industri kimia, dll.

3.4 Garis Besar Pemakaian Energi Industri

Garis besar pemakaian energi industri yang dilaporkan pada Tabel 3.2 didasarkan pada data dari laporan internasional dan audit energi spesifik.

Tabel 3.2 Konsumsi spesifik energi dari industri pabrik

	Panas		Listrik
Sektor industri	t_{minyak}/t	MWh/t	MWh/t
Pembuatan bir	0.05	0.58	0.10
Bata	0.075	0.87	0.05
Semen	0.08	0.93	0.11
Cokelat	0.20	2.33	2.00
Industri susu	0.15	1.74	0.5
Teknik	0.30	3.449	2.75
Produk tepung (pasta, dll)	0.04	0.47	0.16
Pengecoran	0.3	3.49	0.9
Ham, sosis	0.1	1.16	0.35
Menekan panas	0.25	2.91	0.75
Es krim dan kue	0.1	1.16	0.75
Pengolahan susu	0.02	0.23	0.10
Nonferrous logam	0.07	0.81	0.30
Kertas dan bubur kertas	0.15	1.74	0.43
Plastik	0.05	0.58	0.55
Karet	0.10	1.16	5.00
Tekstil (pencelupan)	0.75	8.72	0.75
Tekstil (pemintalan)	0.45	5.23	7.5
Kayu	0.02	0.23	0.06

Catatan: untuk mengubah panas pengguna akhir dalam t_{minyak}/t menjadi MWh / t kalikan dengan (41.860 / 3.600) (lihat Bagian. 2.3 untuk asumsi ini)

Pemakaian akhir sebagai panas (kerja keras dan MWh termal) dan listrik (MWh listrik) disebut produksi (t). Meskipun nilai-nilai ini adalah nilai rata-rata, mereka memenuhi syarat sektor industri dari sudut pandang energi. Biaya energi pengguna akhir tidak dianggap karena mereka berubah sesuai dengan penggunaannya (langsung di tungku dan pengering, atau untuk menghasilkan uap, atau listrik, dll.), Kuantitas, wilayah geografis, dan kebijakan negara.

Parameter ini TOE/t telah dipilih untuk menghindari hubungan antara konsumsi energi dan unit referensi lainnya seperti jumlah karyawan atau pendapatan perusahaan, yang sering dipertimbangkan tetapi mungkin menjadi usang dalam waktu singkat, terlepas dari konsumsi energi.

4. Pembangkit Listrik dan Sumber Energi Terbarukan

4.1. Pendahuluan

Energi ditransmisikan ke situs sebagai bahan bakar yang dibeli (contohnya; minyak, gasoil, LPG, gas alam, dll.) Atau sebagai listrik yang dibeli dari utilitas. Sedangkan air, yang harus diperhatikan ketika program manajemen energi dilaksanakan, dapat dibeli dari utilitas atau dipompa dari sumur.

Selain itu, energi dapat digunakan dari apa yang disebut sumber terbarukan, contohnya; pemulihan limbah dan sumber daya alam permanen seperti matahari, angin, panas bumi, air, dan energi gelombang pasang surut lautan. Pentingnya sumber daya ini, yang sebagian besar ditransformasikan ke dalam aliran listrik sangat tergantung pada lokasi geografisnya, jarak dari jaringan utama, dan periode operasi yang umumnya tidak melebihi 2.500 jam/tahun.

4.2 Pembangkit listrik dan Sumber Energi Terbarukan, dari Input Energi Hingga ke Konsumen

Pembangkit listrik, terutama yang menghasilkan energi listrik dan panas, dapat diklasifikasikan menjadi bahan bakar fosil atau pembangkit nuklir. Dalam beberapa kondisi lokal, beberapa pembangkit listrik menggunakan sumber lain, yaitu air, panas bumi, konsentrasi matahari, dan angin.

Pembangkit listrik umumnya menggunakan turbin kondensasi uap, turbin gas, dan siklus gabungan. Pemulihan panas untuk pemanasan distrik adalah cara umum untuk meningkatkan efisiensi secara keseluruhan; tentunya peraturan lokal, kondisi iklim, dan lokasi dari Pembangkit menentukan daya tarik dari kemungkinan ini.

Dalam aturan umum, efisiensi pembangkit listrik berkisar antara 35 dan 60%; jika kerugian pada distribusi listrik dipertimbangkan, nilai rata-rata 33-57% dapat diasumsikan untuk efisiensi keseluruhan dari energi primer yang ditransmisikan ke konsumen. Ini berarti bahwa setara 0,15-0,24 kg bahan bakar minyak diperlukan untuk mengirimkan 1 kWh ke konsumen.

Pembangkit kogenerasi (lihat Bab 9), yaitu, pembangkit yang menghasilkan panas dan tenaga mekanik atau listrik secara bersamaan, atau yang menghasilkan daya dengan memulihkan panas tingkat rendah dari proses, dapat mencapai efisiensi keseluruhan mulai dari 60 hingga 85%, tergantung pada jenis tanaman kogenerasi. Ini adalah penghematan energi primer yang cukup besar, umumnya disertai dengan penghematan biaya energi yang signifikan, lebih atau kurang penting tergantung pada peraturan dan tarif lokal.

Sumber energi terbarukan utama adalah matahari, angin, panas bumi, energi hidrolik, dan energi dari limbah. Sebagian besar sumber-sumber ini tidak cukup untuk memenuhi permintaan satu lokasi, pabrik, atau bangunan, karena mereka hanya menghasilkan daya spesifik yang rendah dalam kondisi standar, sementara biaya modal dan operasi saat ini masih relatif tinggi. Namun demikian, terlepas dari keterbatasan ini, sumber-sumber yang dapat diperbarui harus dipertimbangkan dengan mempertimbangkan kondisi dan upaya lokal yang selalu dilakukan untuk mengeksploitasinya.

4.3 Sumber Energi Terbarukan: Energi Matahari

Energi matahari yang mencapai permukaan bumi dapat digunakan untuk menghasilkan air panas atau untuk menghasilkan energi listrik melalui sel-sel fotovoltaik. Nilai khas dari laju energi surya adalah 300-1.000 W/m² tergantung pada garis lintang, waktu, dan kondisi atmosfer.

4.3.1 Air Panas dari Energi Matahari

Air dapat dipanaskan oleh kolektor surya yang mengumpulkan sebagian kecil dari pancaran sinar matahari yang berkisar antara 90 dan 20% tergantung pada jumlah dan jenis cermin dan pada parameter operasi seperti laju isolasi, suhu udara sekitar, dan suhu cairan pendingin input.

Dengan nilai rata-rata 300-1.000 W/m² laju energi surya, seorang kolektor standar dapat menghasilkan daya spesifik aktual mulai dari 200 hingga 600W/m² untuk menghasilkan air panas pada 50–60 °C (122–140 °F) dengan perbedaan 30 °C (48 °F) antara suhu kolektor internal rata-rata dan suhu sekitar.

Kehilangan panas dari pengumpul umumnya ditentukan oleh koefisien (W/m² x K) yang bervariasi dari 7 dengan satu pelat datar berkaca hingga 2.5 dalam kasus yang ganda dengan permukaan selektif (yang memiliki lapisan selektif seperti krom hitam untuk mengurangi emisi energi, terutama pada suhu tinggi). Energi matahari, ketika dikonversi menjadi air panas atau udara panas, harus disimpan agar sesuai dengan permintaan konsumen sepanjang hari.

Tangki penyimpanan air terisolasi selalu dipasang; kapasitas rata-rata setidaknya 100 L/m² kolektor (2,4 galon/ft²). Jika cairan perantara digunakan, penukar panas dengan efektivitas tinggi harus dipasang.

Dengan sistem udara panas, jika perlu penyimpanan panas dengan lapisan batu dapat digunakan. Secara umum, sistem ini sulit dibenarkan dari sudut pandang ekonomi dan teknis jika ingin digunakan di pabrik dan di gedung.

4.3.2 Sistem Fotovoltaik

Energi listrik dapat dihasilkan dari energi matahari dengan menggunakan sel silikon fotovoltaik. Sebagai indikasi umum, tegangan melintasi satu sel adalah 0,5 V dan itu tidak tergantung pada laju energi surya yang terkait dengan arus listrik ke beban. Dalam praktiknya, sel dipasang pada modul dan modul disusun dalam panel atau array secara seri, paralel, atau gabungan seri/ paralel.

Efisiensi, yaitu rasio antara daya listrik yang dihasilkan dan tingkat energi matahari, tidak lebih dari sekitar 15% untuk standar aplikasi. Itu berarti bahwa 1 m² sel akan menghasilkan tidak lebih dari 75 W dengan tingkat energi surya rata-rata 500 W/m².

Energi listrik yang dihasilkan oleh serangkaian sel harus disimpan dalam sistem penyimpanan akumulator. Sedangkan jam operasi setara pada kisaran daya puncak dari 1.000 hingga 2.000 jam/ tahun tergantung pada lokasi geografis.

4.3.3 Sistem Tenaga Surya Terkonsentrasi

Energi matahari digunakan untuk memanaskan fluida pada suhu tinggi dengan menggunakan sistem konsentrator seperti kolektor parabola (faktor konsentrasi kurang dari 100), menara surya (faktor konsentrasi 300-1.000), atau konsentrator parabola (faktor konsentrasi 1.000-3.000). Semakin besar faktor konsentrasi, semakin tinggi suhu cairan yang dipanaskan (air dan uap), dalam kebanyakan kasus dari 300 hingga 600 °C dan lebih tinggi.

Siklus termodinamika klasik kemudian digunakan untuk menghasilkan listrik. Sistem konsentrasi surya cocok untuk pembangkit listrik dengan daya output listrik lebih tinggi dari 10-20 MW (permukaan konsentrator 50.000-100.000 m²) dan efisiensi total, rasio antara input surya dan output energi listrik, sekitar 30%. Perhatikan bahwa dalam kasus penyimpanan panas menara surya dan konsentrator parabola dimungkinkan sebelum memasuki bagian tenaga listrik dari pembangkit.

4.4 Sumber Energi Terbarukan: Energi Angin

Energi angin secara tradisional telah dieksploitasi untuk pabrik-pabrik di lokasi dimana kecepatan angin tinggi dan cukup stabil sepanjang tahun.

Hubungan dasar yang mengaitkan kecepatan angin dengan daya yang tersedia dan ke permukaan perangkat yang normal terhadap kecepatan angin, adalah

$$P = (1/2) \times A \times \rho \times V^3$$

di mana P = daya yang dihasilkan oleh sumber angin (W), A = area normal dengan kecepatan angin (m²), ρ = kepadatan udara (1,29 kg/m³ atau 0,08 lb/ft³ dalam kondisi standar), dan V = kecepatan aliran udara (m/s),

Untuk aplikasi praktis, rasio P/A umumnya diperkenalkan; kemudian

$$(P/A) = (1/2) \times \rho \times V^3 = 0.645 \times V^3 \text{ (W/m}^2\text{)}$$

$$(P/A) = (1/2) \times \rho \times V^3 = 0.059 \times V^3 \text{ (W/ft}^2\text{)}$$

Teori perangkat angin menunjukkan bahwa tidak lebih dari 59,3% dari daya yang tersedia dalam angin dapat dikonversi menjadi tenaga mekanik (Betz limit). Nilai aktual lebih rendah, karena efisiensi aerodinamik pada umumnya tidak lebih tinggi dari sekitar 75%.

Koefisien daya C_p , didefinisikan sebagai rasio antara daya yang benar-benar dikonversi menjadi tenaga mekanik (P_m) dan daya yang tersedia dalam angin (P), memiliki nilai rata-rata kurang dari $75\% \times 59,3\% = 44\%$.

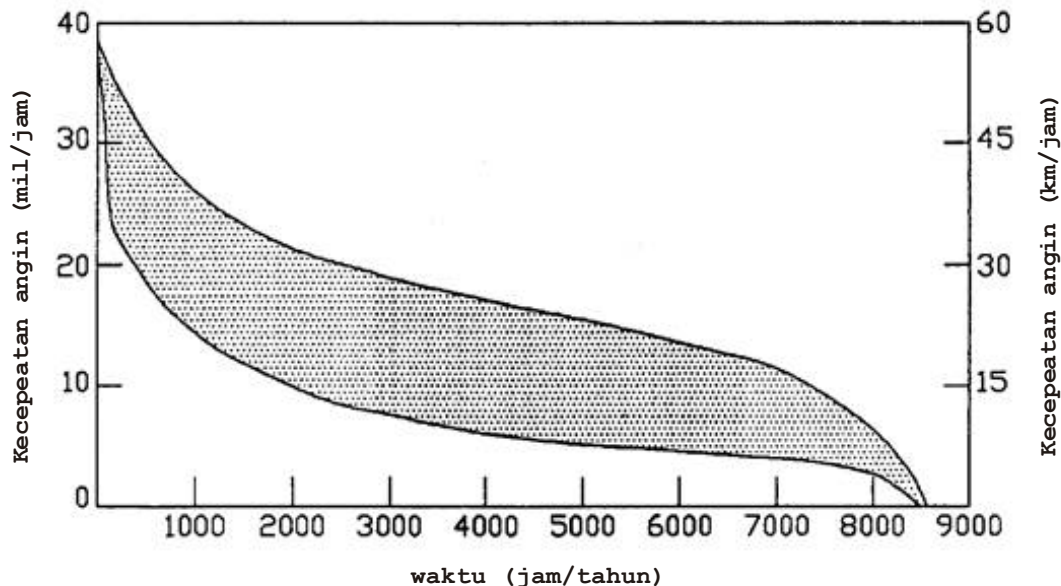
Dengan demikian

$$\left(\frac{P_m}{A}\right) = C_p \times (P/A)$$

Perhatikan bahwa daya yang sebenarnya dikonversi menjadi tenaga mekanis oleh perangkat tertentu bervariasi dengan kubus kecepatan angin. Tenaga mekanis dapat digunakan untuk menggerakkan peralatan seperti pabrik atau untuk menghasilkan energi listrik melalui mesin arus searah (DC) atau arus bolak-balik (AC) yang bertindak sebagai generator. Energi dapat dikirim ke jaringan listrik atau disimpan sebagai energi dalam baterai dan kemudian dikonversi menjadi arus listrik AC dengan menggunakan konverter DC/AC statis.

Tenaga angin yang dikonversi menjadi tenaga mekanis dengan kecepatan angin 7–8 m/s kira-kira sekitar $100\text{--}150 \text{ W/m}^2$ (meter persegi dari luas ke kecepatan angin).

Instalasi tenaga angin dengan kecepatan angin 7-8 m/s mencapai lebih dari 2.000 kW daya mekanik per perangkat tunggal dengan diameter lebih besar dari 70–80 m dan bilah yang dibentuk untuk meningkatkan permukaan normal terhadap kecepatan angin.



Gambar 4.1. Rentang variasi khas untuk kurva kecepatan dan durasi angin rata-rata tahunan (setiap titik kecepatan angin pada kurva sesuai dengan jumlah jam selama kecepatan ini telah terlampaui)

Untuk mengukur energi yang dihasilkan oleh turbin angin, kurva durasi kecepatan untuk situs tertentu harus diketahui, yaitu, kecepatan angin versus jam per tahun. Gambar 4.1 menunjukkan kisaran nilai yang dapat ditemukan di berbagai lokasi dimana instalasi tenaga angin dapat digunakan dengan mudah.

Perhatikan bahwa perangkat angin umumnya bekerja dalam kisaran kecepatan angin antara kecepatan cut-in (kecepatan rendah) dan kecepatan cut-off (kecepatan tinggi). Turbin angin bekerja pada kecepatan variabel; kontrol yang kurang lebih canggih dan sistem konversi elektronik daya digunakan untuk meningkatkan eksploitasi energi yang tersedia. Pitch-blade juga bisa bervariasi.

Tentu saja, pilihan di antara sistem yang berbeda harus didasarkan pada biaya modal, penghematan biaya energi, dan biaya operasi (lihat Bab 19).

4.5 Sumber Energi Terbarukan: Energi Panas Bumi

Energi panas bumi adalah panas yang alami berasal dari dalam kerak bumi. Air yang terbentuk secara alami dari akuifer dengan kisaran suhu 50–150 °C (122–302 °F) dapat digunakan untuk membangun pemanasan, pemanasan distrik, pertanian, dan spa. Air dan uap pada suhu lebih tinggi dari 150 °C diperlukan untuk menghasilkan listrik. Cairan umumnya disuntikkan kembali ke dalam tanah melalui lubang injeksi; sebagai alternatif, air bekas dapat dibuang ke laut atau ke badan air lainnya.

Selama eksploitasi energi panas bumi ada beberapa masalah penting yang harus dipertimbangkan, terkait dengan fakta bahwa cairan mengandung sejumlah besar garam dan gas yang terdilusi dengan potensi dampak lingkungan (polusi atmosfer dan air di permukaan). Penurunan tanah dan kebisingan adalah potensi dampak besar lainnya.

Sumber daya geotermal dapat diklasifikasikan menurut karakteristik dan suhu hidrologisnya: air panas hingga 250 °C (482 °F), uap pada suhu 250–300 °C (482–572 °F), batu kering panas dimana air bertekanan harus disuntikkan, dan air bertekanan di ruang terbatas.

Sumber panas bumi air dan uap panas dieksploitasi dengan memompa fluida ke permukaan bumi dan dengan menggunakannya, secara langsung atau dengan alat penukar, di dalam siklus termodinamika, dengan uap air atau cairan lain yang dapat bekerja pada suhu penguapan yang lebih rendah. Nilai praktisnya adalah 6-8 kg_{steam} (13,2-17,6 lb) untuk menghasilkan 1 kWh energi listrik tergantung pada karakteristik uap yang melintasi turbin.

Sumber suhu rendah (50–150 °C, 122–302 °F) digunakan untuk pemanasan dan pendinginan, biasanya ditingkatkan melalui pompa panas (lihat Bagian 12.9).

4.6 Sumber Energi Terbarukan: Gelombang, Pasang Surut, dan Energi Panas Laut

Gerakan gelombang dan daya pasang surut dapat digunakan untuk menghasilkan listrik. Energi gelombang berhubungan dengan ketinggian air dari cekungan ke puncak, dan ke energi kinetik karena gerakan air. Energi pasang surut terkait dengan eksploitasi gerak osilasi dari permukaan air yang terjadi secara berkala dan dengan cara yang dapat diprediksi. Sedangkan konversi energi panas laut menggunakan energi panas yang tersimpan di lautan untuk menghasilkan listrik.

Perangkat yang menangkap energi pasang surut dan mengubahnya menjadi listrik diklasifikasikan sesuai dengan prinsip operasi: (1) energi potensial yang terkait dengan variasi

permukaan laut ditangkap melalui bendungan dan turbin hidrolik (lihat juga turbin Kaplan di bagian 4.7), dan (2) energi kinetik dari arus pasang surut ditangkap oleh turbin bawah air, seperti yang digunakan dalam kasus gelombang energi.

Daya listrik dari sumber pasang surut berkisar dari 0,5 hingga 1.000 MW, tergantung pada amplitudo pasang surut dan dimensi penyimpanan air. Produksi energi tahunan sangat terkait dengan interval waktu antara dua pasang berikutnya.

Perangkat yang menangkap energi di dalam gelombang dan mengubahnya menjadi listrik, yang disebut WEC (*Wave Energy Converters*), umumnya diklasifikasikan dalam empat kategori, sesuai dengan prinsip operasi (kolom air berosilasi, perangkat overtopping, badan yang diaktifkan gelombang), lokasi (pantai, lepas pantai), sistem lepas landas daya (turbin udara, generator linier, sistem hidrolik, lainnya), dan karakteristik arah, yaitu, arah dimana energi diserap oleh perangkat (penyerap titik — semua arah, terminator — Hanya satu arah, attenuator — paralel dengan arah gelombang).

Daya gelombang tahunan rata-rata berkisar dari 5 hingga 20 kW/m berdasarkan 8.760 jam/tahun dengan kedalaman gelombang dari 30 hingga 60 m tergantung pada jarak dari pantai dan pada posisi di lautan. Kekuatan satu perangkat umumnya kurang dari beberapa ratus kW.

Perangkat yang mengubah energi termal laut menjadi listrik dapat bekerja dengan baik ketika perbedaan suhu antara lapisan atas yang lebih hangat dan air laut dalam yang lebih dingin (terutama di lautan tropis) sekitar 20 °C (36 °F). Perangkat tersebut harus dipasang dekat dengan pantai dan membutuhkan pipa intake berdiameter besar untuk membawa air dingin ke permukaan. Air hangat menguap pada tekanan rendah (1) dalam evaporator yang dirancang khusus dan kemudian mengembang dalam turbin uap (2) dalam ruang vakum di mana air yang diuapkan dengan flash menguapkan cairan titik didih rendah dalam loop tertutup yang menggerakkan turbin yang memproduksi listrik (lihat juga siklus ORC, Bag. 9.2). Air dingin yang dalam digunakan untuk kondensasi uap di kedua perangkat.

Potensi pemulihan panas dan produksi air tawar adalah keuntungan tambahan dari konversi energi panas laut. Tipikal daya berkisar antara 20 sampai 30 kW hingga beberapa MW.

4.7 Sumber Energi Terbarukan: Energi Hidraulik

Pembangkit listrik tenaga Hidraulik dirancang untuk mengubah energi gravitasi air menjadi mekanik dan kemudian menjadi energi listrik. Baik pembangkit listrik besar maupun kecil dapat diklasifikasikan sebagai berikut: (1) pembangkit listrik run-of-river ketika tidak ada pengatur reservoir yang signifikan; (2) pembangkit listrik tambak yang run-of-river dengan reservoir kecil yang dapat menunda produksi listrik untuk waktu yang singkat (jam, hari); (3) pembangkit listrik musiman dengan reservoir untuk mengatur pasokan air ke turbin; dan (4) pembangkit listrik penyimpanan-pompa ketika reservoir diisi secara eksklusif atau sebagian oleh pompa.

Pembangkit listrik yang berskala besar, lebih besar dari beberapa MW, secara eksklusif milik perusahaan/pemerintah; sedangkan pembangkit listrik kecil dan mini hingga beberapa ratus kW biasanya milik pabrik tunggal untuk mereka gunakan sendiri.

Tiga jenis utama turbin digunakan di pembangkit listrik tenaga air.

Turbin propeller, seperti turbin Kaplan, digunakan untuk head rendah tidak lebih dari 40–50 m (130-160 kaki) dan laju aliran tinggi berkisar antara 2 dan 40 m³/dtk (70–1.400 ft³/dtk). Mereka menyediakan kecepatan rotor tinggi untuk kecepatan aliran-air yang relatif rendah dan dapat mencapai efisiensi yang baik pada berbagai jenis beban dengan variasi pitch blade. Turbin Francis digunakan untuk head yang lebih tinggi (20–300 m, 66–1.000 kaki) dan laju aliran sedang (0,2-20 m³/dtk, 7–700 ft³/dtk); turbin ini adalah unit inflow radial di mana air memasuki rotor melalui satu set baling-baling panduan sudut masuk variabel dan mengalir secara radial ke dalam dan secara aksial ke bawah, dengan penurunan tekanan di dalam roda turbin itu sendiri.

Turbin Pelton, yang merupakan unit impuls, digunakan untuk head dari 100 m (330 kaki) hingga 300 m (1.000 kaki) atau lebih tinggi, dengan laju aliran yang sangat rendah, umumnya lebih rendah dari 1 m³/d (35 kaki³/d) . Semua kepala statis dikonversi menjadi kecepatan dan semua energi ini diserap dalam roda sehingga air meninggalkan pada kecepatan yang sangat rendah.

Karena pembangkit tenaga listrik pada frekuensi konstan memerlukan kecepatan konstan, masalah timbul dalam mode operasi beban parsial ketika torsi poros berkurang karena pengurangan permintaan daya listrik.

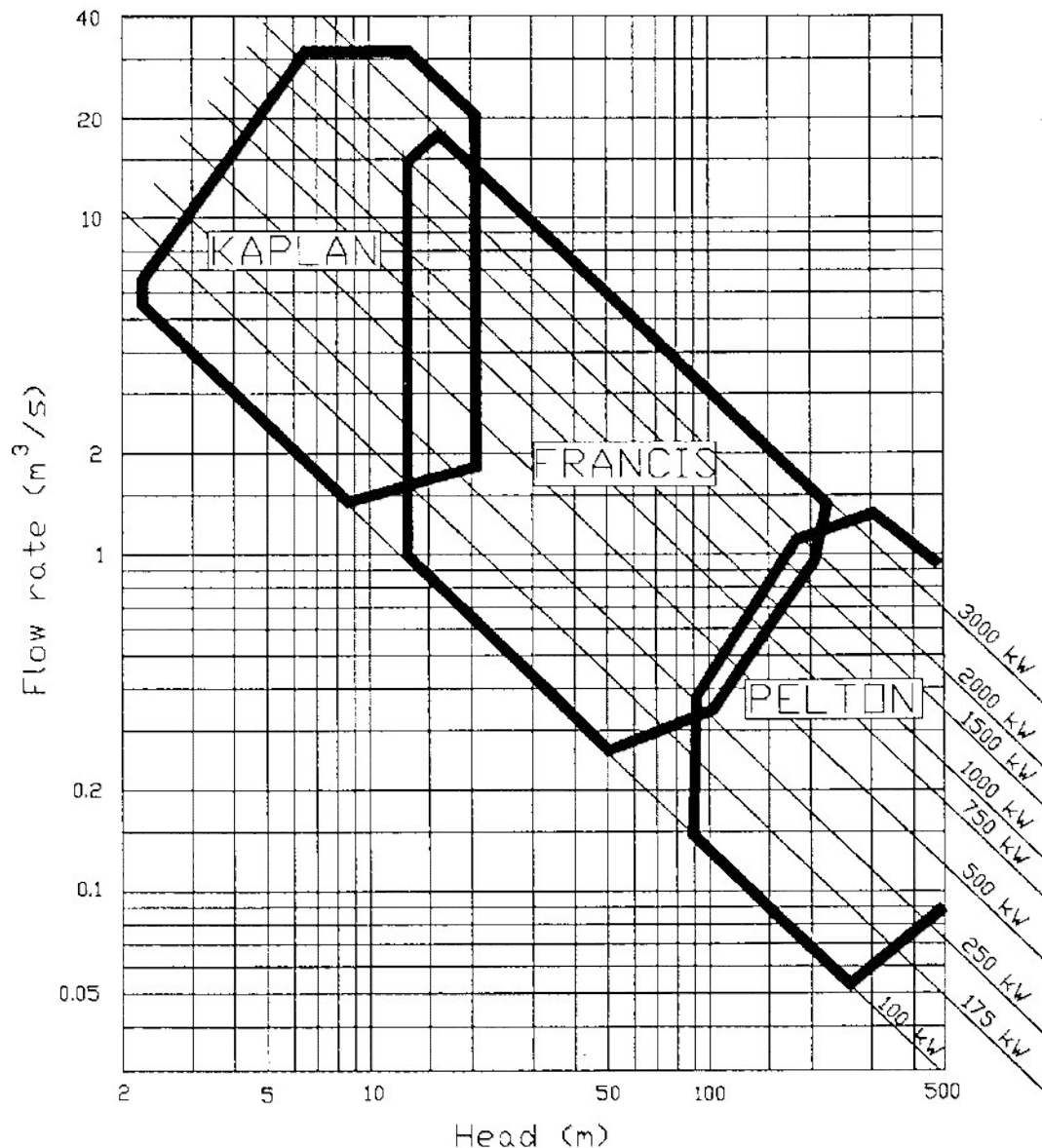
Turbin Kaplan dan Francis dapat menerima aliran parsial tanpa kehilangan efisiensi yang signifikan dengan memvariasikan bilah rotor atau sudut baling-baling pemandu masuk. Turbin Pelton dapat diatur oleh nosel yang dapat disesuaikan.

Hubungan dasar memberikan daya yang dihasilkan di poros turbin oleh energi hidrolik adalah sebagai berikut:

$P = q \times H \times \rho \times (g/g_c) \times \eta / 1,000 \text{ (kW)}$	$q \times H \times \rho \times (g/g_c) \times 0.0226 \times \eta / 1,000 \text{ (kW)}$
where P = turbine power shaft output (kW)	(kW)
q = volume flow rate (m ³ /s)	(gpm)
H = total head = $H_{\text{static}} - H_{\text{losses}}$ (m)	(ft)
ρ = density of water (kg/m ³)	(lb/gallon)
η = turbine efficiency	
g = gravitational acceleration 9.81 (m/s ²)	32.17 (ft/s ²)
g_c = conversion factor = $\frac{1 \text{ kg} \times (\text{m/s}^2)}{\text{N}}$	$32.17 \frac{\text{lb} \times (\text{ft/s}^2)}{\text{lbf}}$

Pada asumsi bahwa $\eta = 1$, hubungan dasar menunjukkan bahwa dengan kepala 100 m, daya yang terkait dengan laju aliran 1 m³/dt sama dengan 981 kW. Jadi, 1 kWh energi mekanis atau listrik secara teoritis sesuai dengan 367 m x m³ (mis., 367 m head dan 1 m³ air jatuh) dan sebaliknya untuk pompa (lihat Bab 10).

Gambar 4.2 dan 4.3 menunjukkan rentang penerapan berbagai jenis unit turbin hidrolik dan efek beban pada efisiensi turbin tipikal, yang umumnya lebih tinggi dari 90%.

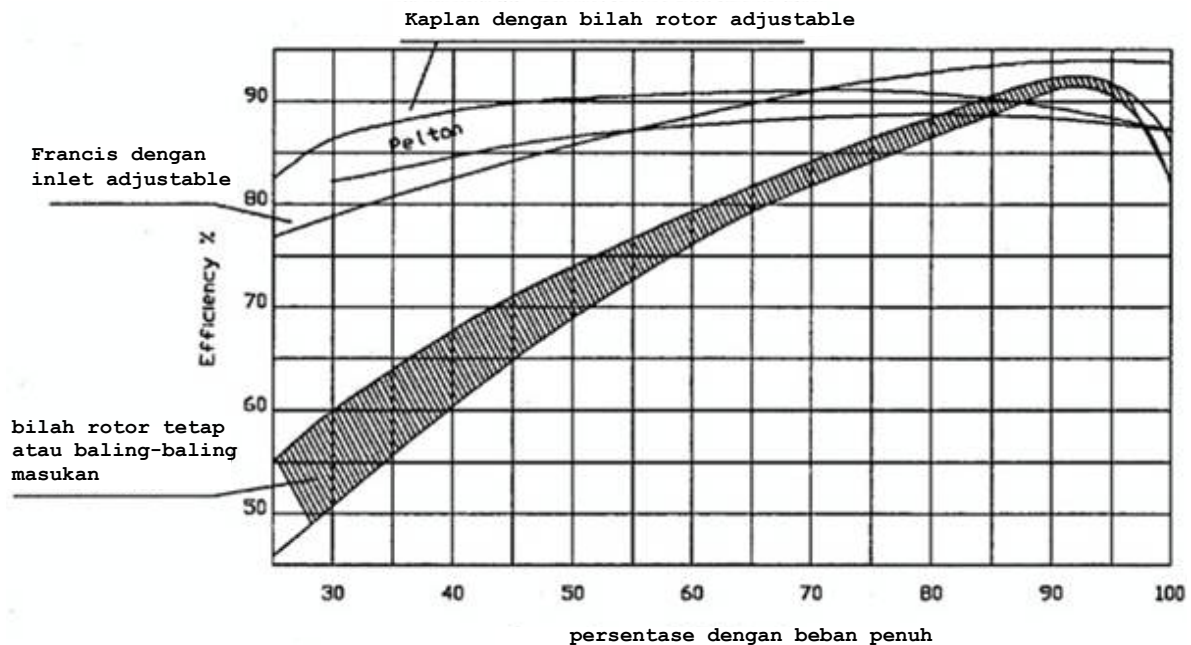


Gambar 4.2. Rentang penerapan berbagai jenis unit turbin hidrolik (100–3.000 kW)

Hubungan yang sama dapat digunakan dalam mode pemompaan dengan memperkenalkan total head $H = H_{static} + H_{losses}$ dan efisiensi dari pompa (lihat Bagian 10.2).

Dalam memilih pembangkit kecil dan mini kita harus mempertimbangkan beberapa hal diantaranya:

- arus masuk yang tersedia dan berguna dapat berfluktuasi selama kurun waktu tahun atau hari;
- biasanya, pembangkit semacam itu hanya dapat beroperasi secara ekonomi jika sepenuhnya dijalankan otomatis dan bebas dari pemeliharaan;
- semakin rendah kapasitas terpasang, maka semakin tinggi modal dan biaya operasi per kW yang terpasang. Perhatikan bahwa satu-satunya biaya operasi adalah biaya pemeliharaan, yang umumnya rendah dalam hal biaya per kWh;



Gambar 4.3. Pengaruh beban pada efisiensi turbin hidrolik

Kesimpulannya, sumber energi hidrolik adalah sumber energi terbarukan yang paling mudah digunakan dan di eksploitasi. Modal investasi pada umumnya tinggi, tergantung pada lokasi dan kekuatan pembangkit, tetapi harus diakui sebagai investasi jangka panjang tanpa risiko yang signifikan.

4.8 Sumber Energi Terbarukan: Energi dari Limbah

Limbah perkotaan dan industri dapat dengan mudah digunakan untuk menghasilkan energi dengan berbagai cara. Gambar 4.4 menunjukkan bagaimana limbah dapat diolah untuk digunakan di dalam atau di luar proses dan untuk produksi energi. Tabel 4.1 mencantumkan nilai pemanasan tipikal dari limbah.



Gambar 4.4. Cara-cara yang memungkinkan untuk mengubah limbah menjadi energi

Tabel 4.1 Nilai-nilai pemanasan yang lebih tinggi dari limbah

deskripsi limbah	Nilai pemanasan yang lebih tinggi	
	kJ/kg	Btu/lb
limbah industri		
Leather scrap	23,000	9,888
Kertas kaca	27,750	11,930
Kertas lilin	27,500	11,823
Karet	28,500	12,253
Ban	41,850	17,992
Minyak	41,850	17,992
Polyethylene	46,000	19,776
Pertanian		
kulit	11,000	4,729
Sekam padi	13,500	5,804
Bonggol jagung	19,000	8,169
Komposit		
Kota	10,000–15,000	4,299–6,449
Industri	15,000–17,500	6,449–7,524
Pertanian	7,000–14,000	3,009–6,019

Pemulihan limbah adalah salah satu masalah terbesar yang harus ditangani oleh badan publik dan swasta. Penyelesaian masalah ini berkembang lambat karena banyak kendala teknis, ekonomi, dan lingkungan.

Di fasilitas tempat pembakaran massal, sampah dibakar sebagai bahan bakar yang diterima dan diproses atau bahan bakar yang berasal dari sampah (RDF) tempat limbah padat diproses sebelum dibakar adalah dua opsi yang disediakan pada teknologi ini.

Analisis yang lebih rinci tentang masalah-masalah ini dapat ditemukan di Bab. 16.

4.9 Penyimpanan Energi: Hidrolis, Mekanis, Elektris, Sel Bahan Bakar, dan Penyimpanan Termal

Penyimpanan energi setelah transformasi dari energi primer ke berbagai bentuk adalah kebutuhan yang sangat dirasakan tetapi jarang dipenuhi. Untuk pembangkit listrik dan konsumen, penyimpanan energi harus menjadi cara untuk meningkatkan manajemen energi dan mengurangi biaya energi, dengan memperlancar profil permintaan energi, dengan

mengeksplorasi peluang tingkat rendah dalam pembelian energi, dan dengan membebaskan pemulihan energi dari permintaan pengguna. Pendekatan utama untuk penyimpanan energi adalah hidro, mekanik, listrik, dan termal.

Energi yang disimpan sebagai energi primer dalam bahan bakar memiliki kepadatan massa-energi yang sangat tinggi dengan nilai khas sekitar 45.000 kJ/kg (19.350 Btu/lb) untuk bahan bakar cair. Nilai ini jauh lebih tinggi daripada kapasitas penyimpanan hampir semua sistem lain yang tersedia, dimana nilai 100-200 kJ/kg (45-90 Btu/lb) tampaknya menjadi batas atas. Biaya modal dan operasi dari sistem ini membuat eksploitasi mereka yang luas menjadi sulit, kecuali untuk penyimpanan energi hidro, yang paling menarik dan yang banyak digunakan baik untuk keperluan harian maupun industri.

Perhatikan bahwa baik penyimpanan hidro maupun mekanik menjadi penyimpanan listrik utama, karena energi yang tersedia umumnya berupa listrik yang diubah menjadi energi mekanik pada poros motor listrik dan kemudian disimpan dalam berbagai bentuk sebelum diubah kembali menjadi energi listrik.

4.9.1 Penyimpanan Hidrolis

Prinsip penyimpanan hidro pada dasarnya mengikuti hukum pompa (lihat Bagian 10.2) dan eksploitasi sumber hidrolis oleh turbin (lihat Bagian 4.7). Umumnya menggunakan mesin reversibel, sistem ini bekerja dalam mode pemompaan ketika kelebihan energi tersedia (biasanya energi listrik) dan dalam mode turbin ketika energi diperlukan kembali. Air disimpan di reservoir atas dan mengalir kembali melalui turbin selama periode permintaan puncak.

Ingat bahwa energi yang secara teoritis terkait dengan 1 m³ air dan 367 m head adalah 1 kWh dan bahwa efisiensi seluruh sistem termasuk transformasi energi dalam mode pemompaan (motor listrik, pompa, dan kehilangan aliran) dan dalam mode turbin (kehilangan aliran, kerugian turbin, dan generator listrik) umumnya 50–60%. Oleh karena itu energi yang sebenarnya tersedia terbelah dua. Kepala lebih dari seratus meter antara reservoir atas dan bawah biasanya diperlukan untuk eksploitasi ekonomi sistem.

4.9.2 Penyimpanan Mekanis

Flywheel (Roda gila) adalah perangkat khas untuk penyimpanan energi mekanik. Jumlah energi yang tersimpan tergantung pada kecepatan poros, massa, dan jari-jari rotasi dari Flywheel (yaitu, jari-jari di mana massa total dianggap terkonsentrasi).

Energi yang disimpan dalam Flywheel sama dengan energi kinetik, yaitu,

$$E_{tersimpan} = \frac{1}{2} \times \frac{1}{g_c} \times M \times (R \times \Omega)^2$$

Dimana

E_{stored} = energi yang disimpan (J),

$$g_c = \text{conversion factor} = \frac{1 \text{ kg} \times (\text{m/s}^2)}{N}$$

M = massa Flywheel (kg),

R = jari-jari rotasi (m). Dalam kasus cakram dengan kerapatan seragam, dengan ketebalan seragam dan radius luar R_o , $R = 0,7 \times R_o$,

Ω = kecepatan revolusi (rad/s); nilai tipikal (200-1.000 rad/s).

Energi yang diserap atau dilepaskan dari Flywheel di antara dua kecepatan rotasi (Ω_1 dan Ω_2) adalah

$$\Delta E = \frac{1}{2} \times \frac{1}{g_2} \times M \times R^2 \times (\Omega_1^2 - \Omega_2^2)$$

Energi spesifik yang dirujuk pada massa Flywheel tergantung pada kecepatan putaran, rasio tegangan terhadap kepadatan, dan geometri Flywheel. Nilai maksimum untuk platform gaya bahan komposit berkecepatan tinggi adalah 100 kJ/kg; nilai yang lebih rendah seperti 20-30 kJ/kg populer untuk Flywheel kecepatan rendah dengan bahan isotropik dan geometri cakram dengan tegangan konstan.

4.9.2 Penyimpanan Listrik

Energi listrik dapat disimpan secara langsung dengan menggunakan baterai elektrik, yang paling umum diantaranya adalah jenis lead-acid (asam timbal).

Penggunaan baterai elektrik untuk penyimpanan tergantung pada banyak parameter, seperti umur, siklus pengisian dan pemakaian, rasio massa-energi, dan tentu saja rasio biaya-energi.

Tabel 4.2 mencantumkan parameter operasi khas baterai industri seperti asam-timbal, nikel/besi, nikel/kadmium, natrium/sulfur, dan seng/brom.

Tabel 4.2 Parameter pengoperasian berbagai jenis baterai

Tipe baterai	Energi Spesifik (Wh/kg)	Daya Spesifik (W/kg)	Siklus hidup sampai 80% (siklus)
Lead-acid	40	90	400
Nickel/iron	50	100	>1,000
Nickel/zinc	60	100	250
Zinc/bromine	50	90	200
Nickel/cadmium	50	400	>1,000
Lithium aluminum/iron sulfide	80	70	200
Sodium/sulfur	100	120	250
Iron/air	70	90	150

Nilai energi spesifik berkisar antara 108 dan 114 kJ/kg (30-40 Wh/kg) untuk baterai timbal-asam dan 360 kJ/kg (100 Wh/kg) untuk baterai natrium/sulfur; nilai daya spesifik berkisar antara 100 W/kg untuk baterai timbal-asam dan 400 W/kg untuk baterai nikel/kadmium; siklus hidup tidak melebihi 400 siklus untuk baterai timbal-asam dengan 1.000 siklus untuk baterai nikel/kadmium. Efisiensi charge-discharge dapat mencapai 60-70% tergantung pada kondisi operasi dan pada peralatan isi ulang.

Nilai-nilai tersebut, meskipun lebih tinggi daripada penyimpanan Flywheel, namun masih jauh dari kapasitas penyimpanan energi pembakaran, sehingga membatasi penyimpanan semacam ini untuk aplikasi tertentu dan untuk periode permintaan jangka pendek.

Selain aplikasi industri, penyimpanan listrik mempengaruhi difusi pada kendaraan listrik. Dengan konsumsi tipikal per kilometer dan per metrik ton 490 kJ/t km (0,15 kWh/t km) jika diukur pada simpul pengiriman utilitas, penggunaan yang luas dari kendaraan ini sangat tergantung pada ketersediaan sistem penyimpanan listrik berkinerja tinggi. Dengan pembagian yang sama dari bobot kotor antara muatan, bodi kendaraan dan perangkat traksi, dan juga baterai, jangkauan perkotaan sekitar 70–80 km; kisaran ini dapat ditingkatkan dengan menggunakan baterai dengan kepadatan energi yang lebih tinggi dan dengan mengurangi bobot kendaraan melalui desain bodi dan perangkat traksi yang tepat.

4.9.4 Sel Bahan Bakar

Sel bahan bakar adalah perangkat elektrokimia di mana energi listrik diproduksi dengan menggabungkan hidrogen dan oksigen dan dengan melepaskan uap air ke atmosfer. Pada dasarnya, komponen utama sel bahan bakar adalah anoda, katoda, dan elektrolit (cairan, padat, membran) di antara mereka. Untuk mendapatkan tegangan yang dibutuhkan, dibutuhkan banyak sel bahan bakar secara seri.

Sel bahan bakar dapat diklasifikasikan menurut suhu kerja (lihat Tabel 4.3 di mana parameter operasi utama dilaporkan) sebagai (1) sel suhu rendah (AFC, PEM, PEFC, PAFC) dan (2) sel suhu tinggi (MCFC, SOFC).

Hidrogen dapat diproduksi dengan berbagai teknik: pembentukan kembali uap gas alam, elektrolisis dengan menggunakan energi listrik, gasifikasi batubara, dan gasifikasi limbah atau biomassa. Tabel 4.4 melaporkan parameter operasi utama produksi hidrogen dan produksi listrik dengan menggunakan sel bahan bakar yang diumpankan hidrogen.

Suhu rendah: sel bahan bakar alkali AFC, sel bahan bakar membran pertukaran membran proton PEM, sel bahan bakar membran elektrolit polimer PEFC, sel bahan bakar asam fosfat PAFC, suhu tinggi: sel bahan bakar sekering karbonat MCFC, sel bahan bakar oksida padat SOFC

	Temperatur rendah			Temperatur tinggi	
	AFC	PEM, PEFC	PAFC	MCFC	SOFC
	Potassium hydroxide	Proton exchange, polymeric membrane	Phosphoric acid	Lithium carbonate, potassium carbonate	Zirconium oxide
	60–120	70–100	160–220	600–650	800–1,000
Electrolyte	140–248	158–212	320–428	1,112–1,202	1,472–1,832
Operating (C)	Platinum, palladium, nickel	Platinum	Platinum	Nickel	Tidak perlu
temperature (F)	Plastics, graphite	Metals, graphite	Graphite compounds	Nickel, inox steel	Metals, ceramic materials
katalis	O ₂	Udara	Udara	Udara	Udara
Material untuk konstruksi	60	40–60	50	45–55	45–60
Oksidan	300–500	300–900	150–300	150	150–270
Effisiensi listrik (%)	5–80	5–250	<11,000	<2,000	100
Kepadatan daya (mW/cm²)	Menit	Menit	1–4 h	5–10 h	5–10 h
Kisaran daya (kW)	Luar angkasa, transportasi	Pembangkit listrik skala kecil, transportasi	Pembangkit koogenerasi	Koogenerasi, pabrik industri	Koogenerasi, pabrik industri
Waktu memulai	Kepadatan daya tinggi	Kepadatan daya tinggi, Korosi rendah, Mengurangi waktu memulai	Kogenerasi efisiensi tinggi	Kogenerasi efisiensi tinggi, panas dapat dipulihkan pada suhu tinggi, reformasi internal	Kogenerasi efisiensi tinggi, panas dapat dipulihkan pada suhu tinggi, reformasi internal, tanpa katalis
Aplikasi	Resistansi rendah terhadap CO, hidrogen kualitas tinggi	Resistansi rendah terhadap CO, keberadaan air	Resistansi rendah terhadap CO	Umur material pendek, resirkulasi CO ₂ , waktu mulai yang lama	Suhu tinggi, waktu mulai yang lama
Kelebihan					
Kekurangan					

Tabel 4.3 Parameter operasi sel bahan bakar



Tabel 4.4 Parameter pengoperasian produksi hidrogen dan produksi listrik oleh sel bahan bakar

		Reformasi uap gas alam	Elektrolisis air	Gasifikasi batu bara	Gasifikasi limbah	Gasifikasi biomasa
Produksi hidrogen	Nm ³	1	1	1	1	1
	kJ	10,700	10,700	10,700	10,700	10,700
Input gas alam	Sm ³	0.46				
	kJ	16,307				
Input energi listrik	kWh		5.8			
	kJ		20,880			
Input batu bara	kg			0.53		
	kJ			15,225		
Input limbah	kg				2	
	kJ				26,000	
Input biomass	kg					1.4
	kJ					21,000
Produksi hidrogen	%	66 %	51 %	70 %	41 %	51 %
Efisiensi energi (a)						
Emisi CO ₂ lokal	kg	0.9	0	1.47	1.16	0.44
Produksi listrik						
Rata-rata sel bahan bakar	%	50 %	50 %	50 %	50 %	50 %
efisiensi (b)						
Total efisiensi	%	33 %	26 %	35 %	21 %	25 %
(a) (b)						

Nilai referensi

Gas alam LHV	kJ/Sm ³	35,450				
Batu bara LHV	kJ/kg		29,000			
Limbah LHV	kJ/kg				13,000	
Bio massa LHV	kJ/kg					15,000

Sel bahan bakar, yang beroperasi pada bahan bakar non-minyak bumi seperti hidrogen, mungkin menyediakan sumber energi alternatif untuk traksi listrik dan untuk aplikasi lain dengan efisiensi total, yaitu, kombinasi hidrogen dan efisiensi produksi listrik, sekitar 25-40%.

4.9.5 Penyimpanan Panas dan Dingin

Penyimpanan panas dan dingin dapat diklasifikasikan sebagai penyimpanan energi yang masuk akal dan laten.

Kelompok pertama meliputi sistem dimana penyimpanan dilakukan dengan meningkatkan atau menurunkan suhu material (air, cairan organik, padatan); kepadatan energi penyimpanan tergantung pada perubahan suhu dan panas spesifik material. Evolusi suhu transien untuk mencapai suhu yang diinginkan kira-kira eksponensial dan waktu konstan, yaitu, waktu yang dibutuhkan untuk mencapai 63,2% dari suhu akhir dalam model yang

disederhanakan, tergantung pada produk kapasitas panas dari massa yang terlibat dikalikan dengan tahanan termal (lihat Bagian 8.3) dari sistem.

Energi yang disimpan sebagai panas yang masuk akal dalam material pada kondisi tunak ketika suhu transien telah selesai, adalah

$$E_{tersimpan} = c \times M \times (t_2 - t_1)$$

dimana E_{stored} = energi yang disimpan (kJ, Btu), c = panas spesifik dari bahan yang akan dipanaskan (kJ/kg K, Btu/lb °F), M = massa yang akan dipanaskan (kg, lb), $c M$ = kapasitas panas dari massa yang akan dipanaskan (kJ/K, Btu/F), dan t_1, t_2 = suhu massa yang akan dipanaskan atau didinginkan (K, °C, °F).

Jika minyak mineral digunakan untuk penyimpanan panas, kepadatan energi penyimpanan terkait dengan kenaikan suhu 50 K (50 °C; 90 °F) kira-kira 100 kJ/kg; kepadatan energi penyimpanan dengan air untuk kenaikan suhu yang sama kira-kira 200 kJ/kg.

Jika air digunakan untuk media penyimpanan dingin, penurunan suhu 4-5 K (7,2-9 °F) biasanya diperoleh, sehingga kapasitas penyimpanan energi adalah 20 kJ/kg.

Kelompok kedua meliputi sistem di mana energi sebagian besar disimpan dalam bentuk panas laten karena perubahan fasa, seperti mencairkan padatan (yang terjadi sebaliknya dalam penyimpanan dingin) atau menguapkan cairan. Dalam proses pelepasan energi, cairan mengeras (atau padatan mencair) dan uap mengembun. Kepadatan energi penyimpanan per kg, yang sebagian besar berasal dari panas laten, lebih besar dari pada sistem penyimpanan energi yang masuk akal. Keuntungan tambahan dari kelompok ini adalah bahwa ia bekerja pada suhu konstan selama perubahan fasa.

Selain suhu transisi yang tepat dan panas laten yang tinggi, bahan untuk keperluan penyimpanan harus memiliki sifat fisik dan kimia lainnya seperti konduktivitas termal, stabilitas, dan non-toksitas dalam kondisi operasi. Garam elektronik seperti NaF-FeF₂ dan ZnCl₂ dengan kepadatan sekitar 2.000 kg/m³ dapat mencapai kepadatan energi 400-1.500 MJ/m³ atau 200-750 kJ/kg (10.700-40.300 Btu/ft³, 90-340 Btu/lb) dengan efisiensi keseluruhan tidak lebih dari 50%. Biaya modal dan operasi cukup tinggi dan tidak memungkinkan eksploitasi yang luas dari sistem ini untuk keperluan industri.

Jika es digunakan untuk media penyimpanan dingin, kapasitas penyimpanan rata-rata 350 kJ/kg dapat dicapai, di mana 335 kJ/kg berasal dari panas laten dan 15 kJ/kg dari panas yang masuk akal. Energi listrik yang diperlukan untuk memproduksi es tergantung pada COP dari sistem pendingin; jika COP sama dengan 3 (yang dapat dianggap sebagai nilai khas), konsumsinya adalah 0,032 kWh/kg es yang diproduksi dalam sistem penyimpanan.

4.10 Penerapan Sistem di Pabrik dan Bangunan

Permintaan listrik dan energi panas di suatu tempat sering dipenuhi oleh pembangkit listrik dan jalur distribusi terkait. Secara umum, tidak ada sumber energi panas alternatif yang tersedia. Di sisi lain, energi listrik dapat diproduksi di lokasi dari bahan bakar tradisional atau bahan bakar yang berasal dari sampah.

Pabrik kogenerasi dan trigenerasi serta pabrik pemulihan limbah tampaknya menjadi cara yang paling menarik untuk mengurangi konsumsi energi primer dan biaya pasokan energi, tetapi biaya modal dan operasi harus diselidiki bersama dengan aspek teknis seperti kualitas, keandalan, dan fleksibilitas produksi energi.

Sumber terbarukan hanya dapat memberikan dukungan signifikan dalam kondisi tertentu. Namun demikian, program manajemen energi harus selalu memverifikasi kemungkinan ini.

5. Gardu Listrik

5.1 Pendahuluan

Energi listrik umumnya dikirim ke pengguna (industri) dengan jaringan tiga fasa pada tegangan menengah atau tinggi. Nilai tegangan sedang dan tinggi ditentukan oleh standar internasional; Secara umum, tegangan menengah berkisar antara 5 hingga 25 kV dan tegangan tinggi berkisar antara 50 hingga 500 kV. Nilai yang lebih tinggi dan lebih rendah dapat ditemukan sesuai dengan kondisi setempat.

Pengguna industri individu harus mengurangi level yang ditunjukkan di atas untuk menurunkan voltase di dalam pabrik. Nilai tegangan rendah tipikal berkisar antara 260 hingga 380 V.

Transformator pada batas lokasi dan peralatan listrik terkait membentuk gardu listrik, yang melaluinya semua energi listrik yang dibeli mengalir, dan mereka bertanggung jawab atas kehilangan transformasi, seperti halnya pembangkit boiler dengan energi panas (lihat Bab 6).

Meskipun efisiensi transformator cukup tinggi (umumnya tidak kurang dari 98%), ada baiknya mengurangi kerugian ini sebanyak mungkin, karena kuantitasnya terkait dengan total energi listrik yang dikonsumsi di lokasi.

5.2 Prinsip Dasar Rugi-Rugi dan Efisiensi Transformator

rugi-rugi transformator mungkin tanpa beban atau rugi-rugi beban:

- rugi-rugi tanpa beban hampir secara eksklusif merupakan rugi-rugi besi. Mereka adalah fungsi tegangan kuadrat dan terjadi setiap kali transformator terhubung ke sumber tegangan, terlepas dari nilai beban;
- rugi-rugi beban adalah fungsi kuadrat dari arus (atau beban daya semu). Mereka pada dasarnya adalah rugi-rugi tembaga dan terjadi hanya ketika beban dihubungkan ke transformator, di mana arus mengalir.

Teori mesin listrik menunjukkan bahwa efisiensi maksimum tercapai pada tingkat beban di mana tanpa-beban dan kehilangan beban sama:

$$Efisiensi = \frac{\text{output daya total}}{\text{input daya total}} = \frac{\text{output daya total}}{(\text{output daya total} + \text{rugi} - \text{rugi total})}$$

Berikut ini:

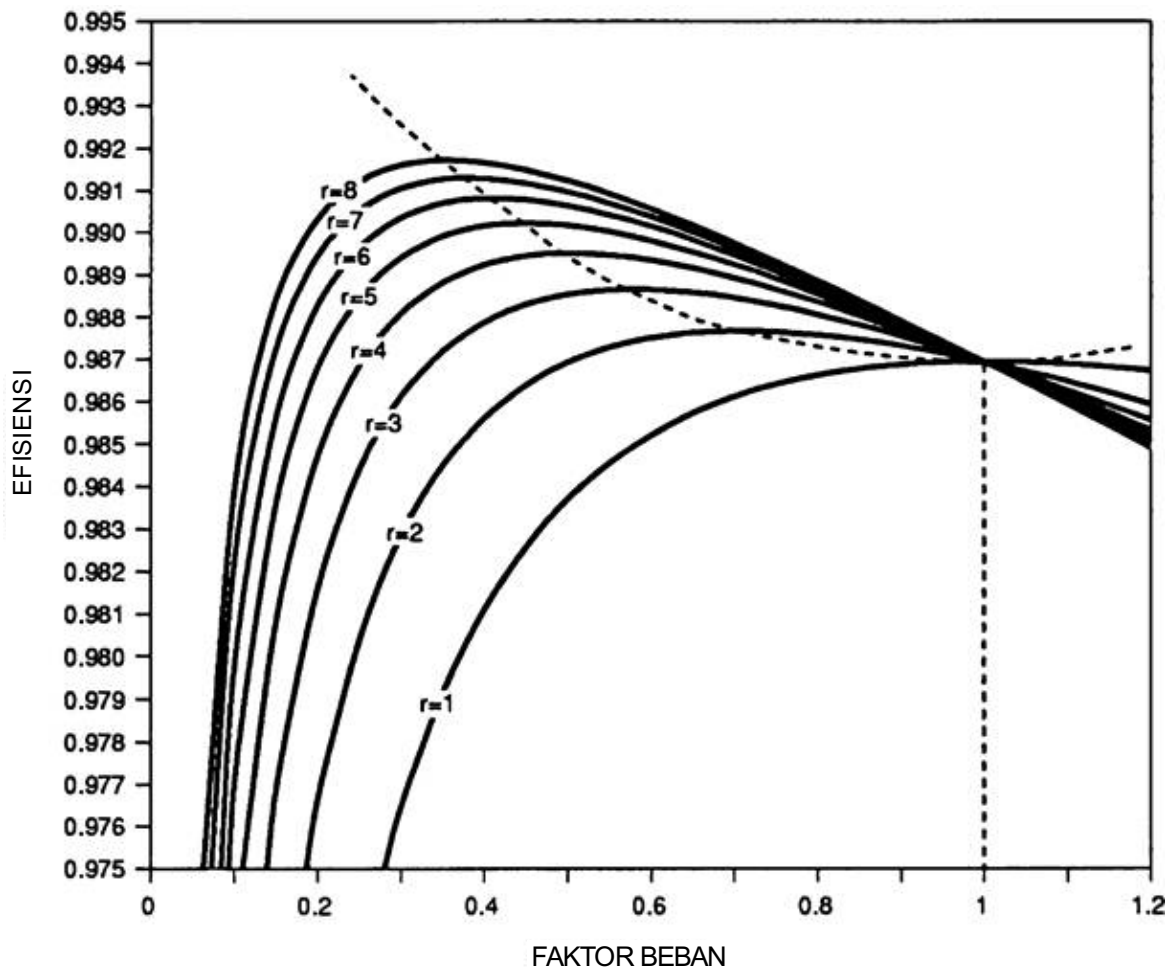
$$Efisiensi = \frac{x \times P_n}{(x \times P_n + P_0 + x^2 \times P_{cn})}$$

dimana x = faktor beban = rasio antara total output aktual dan output daya terukur, P_0 = rugi-rugi tanpa beban (kW), P_{cn} = rugi-rugi beban pada daya terukur (kW), Total kerugian = $P_0 + P_{cn} \times x^2$ (kW), $r = P_{cn}/P_0$, P_n = output daya terukur (kW pada faktor daya tetap; $P_n = A_n \cos\phi_n$), Total output aktual = $x \times P_n$ (kW).

Efisiensi transformator maksimum tercapai jika:

$$x^2 \times P_{cn} = P_0 \quad x = \sqrt{\frac{P_0}{P_c}} = \sqrt{\frac{1}{r}}$$

Kemudian, nilai beban dimana efisiensi maksimum dapat dicapai adalah fungsi dari rasio r antara rugi-rugi beban pada daya terukur dan rugi-rugi tanpa beban, yang tergantung pada parameter desain transformator. Mari kita pertimbangkan sekelompok transformator dengan daya pengenal yang sama dan total kerugian, tetapi dengan nilai rasio r yang berbeda; berikut bukti bahwa efisiensi maksimum untuk setiap transformator sesuai dengan faktor beban spesifik (x), yaitu, ke titik operasi di mana rugi-rugi beban ($x^2 \times P_{cn}$) sama dengan rugi-rugi tanpa beban (P_0).



Gambar 5.1. Efisiensi transformator versus faktor beban x untuk sekelompok transformator dengan daya pengenal yang sama dan total kerugian terukur, tetapi dengan nilai rasio r yang berbeda

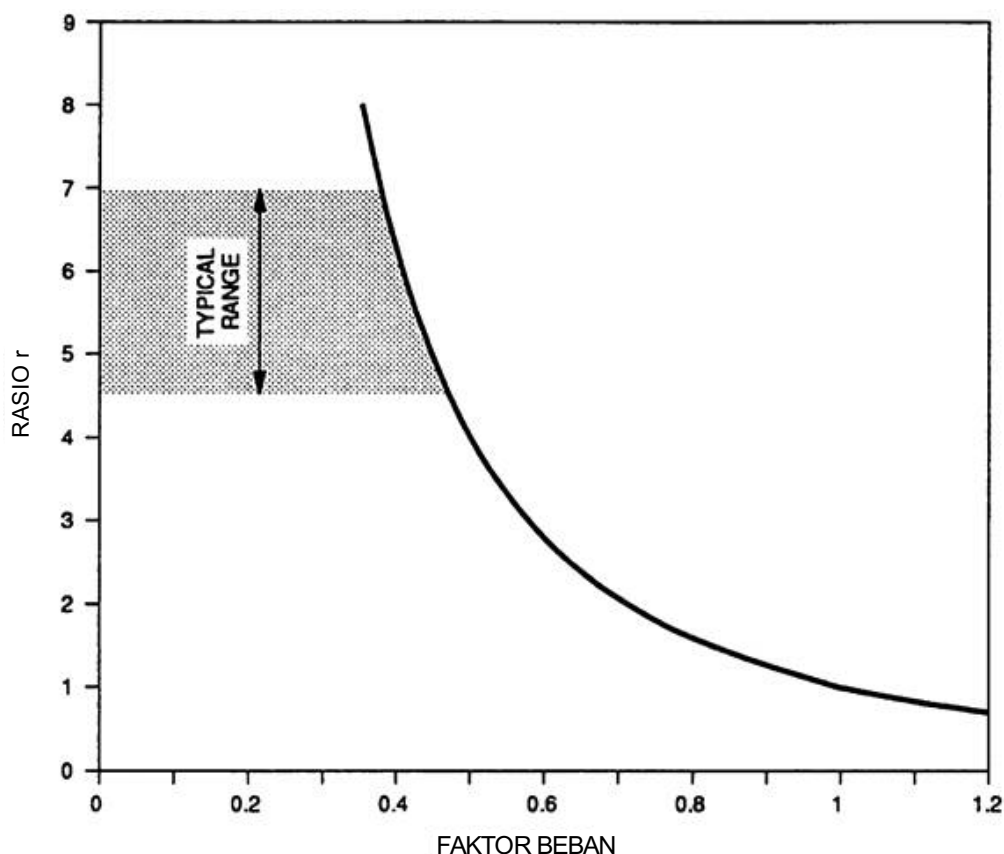
Ini berarti bahwa efisiensi maksimum tercapai jika, ketika r bertambah dan faktor beban x berkurang. Gambar 5.1 menunjukkan efisiensi transformator versus faktor beban untuk nilai rasio r yang berbeda untuk kelompok transformator tersebut. Garis putus-putus menunjukkan titik operasi efisiensi maksimum. Perhatikan bahwa efisiensi maksimum pada daya terukur ($x = 1$) tercapai hanya jika rasio transformator r sama dengan 1.

Jika r lebih tinggi dari 1, yang merupakan kriteria desain tipikal, efisiensi maksimum hanya dapat dicapai ketika transformator dimuat sebagian.

Nilai khas untuk aplikasi industri adalah: r sama dengan 5–7; efisiensi maksimum sebesar 98,5–99 %; load factor sama dengan 35–55 %. Ini berarti bahwa trafo industri tipikal harus dimuat jauh di bawah nilai pelat nama untuk mendapatkan efisiensi yang baik dan mesin berukuran besar harus dipasang.

Sebagai aturan umum manajemen energi, tidak disarankan untuk membiarkan transformator beroperasi secara konstan pada beban penuh.

Gambar 5.2 menunjukkan rasio r versus faktor beban ketika kondisi efisiensi maksimum diterapkan. Nilai tipikal untuk factor beban x (35–55%) dan untuk rasio r (4-7) juga ditunjukkan.



Gambar 5.2. Rasio r terhadap faktor beban x jika kondisi efisiensi transformator maksimum diterapkan

5.3 Cara Memilih Transformator yang Paling Sesuai

Pemilihan transformator didasarkan pada banyak parameter seperti biaya modal, biaya operasi dan pemeliharaan, biaya rugi-rugi energi, kondisi kelebihan beban yang dapat diprediksi, tugas hubung singkat jaringan kerja, starting motor besar, dll.

Biaya rugi-rugi energi adalah salah satu parameter evaluasi walaupun bukan yang paling penting. Namun, jika pilihan yang benar dari daya pelat nama memperhitungkan penghematan energi, ekonomi yang layak harus diperoleh. Pertama, perlu diasumsikan sebagai referensi beban rata-rata selama periode yang awal, yaitu, dimana kerugian beban yang sama sesuai dengan kondisi operasi siklus yang nyata atau yang diprediksi. Untuk beban rata-rata yang rendah, transformator dengan nilai rasio r yang lebih tinggi harus dipilih. Akhirnya, asalkan parameter pemilihan lainnya terpenuhi, daya pelat nama yang diperlukan untuk efisiensi maksimum dapat ditentukan, dengan mempertimbangkan nilai daya rata-rata beban. Tabel 5.1 mencantumkan parameter transformator standar. Perhatikan bahwa transformator tipe standar dengan pengurangan kerugian lebih disukai; hanya untuk mesin yang sangat besar atau untuk aplikasi khusus yang harus dipertimbangkan oleh mesin tidak-standar.

Tabel 5.2 dan Gambar 5.3 menunjukkan pengaruh kehilangan tanpa beban dan beban saat beban berubah dan nilai rasio r didefinisikan. Titik keseimbangan antara kerugian sesuai dengan efisiensi maksimum.

Evaluasi ekonomi untuk pemilihan transformator berdasarkan penghematan energi dapat dilakukan seperti dijelaskan dalam Bab. 20. Sebagai aturan umum, perhatikan bahwa dalam kondisi normal biaya kerugian tahunan sama dengan sekitar 10-30% dari biaya modal transformator itu sendiri. Perlu diingat bahwa dalam mengukur tingkat perhatian transformator harus dibayarkan pada biaya yang berkorelasi, seperti kontrol dan perlindungan switchgear, level tegangan, kabel, yayasan, ruang yang ditempati, dll., Yang kira-kira sama dengan biaya transformator itu sendiri, sehingga insiden kerugian tahunan dikurangi setengahnya. Dengan demikian transformator yang terlalu besar mungkin lebih mahal sehubungan dengan switchgear dan peringkat hubung singkat kabel dibandingkan dengan biaya modal dari transformator itu sendiri. Optimalisasi energi mengurangi biaya kerugian tahunan, tetapi tidak secara substansial mengubah insiden pada transformator dan biaya modal peralatan terkait, yang masih tetap cukup besar.

Secara kasar, pengurangan kerugian 10%, sesuai dengan peningkatan efisiensi transformator sebesar 1%, harus membenarkan lebih dari 10–15% dari biaya modal tambahan.

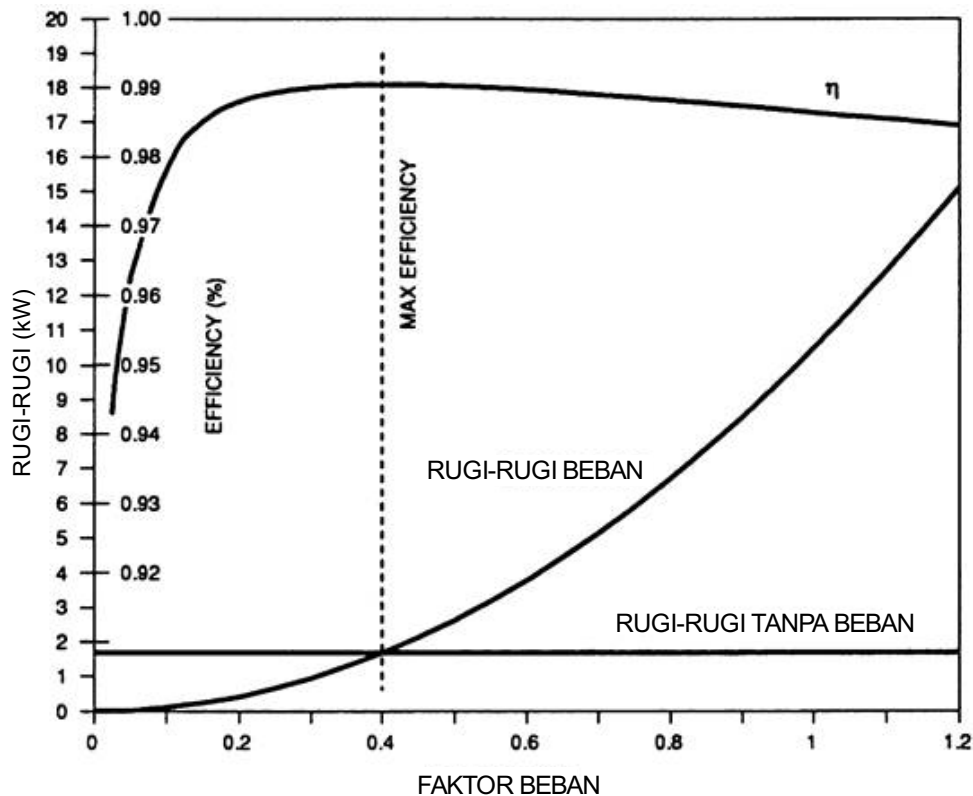
Tabel 5.1 Parameter standar untuk transformator insulasi minyak MT / BT (keadaan normal dan rugi-rugi yang dikurangi)

Rentang daya A_n (kVA)	Rugi-rugi tanpa beban P_o (W)	Rugi-rugi dengan beban P_{cn} (W)	$r = P_{cn}/P_o$	Arus tanpa beban (%)	$V_{cc}(\%)$
Rugi-rugi normal					
50	190	1,100	5.8	2.9	4
100	320	1,750	5.5	2.5	4
160	460	2,350	5.1	2.3	4
250	650	3,250	5.0	2.1	4
400	930	4,600	4.9	1.9	4
600	1,300	6,500	5.0	1.8	4
1,000	1,700	10,500	6.2	1.5	6
1,600	2,600	17,000	6.5	1.3	6
2,000	3,200	22,000	6.9	1.2	6
2,500	3,800	26,500	7.0	1.1	6
Rugi-rugi tereduksi					
50	150	850	5.7	1.9	4
100	250	1,400	5.6	1.5	4
160	360	1,850	5.1	1.3	4
250	520	2,600	5.0	1.1	4
400	740	3,650	4.9	0.9	4
600	1040	5,200	5.0	0.8	4
1,000	1300	9,000	6.9	0.7	6
1,600	2000	13,000	6.5	0.5	6
2,000	2400	16,000	6.7	0.5	6
2,500	2900	21,000	7.2	0.5	6

Tabel 5.2 rugi-rugi tanpa beban dan beban untuk rugi-rugi transformator normal pada nilai faktor beban yang berbeda (faktor beban x% berkisar antara 120 hingga 10)

Faktor beban (%)	Rugi-rugi tanpa beban P_o (W)	Rugi-rugi beban (W)	Efisiensi (%)
120	1,700	15,120	98.47 %
110	1,700	12,705	98.57 %
100	1,700	10,500	98.66 %
90	1,700	8,505	98.76 %
80	1,700	6,720	98.84 %
70	1,700	5,145	98.93 %
60	1,700	3,780	99.00 %
50	1,700	2,625	99.05 %
40	1,700	1,680	99.07 %
30	1,700	954	99.03 %
20	1,700	420	98.84 %
10	1,700	105	98.03 %

rentang daya = 1.000 kVA; faktor daya = 0,9; $r = 10.500 / 1.700 = 6.2$



Gambar 5.3 Parameter operasi untuk transformator 1.000 kVA standar, seperti yang ditentukan pada Tabel 5.2

5.4 Contoh Praktis

Contoh pilihan berdasarkan optimasi energi diberikan pada bagian berikut.

Contoh 1 mengukur transformator berdasarkan operasi efisiensi maksimum sepanjang tahun.

Input data	
daya rata-rata beban	400 kW
faktor daya rata-rata beban	0.85 leading
jam operasi pada beban penuh	3,200 jam/tahun
jam operasi tanpa beban	5,560 jam/tahun
trafo berinsulasi oli dengan karakteristik teknis sebagaimana dirinci dalam Tabel 5.1	
beban disuplai melalui satu transformator saja	

Tabel 5.3. Efisiensi dari berbagai transformator dengan rugi-rugi normal pada daya beban rata-rata yang sama

Rasio daya transformator A_n (kVA)	Rasio r	Factor beban x (%)	Rugi-rugi tanpa beban P_0 (W)	Rugi-rugi beban (W)	Efficiency (%)
400	4.9	117.65 %	930	6,367	98.22 %
600	5	78.43 %	1,300	3,998	98.69 %
1,000	6.2	47.06 %	1,700	2,325	99%
1,600	6.5	29.41 %	2,600	1,470	98.99 %

Daya beban rata-rata 400 kW; faktor daya sama dengan 0,85

Pertanyaan:

- (1) Temukan daya pengenal transformator (kVA) yang memberikan efisiensi maksimum pada operasi beban penuh.
- (2) Hitung efisiensi yang sesuai dengan transformator daya dengan peringkat berbeda dengan beban 400 kW yang sama.
- (3) Hitung kerugian yang sesuai dengan transformator yang berbeda pada operasi dengan beban 400 kW dan penghematan energi, jika operasi efisiensi maksimum dipilih sebagai pengganti transformator operasi dengan efisiensi minimum.

Jawaban:

(1) dan (2) Dengan mengacu pada Tabel 5.1, dimungkinkan untuk menghitung efisiensi yang sesuai dengan daya beban 400 kW pada faktor daya 0,85 untuk transformator daya dengan peringkat berbeda:

$$x = \text{faktor beban} = \frac{400 \text{ kW}}{\text{kVA rasio daya} \times 0.85}$$
$$\text{efisiensi} = \frac{x \times \text{kVA rasio daya} \times 0.85}{x \times \text{kVA rasio daya} \times 0.85 + P_0 + P_{cn} \times x^2}$$

Tabel 5.3 menunjukkan hasil perhitungan.

Perhatikan bahwa efisiensi maksimum sesuai dengan transformator dengan daya pengenal sama dengan 1.000 kVA.

Faktor beban yang sesuai sama dengan 47,06% dan efisiensi maksimum sama dengan 99%. Efisiensi minimum, sama dengan 98,22%, sesuai dengan transformator dengan daya pengenal 400 kVA (daya pengenal yang lebih kecil dari nilai ini tidak dipertimbangkan, untuk menghindari masalah termal).

(3) Tabel 5.4 menunjukkan kehilangan energi tahunan (kWh) untuk transformator yang berbeda pada operasi beban 400 kW (lihat Tabel 5.3 untuk nilai P_0 dan P_{cn}).

Contoh 2 Untuk daya terukur yang diberikan, pilih antara transformator pengurangan rugi dan transformator rugi normal.

Hitung kehilangan energi tahunan dari dua transformator dan penghematan energi tahunan.

Tabel 5.4 Total kerugian tahunan transformator yang berbeda (seperti pada Tabel 5.3)

Rasio daya transformator (kVA)	Rugi-rugi tahunan pada operasi tanpa beban (kWh/tahun)	Rugi-rugi tahunan pada rata-rata daya beban (kWh/tahun)	Total rugi-rugi tahunan (kWh/tahun)	penghematan energi tahunan (kWh/tahun)
400	5,171	23,350	28,521	
600	7,228	16,954	24,182	
1,000	9,452	12,880	22,332	
1,600	144,566	13,024	27,480	
(a)	(b) = $P_0 \times 5,560$, Lihat tabel 5.3	(c) = (P_0 + rugi-rugi beban) x 3,200, lihat tabel 5.3	(d) = (b) + (c)	
Kasus (400) – kasus (1,000)				6,189

waktu tanpa beban = 5.560 jam/tahun; waktu dengan beban = 3.200 jam/tahun
 Daya beban rata-rata (kW) = 400; faktor daya = 0,85

Tabel 5.5. Perbandingan antara total rugi-rugi tahunan dua transformator 1.000 kVA (pengurangan tereduksi dan rugi transformator normal)

Tipe operasi	waktu kerja (jam/tahun)	Faktor beban x (%)	Rugi-rugi tahunan tanpa beban (kWh/tahun)	Rugi-rugi tahunan dengan beban (kWh/tahun)	Total rugi-rugi tahunan (kWh/tahun)
Rugi-rugi transformator normal ($P_0 = 1,700$ W, tabel 5.3); ($P_{cn} = 10,500$ W, tabel 5.3)					
Tanpa beban	5,560	0.00%	9,452	0	9,452
Dengan beban	3,200	47.06%	5,440	7,441	12,880
Total (a)	8,760				22,332
Rugi-rugi transformator tereduksi ($P_0 = 1,300$ W, tabel 5.3); ($P_{cn} = 9,500$ W, tabel 5.3)					
Tanpa beban	5,560	0.00%	7,228	0	7,228
Dengan beban	3,200	47.06%	4,160	6,378	10,538
Total (a)	8,760				17,776
Penghematan energi (a) – (b) kWh/tahun					4,566

Tabel 5.5 menunjukkan hasil perhitungan.

Penghematan energi tahunan adalah 4,566 kWh.

Evaluasi ekonomi akan diberikan pada Tabel 19.4.

6. Pabrik Boiler

6.1 Pendahuluan

Pembakaran pada boiler, mentransfer energi yang masuk ke tempat pembakaran untuk bahan bakar (padat, cair, gas alam) ke bentuk cairan antara lain seperti uap, minyak, udara, air, dan lainnya. Proses ini berperan untuk membawa energi ke pengguna akhir dengan biaya serendah mungkin dan pada efisiensi maksimum.

Dua kelas boiler, umumnya disebut boiler tidak murni karena mereka tidak memerlukan konsumsi bahan bakar, yaitu, *recovery* panas atau boiler listrik / elektroda, dapat memberikan alternatif untuk boiler yang memerlukan pengisian bahan bakar.

Jika gas alam digunakan, mungkin perlu untuk memasang stasiun di mana tekanan berkurang di hulu pabrik boiler, tergantung pada kondisi pipa gas lokal dan persyaratan pembakaran. Kerugian ini karena transformasi umumnya rendah.

Pengguna akhir yang menggunakan seperti tungku, oven, pengering, kiln, dll. Umumnya membakar bahan bakar secara langsung tanpa ada transformasi hulu.

Salah satu tugas dasar manajemen energi tidak diragukan lagi adalah mengoptimalkan pengoperasian fasilitas yang bertanggung jawab atas sebagian besar kehilangan energi antara batas-batas lokasi dan pengguna.

Efisiensi pembangkit tenaga uap industri umumnya berkisar antara 80% hingga 90%; ini berarti bahwa tidak kurang dari 10-20% dari total bahan bakar yang dibeli hilang di zona batas situs sebelum didistribusikan kepada pengguna akhir. Ini adalah jumlah yang cukup besar dan menjadikan pembangkit tenaga uap salah satu fasilitas yang paling mengecewakan; oleh karena itu perhatian harus diberikan kepada pabrik ini sehubungan dengan investasi modal dan efisiensi pemeliharaan, untuk meminimalkan kerugian.

Pembangkit tenaga uap adalah salah satu fasilitas paling penting karena jumlah energi yang besar umumnya mengalir melalui pembangkit uap. Setiap investasi modal dalam boiler dan peralatan terkait (seperti kontrol pembakaran, pengolahan air, pemanas udara, dll.) Harus dipelajari dengan hati-hati dengan bantuan, jika perlu, analisis teknik terperinci, untuk mengevaluasi pengembalian investasi dan manfaat yang diperoleh dari peningkatan penghematan energi dan kualitas udara.

6.2 Prinsip Dasar Pembakaran

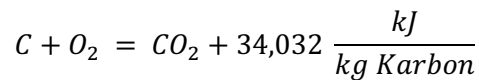
Pembakaran merupakan reaksi eksotermik karbon dan hidrogen dengan oksigen untuk menghasilkan karbon dioksida (CO_2) dan uap air (H_2O).

Pembakaran dimulai ketika suhu pengapian tercapai (lihat Tabel 6.1) dan berakhir ketika satu elemen reaksi habis. Ini berarti bahwa pembakaran yang tidak lengkap akan terjadi jika

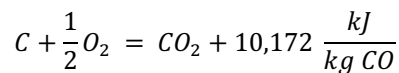
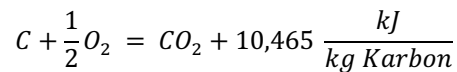
jumlah oksigen yang tersedia di zona pembakaran tidak mencukupi untuk reaksi semua molekul bahan bakar. Dalam hal ini, pembakaran akan menghasilkan efluen yang masih mengandung bahan mudah terbakar, dan panas yang dihasilkan akan kurang dari yang diharapkan. Produk pembakaran sekunder seperti NO_x , SO_x , CO , dan partikel padat juga dilepaskan. Pengaruhnya terhadap polusi udara harus dipertimbangkan dengan cermat.

Reaksi utama untuk setiap elemen diuraikan di bawah ini:

- Karbon
Reaksi lengkap



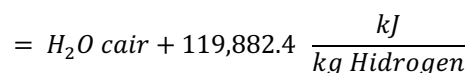
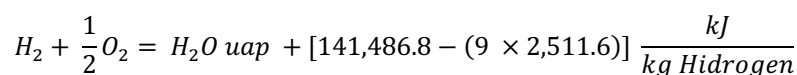
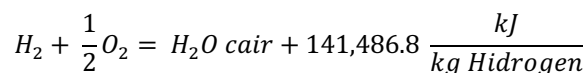
Jika reaksi ini tidak selesai



Tabel 6.1 Temperatur pembakaran yang berbeda

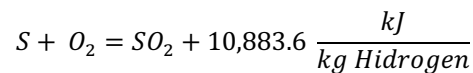
Bahan	Temperatur Pembakaran		
	K	°C	°F
Kayu kering	523	250	482
Batu bara	823	550	1,022
Minyak	603	330	626
Bensin	753	480	896
Gas alam	918	645	1,193
Karbon monoksida	883	610	1,130

- Hidrogen



(pembakaran 1 kg hidrogen menghasilkan 9 kg cairan yang dapat diuapkan sekitar 2.511,6 kJ / kg)

- Sulfur



Sebagian besar oksigen yang digunakan untuk pembakaran berasal dari udara atmosfer: volume, 21% oksigen (O_2), 78% nitrogen, dan sisa argon dan karbon dioksida dapat diasumsikan sebagai nilai-nilai yang khas. Perhatikan bahwa karena nitrogen di udara, emisi NO_x selalu terjadi, terutama tergantung pada suhu nyala.

Kontrol emisi untuk meminimalkan pembentukan NO_x , serta CO dan SO_2 , adalah tugas pemeliharaan pembangkit tenaga uap yang harus dilakukan dengan perawatan yang sama seperti penghematan energi. Seringkali kedua masalah tersebut saling terkait erat dan dapat diselesaikan bersama dengan banyak ekonomi jika mereka ditangani pada saat yang sama.

Seperti ditunjukkan dalam reaksi yang dijelaskan di atas, air selalu terbentuk melalui kombinasi hidrogen dan oksigen. Air mungkin dalam keadaan cair atau uap, sehingga dua nilai pemanasan yang berbeda (nilai kotor dan bersih, dinyatakan dengan nilai panas lebih tinggi dan lebih rendah) dipertimbangkan (lihat Bagian 2.2). Dalam aplikasi industri, limbah yang mengalir dari boiler masih pada suhu lebih dari 373,15 K (100 °C; 212 °F), sehingga air selalu dalam kondisi uap.

Jumlah teoritis udara yang dibutuhkan untuk pembakaran sempurna dapat dihitung sebagai berikut:

- Massa M_o (kg) oksigen yang meningkatkan pembakaran sempurna dari 1 kg bahan bakar padat atau cair ditentukan oleh komposisi mereka (terutama C%; H_o %; S%; O_2 %). Komposisi bahan mudah terbakar yang berbeda ditunjukkan pada Tabel 6.2;
- Volume oksigen terkait V_o sama dengan M_o dikalikan dengan volume spesifik oksigen dalam kondisi standar, yaitu:

$$V_o = M_o \times \frac{22.4}{\text{berat molekul oksigen}} = M_o \times \frac{22.4}{32} \left(\frac{Sm^3}{kg \text{ comb}} \right)$$

Dimana

22,4 m³ / kmol adalah volume standar 1 kmol gas apa pun pada 273,15 K (0 °C; 32 °F) dan 0.1 MPa (14.5 psi) 32 kg / kmol adalah berat molekul oksigen;

- Jumlah teoritis udara yang dibutuhkan untuk pembakaran sempurna 1 kg padatan atau cair, termasuk proporsi standar oksigen (21%) adalah :

$$V_{th} = \frac{100}{21} M_o \times \frac{22.4}{32} \left(\frac{Sm^3}{kg \text{ comb}} \right)$$

Prosedur yang sama dapat diterapkan pada gas yang mudah terbakar.

Perhatikan bahwa, secara praktis, jumlah udara yang dibutuhkan untuk memastikan pembakaran sempurna lebih tinggi dari pada secara teoritis. Jika nilai sebenarnya adalah V, rasio antara $(V - V_{th})$ dan V_{th} disebut udara berlebih. Biasanya dinyatakan sebagai persentase.

Nilai yang digunakan berkisar dari 10% hingga 100% tergantung pada jenis yang mudah terbakar (gas, cair, padat)

Nilai yang digunakan dari pembakaran udara adalah: 10.5-11,5 Sm^3 untuk pembakaran 1 gas alam Sm^3 ; 12–15 Sm^3 untuk pembakaran 1 kg minyak.

Tabel 6.2 Bahan padat, cair, dan gas yang mudah terbakar dan parameter pembakaran

				Volume Udara pembakaran			Pembuangan Uap Pada		
							273	493	523 K
Bahan Bakar	Massa Jenis	Nilai pembakaran Rendah	Oksigen Untuk Pembakaran	Nilai Teoritikal	Praktis udara berlebih	Nilai Praktik	0	220	250°C
							32	428	482 °F
Padat	Kg/m ³	kJ/kg	Sm ³	Sm ³	%	Sm ³	Sm ³	m ³	m ³
Pitch lignite	650	18,000	1.47	7	100.00	14	15	27.1	28.8
Batubara standar	700	29,300	1.26	6	80.00	11	12	21.7	22.9
Arang	750	31,400	1.89	9	80.00	16	17	30.7	32.6
Gas Coke	400	26,800	1.68	8	80.00	15	16	28.9	30.6
(Semua nilai disebut 1 kg mudah terbakar dengan nilai rata-rata C, H ₂ , S)									
Cair	Kg/m ³	kJ/kg	Sm ³	Sm ³	%	Sm ³	Sm ³	m ³	m ³
Minyak tanah	800	43,100	2.52	12	20.00	14.5	15	27.0	29
Gasoil	825	42,700	2.478	11.8	30.00	15.3	16.2	29.3	31
Bahan bakar minyak No.2	860	39,000	2.352	10.3	40.00	14.4	15	27	29
Bahan bakar minyak No.6	1,000	43,000	2.352	11.2	40.00	15.7	16.6	30.0	31.8
(Semua nilai disebut 1 kg mudah terbakar dengan nilai rata-rata C, H ₂ , S)									
Gas	Kg/m ³	kJ/kg	Sm ³	Sm ³	%	Sm ³	Sm ³	m ³	m ³
Natural gas	750	34,325	1.995	9.5	20.00	11.4	12.2	22.03	23.37
(Semua nilai disebut 1 Sm ³ mudah terbakar dengan nilai rata-rata C, H ₂ , S)									

6.3 Efisiensi Pembakaran

Efisiensi pembakaran biasanya dinyatakan sebagai perbandingan antara panas yang dihasilkan oleh reaksi pembakaran dengan input bahan bakar. Angka teoritis dari panas yang dijelaskan telah dinyatakan sebagai pemanasan

Nilai teoritis panas yang dihasilkan telah dinyatakan sebagai nilai kalor, nilai aktual mungkin lebih rendah karena kekurangan atau kelebihan oksigen di zona pembakaran. Untuk memastikan pembakaran sempurna, bahan bakar selalu dibakar melebihi udara dan oksigen.

Kelebihan udara menyebabkan kelebihan gas buang dari daerah pembakaran, sehingga hasilnya selalu lebih rendah dari nilai efisiensi pembakaran teoretis, panas dihabiskan untuk udara berlebih. Terlepas dari udara berlebih, gas buang selalu mengandung beberapa bahan bakar yang tidak terbakar dan karenanya efisiensi semakin berkurang.

Kerugian lainnya adalah karena panas yang dihabiskan untuk menguapkan dan memanaskan berlebih uap pada bahan bakar yang memasuki daerah pembakaran dan pada memanaskan uap yang berlebihan di udara pembakaran. Seperti yang ditunjukkan pada bagian. 6.2, uap juga berasal dari pembakaran hidrogen dalam bahan bakar, dan panas yang dihabiskan untuk menguap dan memanaskan ini merupakan kerugian tambahan.

Tabel 6.2 menunjukkan nilai-nilai parameter khusus yang memenuhi syarat pembakaran bahan bakar yang berbeda (nilai pemanasan, O_2 , udara berlebih, gas buang).

Kesimpulannya, efisiensi pembakaran dapat ditingkatkan dengan menjaga udara berlebih serta muatan yang mudah terbakar yang tidak terbakar serendah mungkin. Itu tampaknya bertentangan, tetapi dengan cara ini hasil yang bernilai dapat diperoleh dengan mengoptimalkan desain, operasi, dan pemeliharaan pembakar dan alat bantu terkait, serta peralatan kontrol pembakaran.

Kerugian pembakaran umumnya termasuk di antara kerugian pemanas, seperti yang dibahas dalam bagian. 6.7. Terlihat bahwa kontribusi utama terhadap kerugian ini adalah panas yang naik ke cerobong, yang berkaitan erat dengan kelebihan udara yang dibutuhkan oleh pembakaran dan suhu cairan yang dibutuhkan oleh pengguna.

6.4 Prinsip dasar Pembangkit Uap

Jika pemanas digunakan untuk menghasilkan uap, merupakan hal yang paling sering terjadi, panas yang dihasilkan oleh pembakaran harus dipindahkan ke air untuk memungkinkannya mencapai titik didih dan suhu yang lebih tinggi.

Ada beberapa fasa berturut-turut :

- Pemanas Air .

Panas yang diperlukan untuk memanaskan 1 kg air dari suhu referensi 273.15 K (0 °C; 32 °F) ke titik didih adalah entalpi (h_i) atau kandungan panas dari cairan. Entalpi meningkat dengan suhu cairan dan kemudian dengan tekanannya.

$$h_i = c \times (t - t_R)$$

dimana $c = \text{spesifikasi panas air} = 4.186 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}} = 1 \frac{\text{Btu}}{\text{lb} \times ^\circ\text{F}}$, titik didih suhu $t = (373.15 \text{ K}; 100 ^\circ\text{C}; 212 ^\circ\text{F})$, $t_R = \text{suhu referensi} (273.15 \text{ K}; 100 ^\circ\text{C}; 32 ^\circ\text{F})$.

Pada tekanan atmosfer di permukaan laut :

$$h_i = 418.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 180 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

Jika pemanasan dimulai pada suhu t_0 di atas $273,15 \text{ K} (0 ^\circ\text{C}; 32 ^\circ\text{F})$, panas yang dibutuhkan untuk mencapai titik didih berkurang sebagai berikut:

$$h_i = c \times (t - t_0)$$

Cairan juga dapat dipanaskan hingga lebih dari $373,15 \text{ K}$ jika tekanan di dalam rangkaian air dijaga lebih tinggi dari atmosfer.

- **Penguapan**

Ketika air mendidih dan uap mulai diproduksi, keduanya berada pada suhu yang sama, yaitu suhu saturasi yang hanya memiliki satu nilai untuk setiap tekanan didih. Selama fasa ini, suhu tetap konstan dan panas mengubah air menjadi uap. Panas ini adalah entalpi penguapan (h_v), yang berkurang dengan naiknya suhu dan tekanan.

Demikian :

$$\text{Entalpi dari uap saturasi} = h_i + h_v$$

Jika saturasi terjadi pada tekanan atmosfer, jumlah total panas yang ditambahkan untuk mengubah air pada $273,15 \text{ K} (0 ^\circ\text{C}; 32 ^\circ\text{F})$, menjadi 100% uap sama dengan :

$$\text{Entalpi dari uap saturasi} = 418.6 + 2,670.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 1,149 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

Ketika campuran cairan dan uap seimbang, bentuk cair merupakan cairan jenuh dan fasa uap adalah uap jenuh.

Campuran ini dapat diklasifikasikan dengan indeks kualitas x yang merupakan perbandingan antara massa uap yang ada dalam campuran dan massa total campuran itu sendiri.

Nilai indeks kualitas x berkisar dari nol hingga satu: pada kondisi cair jenuh $x = 0$, dan pada kondisi uap jenuh $x = 1$. Indeks kualitas sering dinyatakan dalam persentase.

- Untuk uap jenuh, nilai tipikal kisaran entalpi dari 2,670 hingga 2,770 kJ / kg (dari 1.148 hingga 1.191 Btu / lb).**

Untuk tekanan tertentu suhu tergantung pada panas yang ditambahkan yang disebut entalpi superheating (h_s). Pada tekanan tertentu, suhu apa pun di atas nilai saturasi dapat dicapai.

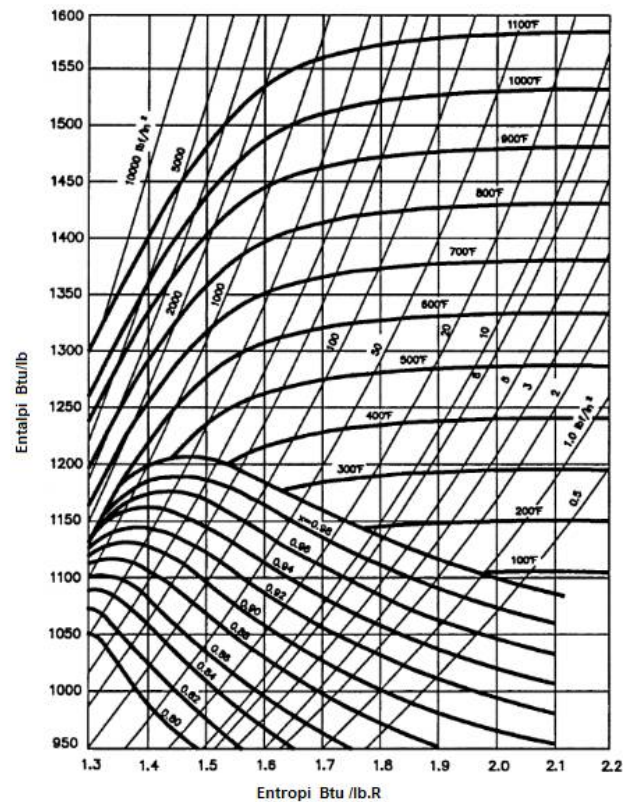
$$\text{Entalpi dari uap saturasi} = h_i + h_v + h_v$$

- Selama fasa ini, yang merupakan kebalikan dari fasa pemanasan maksimal dan penguapan, uap diubah menjadi air cair dengan ekstraksi panas. Pada tekanan tertentu, suhu uap super panas menurun hingga suhu saturasi tercapai; kemudian, air dan uap cair tetap pada suhu konstan sampai 100% air cair diproduksi. Suhu tergantung pada tekanan.

65

6.5 Boiler Industri

Boiler dapat dianggap sebagai wadah di mana air atau cairan lainnya dimasukkan dan dipanaskan terus menerus oleh panas yang dilepaskan selama pembakaran. Lebih sering air menguap terus menerus menjadi uap dan kondisi fluida kemudian berubah.



Gambar 6.2 Diagram entropi entalpi untuk air (Diagram Mollier — unit bahasa Inggris)

Boiler industri dapat diklasifikasikan sebagai watertube atau firetube tergantung pada posisi gas pembakaran panas sehubungan dengan fluida yang dipanaskan (air, minyak). Minyak dapat digunakan sebagai media pemanas baik untuk membawa energi panas langsung ke pengguna akhir dan untuk menghasilkan uap melalui penukar panas yang bertindak sebagai evaporator di dalam atau di luar pabrik boiler. Boiler yang memulihkan panas laten dari uap air dalam cerobong gas buang adalah disebut boiler kondensasi (lihat juga Bagian 6.8)

Tabel 6.3 Sifat utama air jenuh (cairan-uap)

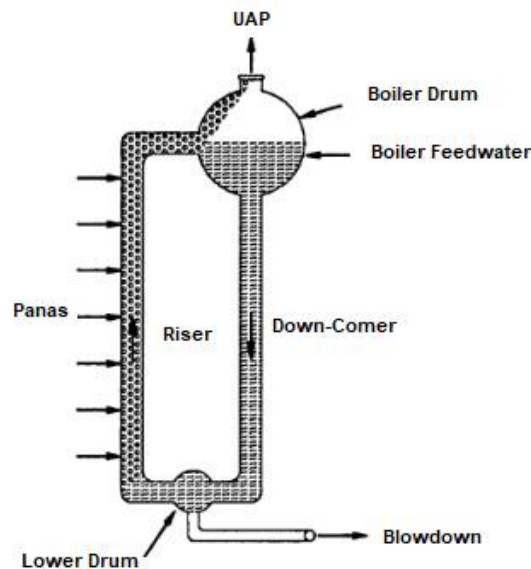
			Tekanan absolut		Spesifikasi Volume (m ³ /1000 kg)		Entalpi (kJ/kg)		
K	°C	°F	MPa	psi	Saturasi Cair	Saturasi Uap	Saturasi Cair	Penguapan	Saturasi Uap
273.16	0.01	32.018	0.000611	0.0886	1.0002	206,136	0.01	2,501.3	2,501.4
283.15	10	50	0.001228	0.1781	1.0004	106,379	42.01	2,477.7	2,519.8
293.15	20	68	0.002339	0.3392	1.0018	57,791	83.96	2,454.1	2,538.1
303.15	30	86	0.004246	0.6158	1.0043	32,894	125.79	2,430.5	2,556.3
313.15	40	104	0.007384	1.071	1.0078	19,523	167.57	2,406.7	2,574.3
323.15	50	122	0.01235	1.791	1.0121	12,032	209.33	2,382.7	2,592.1
333.15	60	140	0.01994	2.892	1.0172	7,671	251.13	2,358.5	2,609.6
343.15	70	158	0.03119	4.524	1.0228	5,042	292.98	2,333.8	2,626.8
353.15	80	176	0.04739	6.873	1.0291	3,407	334.91	2,308.8	2,643.7
363.15	90	194	0.07014	10.17	1.0360	2,361	376.92	2,283.2	2,660.1
373.15	100	212	0.1014	14,71	1.0435	1,673	419.04	2,257.0	2,676.1
393.15	120	248	0.1985	28.79	1.0603	891.9	503.71	2,202.6	2,706.3
413.15	140	284	0.3613	52.40	1.0797	508.9	589.13	2,144.7	2,733.9
433.15	160	320	0.6178	89.60	1.1020	307.1	675.55	2,082.6	2,758.1
453.15	180	356	1.002	145.3	1.1274	194.1	763.22	2,015.0	2,778.2
473.15	200	392	1.554	225.4	1.1565	127.4	852.45	1,940.7	2,793.2
493.15	220	428	2.318	336.2	1.1900	86.19	943.62	1,858.5	2,802.1
513.15	240	464	3.344	485.0	1.2291	59.76	1,037.3	1,766.5	2,803.8
533.15	260	500	4.688	679.9	1.2755	42.21	1,134.4	1,662.5	2,796.6
553.15	280	536	6.412	929.9	1.3321	30.17	1,236.0	1,543.6	2,779.6
573.15	300	572	8.581	1,244.5	1.4036	21.67	1,344.0	1,404.9	2,749.0
593.15	320	608	11.27	1,634.5	1.4988	15.49	1,461.5	1,238.6	2,700.1
613.15	340	644	14.59	2,116.0	1.6379	10.80	1,594.2	1,027.9	2,622.0
633.15	360	680	18.65	2,704.9	1.8925	6.945	1,760.5	720.5	2,481.0



647.29	374.14	705.452	22.09	3,203.8	3.155	3.155	2,099.3	0	2,099.3
--------	--------	---------	-------	---------	-------	-------	---------	---	---------

Temperatur			Volume Spesifik	Entalpi	Temperatur			Volume Spesifik	
K	°C	°F	$m^3/1000 \times kg$	kJ/kg	K	°C	°F	$m^3/1000 \times kg$	
$p = 0.1 \text{ MPa} = 14.5 \text{ psi}$					$p = 0.5 \text{ MPa} = 72.5 \text{ psi}$				
$T_{sat} = 99.6 \text{ °C} = 211.33 \text{ °F}$					$T_{sat} = 151.863 \text{ °C} = 305.35 \text{ °F}$				
372.78	99.63	211.334	1,694	2,675.5	425.013	151.863	305.3534	374.9	2,748.7
373.15	100	212	1,696	2,676.2	473.15	200	392	424.9	2,855.4
433.15	160	320	1,984	2,796.2	673.15	400	752	617.3	3,271.9
593.15	320	608	2,732	3,114.6	773.15	500	932	710.9	3,483.9
673.15	400	752	3,103	3,278.2	873.15	600	1,112	804.1	3,701.7
773.15	500	932	3,565	3,488.1	973.15	700	1,292	896.9	3,925.9
$p = 1 \text{ MPa} = 145 \text{ psi}$					$p = 2 \text{ MPa} = 290 \text{ psi}$				
$T_{sat} = 179.91 \text{ °C} = 355.84 \text{ °F}$					$T_{sat} = 212.42 \text{ °C} = 414.36 \text{ °F}$				
453.06	179.91	355.838	194.4	2,778.1	485.57	212.42	414.356	99.6	2,799.5
473.15	200	392	206.0	2,827.9	513.15	240	464	108.5	2,876.5
593.15	320	608	267.8	3,093.9	593.15	320	608	130.8	3,069.5
673.15	400	752	306.6	3,263.9	673.15	400	752	151.2	3,247.6
773.15	500	932	354.1	3,478.5	773.15	500	932	175.7	3,467.6
873.15	600	1,112	401.1	3,697.9	873.15	600	1,112	199.6	3,690.1
$p = 4 \text{ MPa} = 580 \text{ psi}$					$p = 8 \text{ MPa} = 1160 \text{ psi}$				
$T_{sat} = 250.4 \text{ °C} = 482.72 \text{ °F}$					$T_{sat} = 295.06 \text{ °C} = 563.1 \text{ °F}$				
523.55	250.4	482.72	49.78	2,801.4	568.21	295.06	563.108	23.52	2,758.0
553.15	280	536	55.46	2,901.8	533.15	320	608	26.82	2,877.2
673.15	400	752	73.41	3,213.6	673.15	400	752	34.32	3,138.3
773.15	500	932	86.43	3,445.3	753.15	480	896	40.34	3,348.4
873.15	600	1,112	98.85	3,674.4	873.15	600	1,112	48.45	3,642.0
973.15	700	1,292	111.0	3,905.9	973.15	700	1,292	54.81	3,882.4
$p = 0.1 \text{ MPa} = 14.5 \text{ psi}$					$p = 32 \text{ MPa} = 4641 \text{ psi}$				
$T_{sat} = 99.6 \text{ °C} = 211.33 \text{ °F}$					$T_{sat} = 400 \text{ °C} = 752 \text{ °F}$				
640.59	347.44	657.392	9.31	2,580.6	673.15	400	752	2.36	2,055.9
633.15	360	680	11.05	2,715.8	793.15	520	968	8.53	3,133.7
673.15	400	752	14.26	2,947.6	873.15	600	1,112	10.61	3,424.6
753.15	480	896	18.42	3,234.4	973.15	700	1,292	12.73	3,732.8
873.15	600	1,112	23.23	3,573.5	1,073.15	800	1,472	14.60	4,015.1
973.15	700	1,292	28.08	3,833.9	1,173.15	900	1,652	16.33	4,285.1

Boiler yang disebut unfired seperti boiler pemulihan panas dan listrik atau boiler elektroda, juga dapat dipasang, tergantung pada faktor teknis dan ekonomi, untuk mentransfer energi termal ke pengguna akhir tanpa pembakaran di dalam boiler itu sendiri



Gambar 6.3 Rangkaian dasar pipa air Boiler

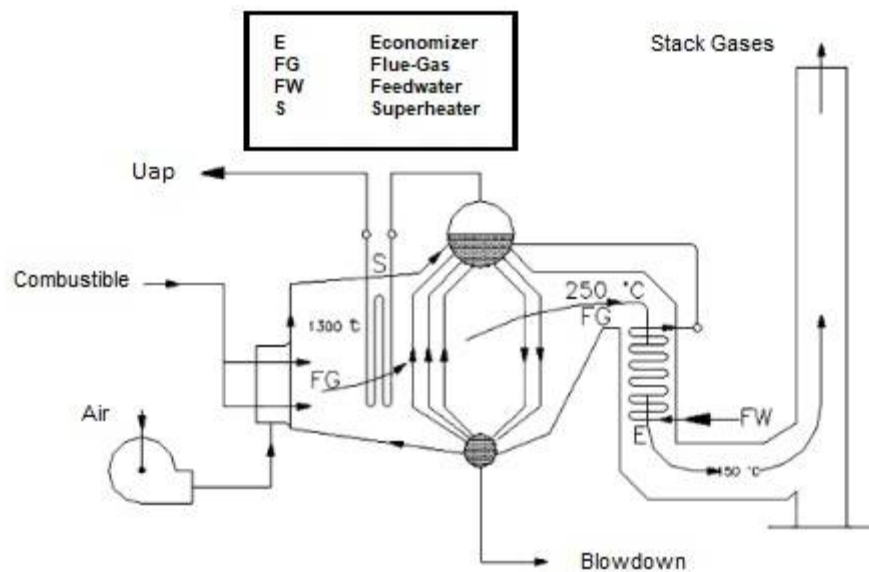
6.5.1 Uap Boiler Pipa Air

Dalam pipa air, boiler air bersirkulasi di dalam tabung dan mengeluarkan gas ke luar. Prinsip dasar ditunjukkan dalam diagram sirkuit pada Gambar 6.3. Sirkulasi air umumnya disebabkan oleh perbedaan kerapatan antara campuran air panas dan uap yang terbentuk di sisi sirkuit yang dipanaskan, umumnya disebut riser, dan air pendingin di sisi yang tidak dipanaskan. Di dalam drum, ditempatkan di bagian atas sirkuit, uap dilepaskan. Dalam kondisi operasi normal, air mengalir terus-menerus dari drum melalui downcomer air dingin dan naik riser ke drum di mana uap dilepaskan. Boiler industri memiliki banyak sirkuit riser paralel yang membawa campuran uap dan air dan beberapa sudut yang lebih besar membentuk sebuah loop.

Pipa air, seperti boiler industri lainnya, dapat diklasifikasikan berdasarkan bentuk dan pengaturan tabung (horizontal, miring, dll.), Dengan jumlah drum, kapasitas, atau tekanan.

Unit pipa air biasanya memiliki kapasitas antara 5 t uap per jam hingga seratus atau lebih dan mereka mampu menghasilkan uap tekanan tinggi.

Elemen dasar dan tambahan dari boiler watertube ditunjukkan pada Gambar 6.4. Poin-poin berikut dapat ditekankan:

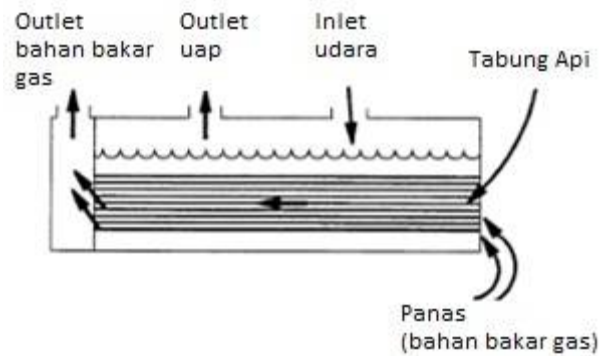


Gambar 6.4 Peralatan dasar dan tambahan untuk boiler watertube

- Di ruang bakar bahan bakar dimasukkan dan dibakar, sementara udara berlebih disiapkan melalui kipas, jika diperlukan. Pertukaran panas diperoleh dengan iradiasi. Dalam fasa ini, di mana campuran air dan uap mengalir melalui tabung, pertukaran panas berjumlah 35-40% dari total panas yang ditukar di dalam boiler;
- Pada bagian konvektif, 40–60% dari total panas yang ditukar di dalam boiler ditukar dengan konveksi. Bagian ini adalah bagian utama dari permukaan pertukaran;
- Superheater (opsional) digunakan untuk menghasilkan uap super panas. Panas ditukar dengan konveksi dan iradiasi dan jumlah panasnya kira-kira 20–30% dari total panas yang ditukar di dalam boiler;
- Economizer (opsional) digunakan untuk memanaskan air umpan dingin. Pertukaran ini terutama dengan konveksi dengan gas buang pada suhu mulai dari 673 K hingga 523 K (400–250 C; 752–482 F). Itu membuat sekitar 5% dari total panas yang ditukar di dalam boiler;
- Pemanasan awal dari udara pembakaran (opsional) memanaskan terlebih dahulu udara pembakaran yang bertukar panas suhu rendah melalui tumpukan.

Perhatikan itu:

- Sirkulasi air umumnya dipicu oleh perbedaan variasi kepadatan antara air umpan dingin dan campuran air panas dan uap di riser;
- Kecepatan tinggi campuran di dalam tabung boiler harus dipertahankan untuk meningkatkan pertukaran panas. Dalam beberapa aplikasi sirkulasi paksa digunakan, terutama untuk boiler bertekanan tinggi (tekanan lebih tinggi dari 15 MPa, 2.175 psi)



Gambar 6.5 Rangkaian dasar boiler *Firetube*

dan untuk boiler penguapan instan. Yang terakhir ini menjadi sesuai ketika beban memerlukan puncak steam yang tidak kontinu, umumnya kurang dari 1-3 t / jam;

- Sirkulasi gas buang panas diinduksi dengan menciptakan depresi di dalam ruang bakar dengan kipas aspirasi atau tekanan berlebih dengan kipas inflasi (boiler bertekanan).

6.5.2 Boiler Uap *Firetube*

Dalam boiler *firetube*, gas buang mengalir di dalam tabung dan air berada di luar di shell. Mereka biasanya tersedia dengan kapasitas kurang dari 20 ton uap per jam dan untuk tekanan di bawah 1,5 MPa (217,5 psi).

Elemen dasar dan tambahan dari boiler *firetube* ditunjukkan pada Gambar 6.5. Perhatikan bahwa gas membuat beberapa lintasan, umumnya dari 2 menjadi 4, untuk menambah luas permukaan terkena gas panas dan untuk mendistribusikan pembentukan uap lebih seragam di seluruh massa air di dalam cangkang. Keuntungan utama dari boiler *firetube* meliputi, kemampuan untuk memenuhi perubahan beban yang besar dan tiba-tiba dengan cepat karena sejumlah besar air pada suhu saturasi di dalam shell, biaya modal rendah, dan biaya perawatan yang rendah. Kelemahannya adalah inersia termal yang memperpanjang operasi *startup* dan *shutdown* dan ketidakmampuan yang melekat pada *superheat*.

6.5.3 Boiler Recovery Panas

Boiler pemulihan panas termasuk dalam kelas yang disebut boiler industri *unfired* dan cocok untuk pabrik di mana aliran proses menghasilkan gas suhu tinggi yang dapat digunakan untuk menghasilkan uap atau air panas. Pasokan gas yang andal di 573 – Diperlukan 673 °K (300–400 °C; 572–752 °F) atau lebih tinggi. Tentu saja, suhu fluida dapat dinaikkan, jika perlu, dengan membakar bahan bakar di sistem pemulihan panas atau di luar. Dalam kedua kasus, produk pembakaran dari pembakar pembantu umumnya dicampur dengan gas panas sebelum memasuki bagian konvektif boiler; jika gas mengandung cukup oksigen, seperti halnya knalpot turbin gas, pembakar bantu beroperasi langsung dalam aliran gas.

Watertube dan *firetube* digunakan sebagai boiler pemulihan panas. *Boiler Firetube* cocok untuk knalpot bertekanan rendah dari mesin diesel, kiln, tungku, dll. Dan untuk boiler berkapasitas rendah dengan kapasitas kurang dari 20 ton uap per jam.

Watertube dapat dirancang untuk hampir semua tekanan dan suhu uap jenuh atau super panas dan untuk kapasitas apa pun yang diperlukan. Sirkulasi alami atau paksa dapat digunakan seperti pada unit konvensional. *Boertube Watertube* umumnya lebih efisien daripada boiler *firetube* dalam kondisi yang sama.

Dengan boiler pemulihan panas, perhatian harus diberikan pada perbedaan antara suhu gas buang di outlet boiler dan suhu uap jenuh: diferensial kecil memaksimalkan pemulihan panas, tetapi membutuhkan area perpindahan panas yang lebih besar dan akibatnya biaya modal yang lebih tinggi.

6.5.4 Boiler Elektrik/Elektroda

Boiler yang dialiri listrik untuk menghasilkan uap atau air panas meliputi dua tipe dasar: (1) unit resistansi di mana arus listrik mengalir melalui resistor yang terendam dalam air di dalam tabung pelindung; (2) unit elektroda di mana dua elektroda terendam dalam air dan arus listrik mengalir melalui air yang memiliki resistansi tersendiri. Dalam hal ini kontrol konduktivitas air adalah salah satu kunci utama untuk operasi yang baik dan aman.

Unit resistensi umumnya dirancang untuk sistem kecil, baik air panas pada suhu rendah dan uap pada tekanan rendah.

Boiler elektroda dapat dibagi menjadi dua kelompok, tergantung pada voltase: tipe tegangan rendah yang beroperasi pada 600 V atau lebih rendah dengan output maksimum beberapa megawatt dan tipe tegangan menengah yang beroperasi pada 10-20 kV dengan output maksimum 50 MW .

Kedua kelompok elektroda terendam tersedia dengan di mana daya output dikontrol dengan menggerakkan pelindung isolasi atau dengan menyesuaikan tingkat perendaman elektroda. Untuk kelompok tegangan menengah, unit semprot-elektroda tersedia di mana daya keluaran diatur dengan memvariasikan jumlah air yang disemprotkan pada elektroda.

Banyak faktor seperti tidak adanya emisi, persyaratan ruang minimal, perawatan sederhana, dan biaya yang relatif rendah dapat berkontribusi pada daya tarik boiler ini, tetapi biaya listrik tetap menjadi faktor utama yang mengatur pilihan.

Ketersediaan tenaga listrik juga harus diperhitungkan karena daya yang dibutuhkan relatif tinggi, dibandingkan dengan yang dibutuhkan oleh seluruh lokasi (kira-kira 1 t uap per jam sesuai dengan daya listrik 0,8 MW).

6.5.5 Boiler Minyak

Minyak dan cairan organik lainnya dapat digunakan sebagai media pemanas untuk mentransfer energi panas ke pengguna akhir untuk tuntutan proses tertentu (pengepres,

pengering, oven, dll.). Uap juga dapat dihasilkan di luar ketel dengan menggunakan penukar uap minyak / air panas.

Sirkulasi oli paksa dilakukan oleh pompa yang digerakkan listrik di dalam tabung saat gas buang berada di luar. Daya listrik pompa dan konsumsi energi terkait adalah relevan, meskipun tidak termasuk dalam perhitungan efisiensi boiler (lihat Bagian 6.7).

Perawatan harus diambil untuk membatasi puncak suhu di seluruh sirkuit, khususnya jika ada pemadaman listrik dan pompa dimatikan. Suhu maksimum cairan medium pemanas kira-kira 573-623 °K (300-350 °C; 572-662 °F). Steam, biasanya pada tekanan rendah, diproduksi oleh penukar panas di luar boiler itu sendiri.

Peraturan lokal dapat menerima untuk sistem ini tingkat kontrol yang lebih rendah, baik untuk personel maupun instrumentasi, karena tidak ada kontak langsung antara nyala api dan peralatan bertekanan.

6.6 Parameter Teknis Boiler Uap Industri

Parameter utama yang digunakan untuk memenuhi kualifikasi boiler industri adalah sebagai berikut: Jenis bahan bakar dan konsumsi terukur per jam;

- Suhu air umpan dingin dan kondensat;
- Temperatur udara pembakaran;
- Aliran uap dinyatakan dalam kg/jam atau t/jam;
- Tekanan uap keluaran;
- Suhu uap jenuh atau super panas;
- Suhu gas buang dari tumpukan;
- Desain tekanan yang harus ditentang oleh semua bagian boiler. Nilai ini umumnya 10% lebih tinggi dari tekanan uap;
- Keluaran yang berguna (umumnya dalam bentuk uap atau air panas) dinyatakan dalam kW (atau praktis t / jam uap).

Oleh karena itu:

$$\text{Hasil output (kW)} = m \times (n - h_0)$$

di mana m = laju aliran steam dalam kg /s, h = entalpi dari output steam dalam kJ / kg, h_0 = entalpi air input atau kondensat dalam kJ / kg.

Efisiensi boiler dinyatakan sebagai rasio antara output yang bekerja (yaitu, panas dalam uap) dan input panas dalam bahan bakar, berdasarkan pada Nilai Pemanasan Tinggi atau Rendah, tergantung pada standar lokal (HHV di AS, LHV di banyak negara Eropa). Prosedur perhitungan efisiensi dijelaskan dalam bagian. 6.7.

Jumlah uap keluaran yang dihasilkan oleh unit bahan bakar input dalam kondisi pengoperasian

Nilai khusus ($h - h_0$) untuk keluaran uap jenuh adalah 2.300–2.600 kJ / kg (989–1.178 Btu/lb).

Perhatikan bahwa evaluasi yang sama harus dilakukan untuk air panas atau boiler minyak perantara;

- Kapasitas spesifik didefinisikan sebagai rasio antara keluaran yang berguna dan area perpindahan panas. Ini dinyatakan dalam kW/m² atau kg *steam* /m² h.

6.7 Kerugian dan Efisiensi Boiler

Efisiensi boiler dapat didefinisikan sebagai rasio antara input yang bekerja dengan input panas pada bahan bakar. Tergantung pada penggunaan lokal, yang terakhir dapat berupa Nilai Pemanasan Tinggi atau Lebih Rendah.

Penghitungan efisiensi yang tepat membutuhkan definisi batas boiler yang memisahkan elemen-elemen yang dianggap bagian dari boiler dari yang tidak termasuk. Peralatan umumnya dianggap di luar batas ketika membutuhkan sumber energi luar (panas atau listrik) atau ketika pertukaran panas tidak dikembalikan ke sistem pembangkit boiler. Tentu saja, efisiensi boiler lebih rendah daripada efisiensi pembakaran (lihat Bagian 6.3), terutama karena kehilangan panas tambahan dari permukaan boiler eksterior melalui insulasi, umumnya disebut kerugian radiasi.

Definisi yang lebih luas tentang efisiensi pembangkit boiler, daripada boiler tunggal, dapat memperhitungkan semua jenis konsumsi dan pemulihan energi, yang tidak dipertimbangkan untuk efisiensi boiler itu sendiri.

Dua prosedur dasar untuk menghitung efisiensi dibahas di sini:

1. Input – output atau metode langsung;
2. Kerugian panas atau metode tidak langsung.

Tentu saja, kedua metode ini akan memberikan hasil yang sama jika semua data yang dibutuhkan dapat diukur tanpa kesalahan signifikan.

Perhatikan bahwa efisiensi umumnya didefinisikan sesuai dengan aturan nasional yang menjadi acuan, jadi perhatian khusus harus diberikan pada input bahan bakar panas, diambil sebagai HHV (terutama di AS) atau LHV (terutama di Eropa).

6.7.1 Metode input output

$$\begin{aligned}\text{Efisiensi (\%)} &= \left(\frac{\text{output}}{\text{input}} \right) \times 100 \\ &= \left(\frac{\text{output yang berguna atau panas yang diserap oleh cairan}}{\text{input panas dalam bahan bakar}} \right) \times 100\end{aligned}$$

Metode ini, juga disebut metode langsung, membutuhkan pengukuran langsung dari kedua energi input, yaitu, laju aliran bahan bakar, dan energi keluaran yang berguna. Untuk mengukur

Harus ditunjukkan bahwa pemilihan input panas sama dengan Nilai Pemanasan Tinggi atau Lebih Rendah menentukan perbedaan besar dalam nilai efisiensi terkait. Jika rasio antara HHV dan LHV, yang kira-kira sama dengan 1,12 untuk gas alam dan 1,065 untuk minyak, disebut α dan daya keluaran boiler memiliki nilai yang sama, rasio antara kedua nilai efisiensinya adalah:

$$\frac{\text{Efisiensi (\% HHV referensi)}}{\text{Efisiensi (\% LHV referensi)}} = \frac{1}{\alpha} = \frac{\text{LHV}}{\text{HHV}} = \begin{cases} 0.893 \text{ (untuk gas alam)} \\ 0.939 \text{ (untuk minyak/oli)} \end{cases}$$

energi output, perlu untuk mengukur suhu, tekanan, dan laju aliran uap yang dihasilkan dan air umpan boiler.

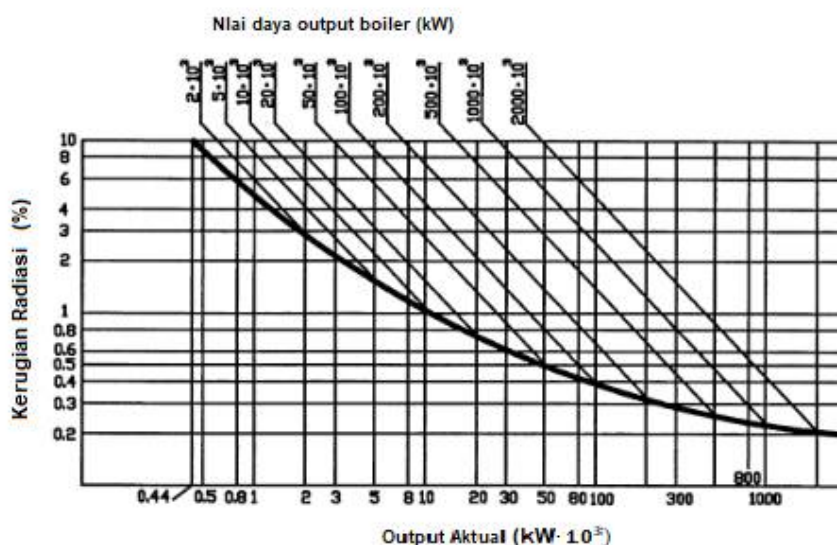
Kesulitan dalam melakukan pengukuran ini, kurangnya instrumentasi di sebagian besar pembangkit boiler industri, dan kemungkinan kesalahan signifikan membuat penggunaan metode ini dalam skala besar menjadi tidak praktis.

6.7.2 Metode kerugian panas

$$\text{Efisiensi (\%)} = 100 - \left(\frac{\text{kerugian}}{\text{input panas dalam bahan bakar}} \right) \times 100$$

Kerugian ini terutama adalah kerugian pembakaran yang sudah dibahas dalam bagian. 6.3. Hal ini dijelaskan di bawah ini dengan beberapa komentar tentang sumbernya:

- Limbah panas naik ke tumpukan. Bagian terbesar adalah panas yang dibawa oleh gas buang kering (panas yang masuk akal). Bagian lain dari tumpukan susut adalah hilangnya kelembaban (panas laten), yaitu panas yang digunakan untuk menguapkan dan uap air yang terlalu panas yang dihasilkan dari pembakaran hidrogen dalam bahan bakar (ini harus dipertimbangkan hanya jika Tinggi



Gambar 6.6 Contoh grafik kerugian radiasi (setiap kurva sesuai dengan nilai daya pengenalan boiler)

Nilai pemanasan diasumsikan sebagai input panas dalam bahan bakar), kelembaban udara pembakaran, dan air yang terkandung dalam bahan bakar. Boiler industri yang tidak dilengkapi dengan peralatan pemulihan panas limbah seperti preheater udara atau economizers memiliki kerugian gas buang yang sangat besar karena suhu gas tumpukan yang tinggi (473–573 K; 200–300 °C; 392–572 °F);

- Kerugian karena pembakaran tidak sempurna. Ini terutama terdiri dari mudah terbakar bahan dalam gas buang seperti karbon monoksida, hidrogen, dan hidrokarbon. Selain itu, sampah dapat mengandung bahan bakar padat yang tidak terbakar dan bahan bakar padat lainnya;
- Kerugian radiasi melalui permukaan luar boiler. Perkiraan evaluasi kerugian ini dengan grafik yang dikembangkan oleh ABMA (*American Boiler Manufacturers Association*) atau yang serupa ditunjukkan pada Gambar 6.6.
Kerugian tambahan.
- Metode tidak langsung didasarkan pada penentuan kerugian yang disebutkan di atas, dengan pertama-tama mengevaluasi sendiri kehilangan panas per unit bahan bakar dan kemudian mengonversi nilai-nilai ini menjadi persentase kehilangan dengan menggunakan Nilai Pemanasan (Lebih Tinggi atau Lebih Rendah).

Limbah panas yang naik tumpukan dievaluasi sebagai jumlah dari tiga komponen:

1. Kehilangan panas (panas yang masuk akal) karena gas kering sama dengan kilogram gas kering per kilogram bahan bakar dikalikan dengan panas spesifik dari gas pembakaran (kira-kira 1 kJ / kg K atau 0,24 Btu / lb F) dikalikan dengan perbedaan suhu antara gas keluar tumpukan (t_s) dan udara masuk untuk pembakaran (t_a) Suhu keluar tumpukan t_s terkait erat dengan suhu peralatan pemulihan seperti economizers dan preheaters udara;
2. Kehilangan uap air karena air yang terkandung dalam bahan bakar sama dengan kilogram air per kilogram bahan bakar dikalikan dengan perbedaan entalpi antara campuran uap air dalam tumpukan gas keluar dan air pada suhu sekitar;
3. Kerugian kelembaban karena pembakaran hidrogen dalam bahan bakar sama dengan fraksi berat hidrogen dalam bahan bakar dikalikan dengan 9 (sebagaimana dinyatakan dalam Bagian 6.1 di mana ditunjukkan bahwa pembakaran 1 kg hidrogen menghasilkan 9 kg air cair) dikalikan dengan perbedaan entalpi antara campuran uap air dalam tumpukan dan air cair pada suhu sekitar. Kehilangan ini dianggap hanya jika Nilai Pemanasan Tinggi diasumsikan sebagai input panas dalam bahan bakar. Kerugian karena pembakaran yang tidak lengkap sepenuhnya dikaitkan dengan CO dalam gas tumpukan dan mudah terbakar dalam sampah. Dalam kasus terakhir mereka dievaluasi sebagai kilogram sampah kering per kilogram bahan bakar dikalikan dengan nilai kalor dari menolak ditentukan oleh tes laboratorium.

Kerugian radiasi diperkirakan dengan mengacu pada ABMA yang disebutkan di atas grafik atau grafik setara. Kerugian tambahan, umumnya berkisar antara 0,5 dan 1,5%,

diperkenalkan untuk memperhitungkan kerugian yang diabaikan dalam perhitungan metode tidak langsung.

Solusi grafis dikembangkan dengan menggunakan prosedur yang disebutkan di atas atau yang serupa untuk memperkirakan kehilangan gas tumpukan (kehilangan gas buang kering; semua kehilangan kelembaban bersama-sama) dan kerugian karena pembakaran yang tidak lengkap.

Metode ke panas memerlukan pengukuran parameter gas buang cerobong (suhu; O_2 atau CO_2 dan konsentrasi CO % berdasarkan volume atau sebagai ppm) dan suhu udara pembakaran.

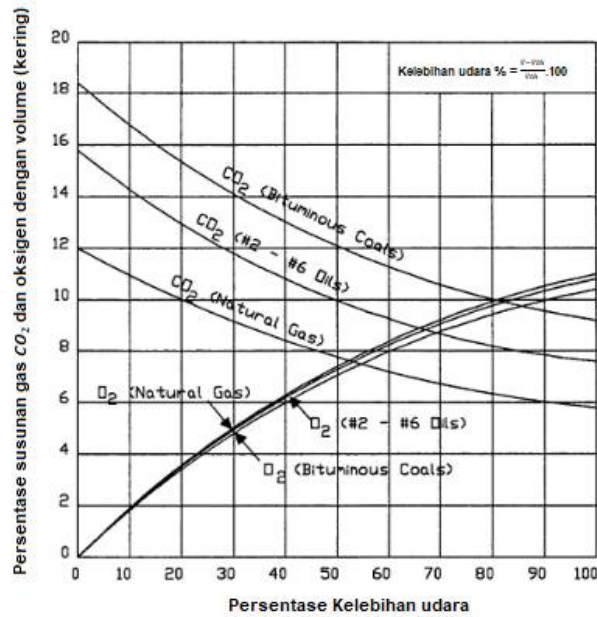
Pengukuran O_2 umumnya lebih disukai daripada CO_2 karena instrumentasi sederhana mencapai akurasi yang sama. Alat analisis portabel tersedia untuk pengukuran O_2 dan CO_2 .

Karbon monoksida umumnya diukur dengan cara menyerap bahan kimia genggam penganalisa (Orsat atau penganalisa serupa) dan panjang detektor noda. Opacity tumpukan atau kepadatan asap diasumsikan sebagai indeks kondisi pembakaran. Ini dapat diukur dengan menggunakan kertas saring pompa tangan atau tester serupa di mana warna yang diasumsikan oleh kertas dibandingkan dengan skala standar. Secara umum, indeks 0 berarti tidak ada opacity. Rentang nilai optimal antara 0 dan 3 (indeks Bacharach).

Hubungan antara kelebihan udara dan konsentrasi gas stack O_2 dan CO_2 untuk bahan bakar yang berbeda ditunjukkan pada Gambar. 6.7.

Gambar 6.8 menunjukkan hubungan khas antara total kehilangan gas stack dan suhu stack untuk nilai yang berbeda dari kelebihan stack O_2 dan untuk bahan bakar tertentu (gas alam dalam kasus ini). Perhatikan bahwa suhu tumpukan meningkat dengan kelebihan O_2 karena pembakaran sempurna tercapai. Kurva serupa tersedia untuk bahan bakar yang berbeda. Gambar 6.9 menunjukkan hubungan antara kerugian akibat bahan bakar yang tidak mudah terbakar dan tumpukan kelebihan O_2 untuk nilai emisi CO yang berbeda. Set nilai yang mengacu pada Nilai Pemanasan Rendah dan Tinggi dilaporkan.

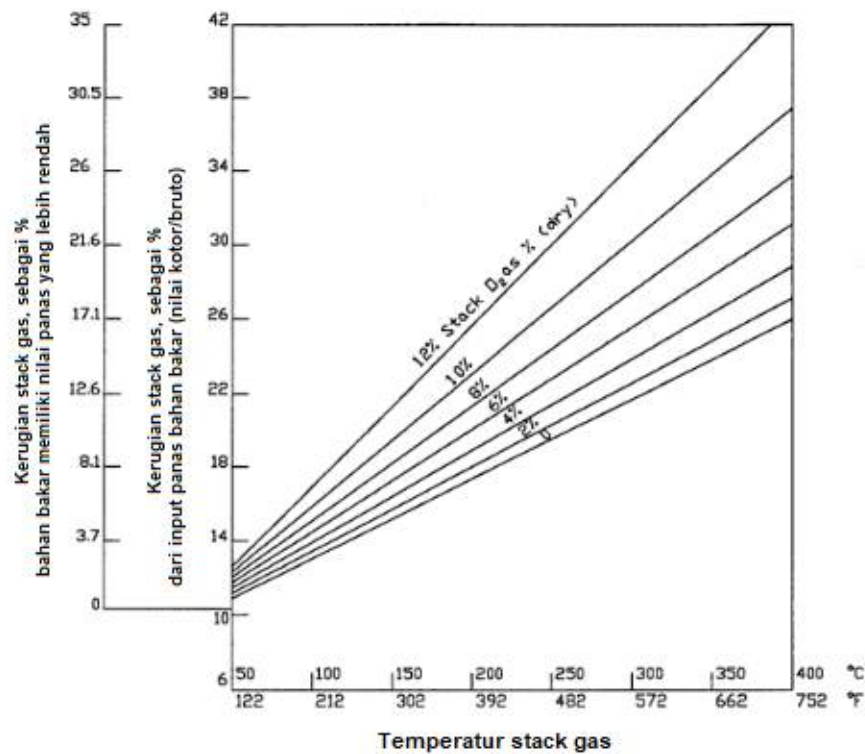
Metode lain, berdasarkan evaluasi total susut susut dan susut tak terbakar melalui kurva dan koefisien standar yang banyak digunakan:



Gambar 6.7. Hubungan khusus antara konsentrasi gas tumpukan CO_2 (%) dan O_2 (%) dan kelebihan udara (%)

- Total pengurangan gas yang hilang $\% = K_s \times \frac{t_s - t_a}{CO_2\%}$ di mana K_s disebut koefisien Hassenstein (lihat Tabel 6.5 di mana hanya Nilai Pemanasan Rendah yang dianggap sebagai referensi), t_s adalah temperatur gas tumpukan dan t_a adalah suhu sekitar (nilai khas $CO_2\%$ kurang dari 10%). Formula ini dapat diterima jika mudah terbakar dijaga agar tetap rendah;
- Kerugian untuk pembakaran $\% = K_c \times \frac{CO\%}{CO_2\% + CO\%}$ yang tidak terbakar di mana K_c sama dengan 50,5 untuk bahan bakar minyak, 37,9 untuk gas alam, 59 untuk batu bara jika Nilai Pemanasan Rendah diasumsikan sebagai referensi (nilai khas $CO\%$ kurang dari 0,1%). Contoh evaluasi diberikan dalam bagian. 6.12.

Pada Gambar 6.10, parameter pembakaran utama dikorelasikan oleh satu set kurva yang disebut segitiga Ostwald. Khususnya, jika $CO_2\%$ dan O_2 diketahui, adalah mungkin untuk memeriksa apakah pembakaran telah selesai dan jika tidak, untuk menentukan $CO\%$. Kalau tidak, jika hanya $CO_2\%$ atau O_2 yang diketahui, dengan memperkenalkan $CO\%$ (diukur atau diperkirakan), dimungkinkan untuk menentukan yang lain. Kumpulan kurva korelasi lain juga ada untuk digunakan sesuai dengan praktik setempat.



Gambar 6.8 Temperatur *stack* (tumpukan) gas (gas alam)

Bergantung pada input panas sebagai bahan bakar, baik Nilai Pemanasan Tinggi atau Lebih Rendah, persentase kerugian adalah sebagai berikut:

Total kerugian (sebagai % dari tinggi Nilai Pemanasan) = Total kerugian (sebagai % dari nilai pemanasan rendah) / $\alpha + 100 \times (\alpha - 1) / \alpha$

Untuk gas alam, rasio $\alpha = 1.12$; jadi

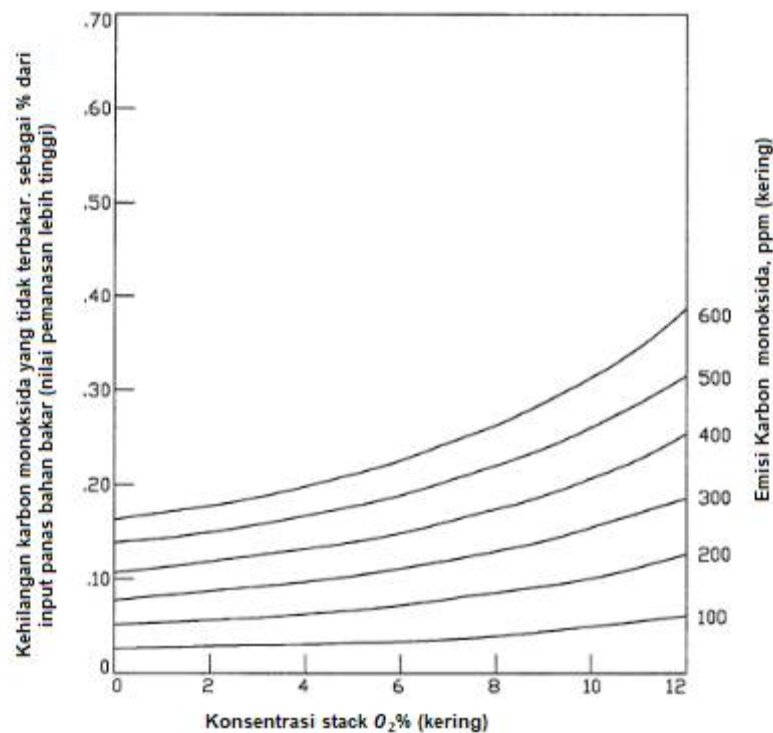
total kerugian (sebagai % dari Nilai Pemanasan Tinggi)

= total kerugian (sebagai% dari Nilai Pemanasan Rendah) / 1.12 + 10.7

Untuk rasio bahan bakar minyak $\alpha = 1.065$; jadi

total kerugian(sebagai% dari Nilai Pemanasan Tinggi)

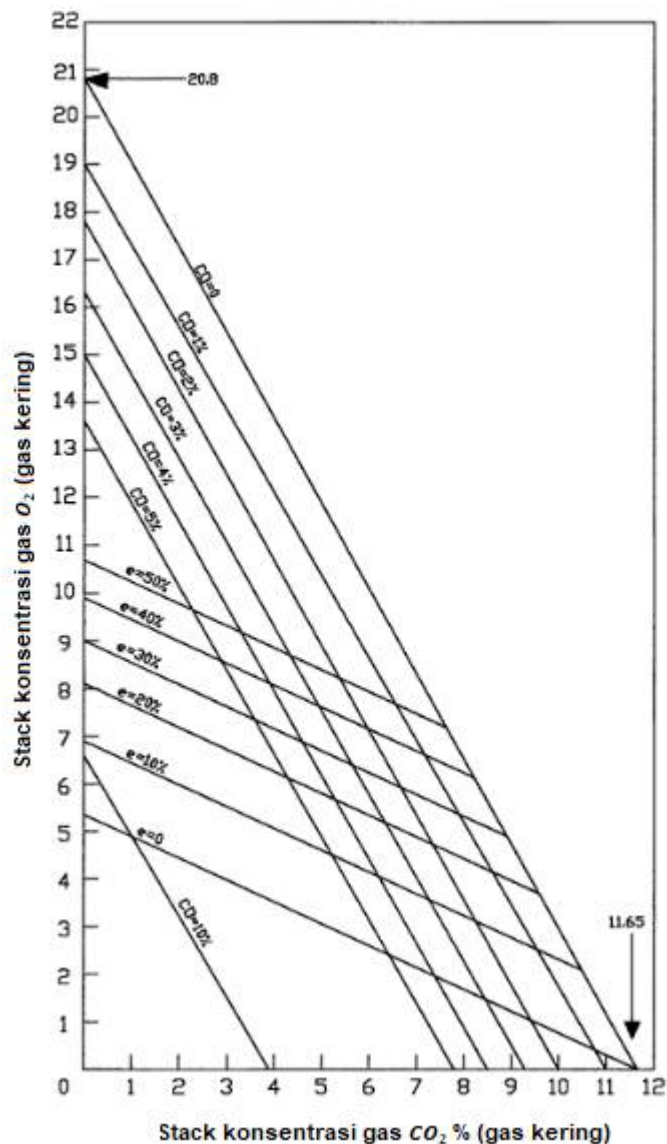
= total kerugian (sebagai% dari Nilai Pemanasan Lebih Rendah) = 1.065 + 6.1



Gambar. 6.9 Kehilangan CO yang tidak terbakar versus konsentrasi O₂ berdasarkan volume untuk nilai emisi CO yang berbeda untuk gas alam (Kehilangan CO di sini hanya mengacu pada Nilai Pemanasan Tinggi; konsentrasi CO yang setara dengan 100 ppm atau 0,01% dalam volume sesuai dengan 125 mg / Sm³)

Tabel 6.5 Nilai koefisien Hassenstein untuk bahan bakar yang berbeda (koefisien K disebut Nilai Pemanasan yang lebih rendah dari bahan bakar input dan ke °C)

Nilai ^a koefisien Hassenstein				
CO ₂ % dari volume	Minyak gas	Oli	Gas alam	Batu bara
4	0.523	0.543	0.418	0.683
5	0.530	0.550	0.427	0.684
6	0.536	0.556	0.437	0.685
7	0.543	0.563	0.447	0.686
8	0.550	0.570	0.457	0.687
9	0.557	0.576	0.466	0.688
10	0.564	0.583	0.476	0.689
11	0.571	0.590	0.486	0.690
12	0.578	0.596		0.691
13	0.585	0.603		0.692
14	0.592	0.610		0.693
15				0.694
*Jika °F digunakan, kalikan K _s dengan 5/9				



Gambar 6.10 *Ostwald triangle* untuk gas alam $e\% = \frac{V - V_{th}}{V_{th}} \times 100$; konsentrasi berdasarkan volume (kering)

6.8 Cara Meningkatkan Efisiensi Boiler

Efisiensi boiler dipengaruhi oleh banyak faktor. Seperti yang ditunjukkan pada Gambar 6.11, efisiensi bervariasi sesuai dengan bahan bakar, beban, dan keberadaan sistem pemulihan gas stack seperti *economizers*, *air preheaters*, dan sistem kondensasi.

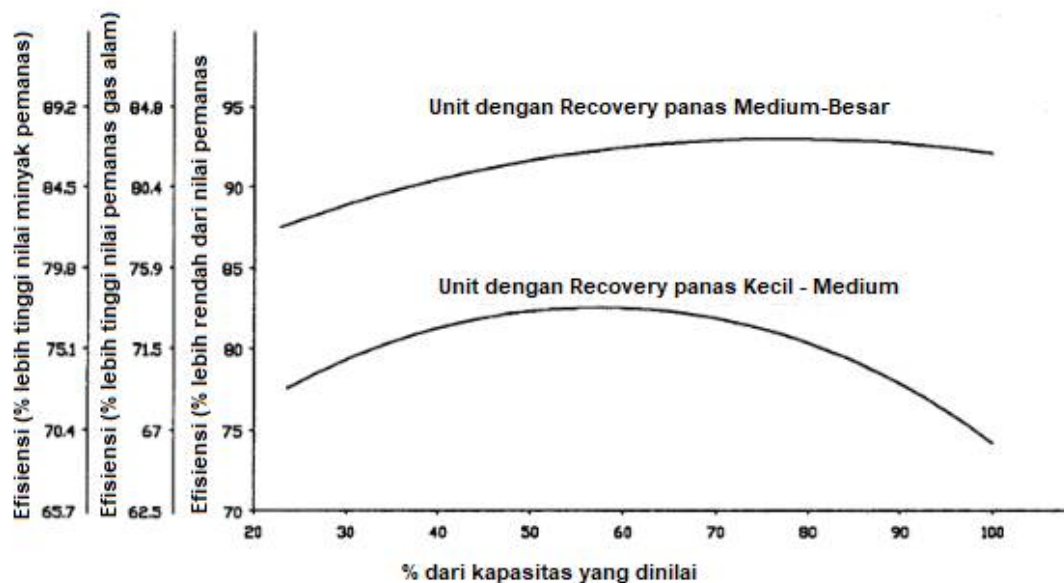
Nilai efisiensi rata-rata berkisar antara 75% dan 90%, dan itu biasanya diperoleh dengan kontrol yang tepat dari parameter operasi (nilai yang lebih tinggi dalam kisaran ini jika sistem *recovery* dipasang jika Nilai Pemanasan Bersih digunakan sebagai input dalam bahan bakar).

Tentu saja, efisiensi ditingkatkan ketika kerugian dijaga serendah mungkin. Ini terjadi terutama ketika suhu tumpukan udara dan gas buang berlebih berkurang.

Dalam apa yang berikut, saran dibuat tentang bagaimana meminimalkan kerugian boiler industri. Kelebihan udara, berkisar antara 10% dan 60%, tetapi perlu untuk memastikan lengkap pembakaran dan pengoperasian boiler yang aman, dan gas cerobong bertemperatur tinggi (473–573 K; 200–300 °C; 392–572 °F) bertanggung jawab atas sebagian besar kehilangan susunan.

Kerugian karena panas tersembunyi pada campuran uap air tumpukan tergantung pada bahan bakar dan kondisi operasi. Kerugian ini tidak dapat dikurangi karena tidak ada cara yang umumnya tersedia untuk memungkinkan campuran uap air mengembun sebelum melewati dari boiler ke dalam tumpukan (lihat boiler kondensasi).

Kelebihan udara dapat dikurangi dengan meningkatkan sistem kontrol pembakaran yang mana mengatur pasokan udara dan bahan bakar untuk memenuhi variasi permintaan beban. Perhatikan bahwa kandungan CO_2 dalam cerobong gas buang lebih tinggi atau lebih rendah dari nilai standar menandakan operasi boiler anomali karena nilai udara berlebih yang lebih rendah atau lebih tinggi.



Gambar 6.11. Rentang efisiensi pengoperasian boiler

Level minimum suhu gas buang dibatasi oleh potensi korosi dan kondensasi asam sulfat di bagian dingin tumpukan. Suhu minimum tergantung pada kandungan belerang bahan bakar dan pada jumlah uap air dalam gas buang. Sebagai aturan umum, gas alam memungkinkan suhu gas buang cerobong lebih rendah daripada bahan bakar minyak (sekitar 383 K, 110 °C atau 230 °F jika peralatan *recovery* dipasang) karena tidak adanya kandungan sulfur.

Suhu gas buang minimum lebih tinggi dari yang diberikan di atas jika peralatan pemulihan tidak dipasang. Dalam hal ini nilai minimum tergantung pada tekanan operasi boiler, yang

menentukan suhu uap saturasi. Perbedaan antara sekitar 70–80 °K atau °C (126–144 °F) antara kedua suhu umumnya disarankan. Nilai yang lebih rendah akan membutuhkan area permukaan konvektif yang lebih besar dan akibatnya biaya tambahan.

Tabel 6.6 menunjukkan suhu tumpukan minimum dan minimum kerugian untuk bahan bakar yang berbeda. Jika suhu tumpukan gas dan udara berlebih lebih tinggi dari nilai-nilai ini, kerugian yang lebih tinggi akan terjadi.

Peningkatan efisiensi tergantung pada semua kondisi operasi sebelumnya; peningkatan sekitar 1-2% secara umum mungkin bahkan jika boiler beroperasi di dekat efisiensi maksimum; tentu saja, peningkatan yang lebih besar dimungkinkan jika nilai efisiensi sebelumnya sangat rendah. Peningkatan efisiensi pada daya output konstan akan menghasilkan penghematan energi sebagai berikut:

$$\text{Penghematan energi} = \left(\frac{1}{\eta_c} - \frac{1}{\eta_i} \right)$$

Dimana :

η_c = efisiensi arus

η_i = efisiensi peningkatan

P_{out} = Daya output konstan

Dalam boiler kondensasi uap air dari gas buang diubah menjadi kondensat cair dan panas laten terkait diperoleh kembali. Efisiensi boiler meningkat 3-4%, tergantung pada suhu fluida dingin yang akan dipanaskan.

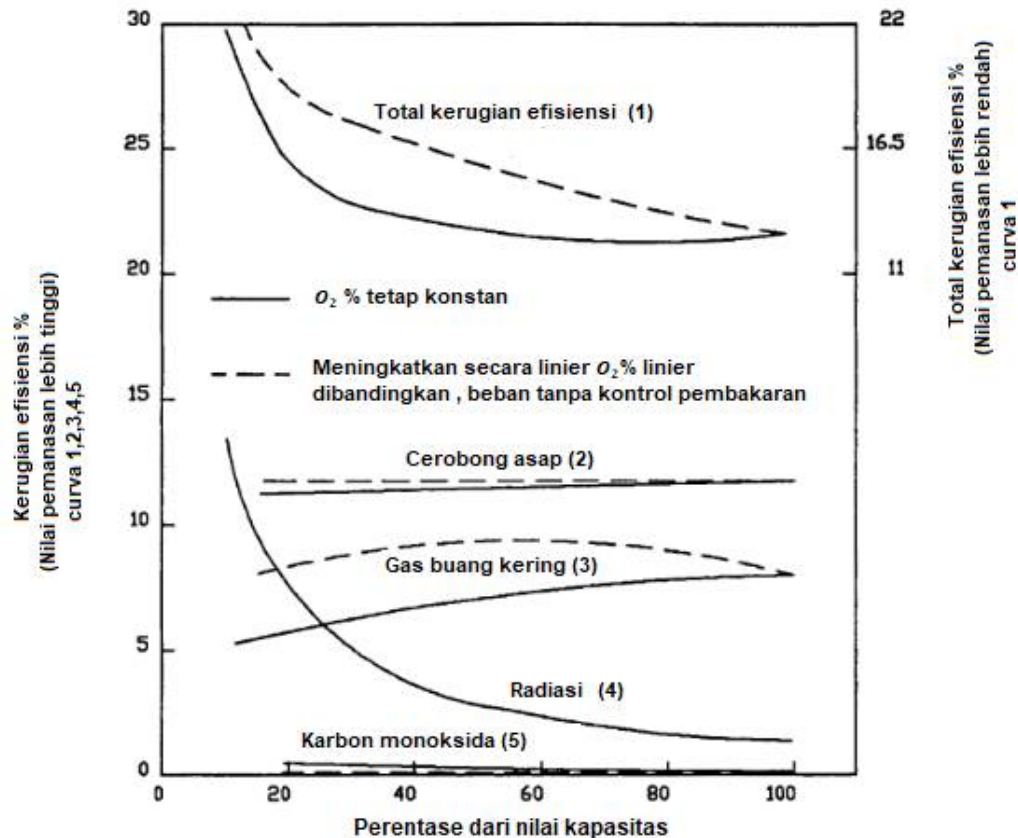
Kerugian karena pembakaran tidak sempurna umumnya rendah jika jumlah kelebihan udara dipertahankan. Kandungan karbon monoksida dalam gas cerobong asap harus dijaga agar tetap sama dengan nol.

Kecepatan atau output pembakaran Boiler yang dianggap sebagai persentase kapasitas pengenal mempengaruhi efisiensi, terutama pada beban rendah. Gambar 6.12 menunjukkan kehilangan boiler dibandingkan dengan laju pembakaran boiler dalam dua kondisi operasi: (1) O_2 % dijaga konstan pada rentang beban (2) O_2 % meningkat secara linier saat beban berkurang (kondisi umum jika kontrol pembakaran tidak dipasang). Dalam situasi pertama, efisiensi tetap konstan pada sejumlah besar perubahan beban; yang kedua, efisiensi berkurang ketika beban berkurang.

Sebagai kesimpulan, untuk meningkatkan efisiensi boiler, udara berlebih dan suhu *stack* harus dijaga serendah mungkin pada setiap beban. Pengurangan suhu *stack* umumnya disebabkan oleh pengurangan udara berlebih, yaitu, pengurangan kelebihan O_2 .

Tabel 6.6 Suhu dan kerugian tumpukan minimum untuk bahan bakar yang berbeda tanpa peralatan pemulihan

Bahan Bakar	Peralatan pembakaran	C% oleh Massa	H_2 % oleh Massa	H_2O % oleh Massa	S % oleh Massa	Massa	Nilai minimal dari temperature stack			Nilai minimal kelebihan O_2 pada stack gas	Kerugian					
											Gas Kering		Kelembaban		Total stack gas	
							K	°C	°F	% berdasarkan volume	(a) %	(b)%	%	(b)%	(a)%	(b)%
Gas Alam	All burners	75.7	23.3	0	0	1	377	104	220	1	2.9	3.2	10.1	0.	13.0	3.2
Minyak N.2 (c)	All burners	87	11.9	0	0.5	0.7	439	166	330	2	5.1	5.4	6.4	0.	11.5	5.4
Minyak N.6 (d)	All burners	86.6	10.8	0	1.50	0.7	472	199	390	3	6.6	7.0	6.2	0.	12.6	7.0
Bituminous coal	Pulverized	71.3	5.0	4.5	2.80	16.4	416	143	290	4	4.8	5.0	4.5	0.	9.3	5.0
Bituminous	Stoker	71.3	5.0	4.5	2.80	16.4	416	143	290	6	5.5	5.7	4.5	0.	10.0	5.7
(a) dengan mengacu pada nilai pemanasan tertinggi																
(b) dengan mengacu pada nilai pemanasan terendah																
(c) Minyak N.2 menurut American Society for Testing and Materials (ASTM). Ini merupakan minyak sulingan																
(d) Minyak N.6 menurut American Society for Testing and Materials (ASTM). Ini merupakan minyakresidu																



Gambar 6.12 Variasi dalam kerugian efisiensi boiler dengan perubahan laju pembakaran boiler dengan gas alam dalam dua kondisi operasi ($O_2\%$ dijaga konstan hingga sekitar 3% dalam volume berdasarkan Tabel 6.8 di atas kisaran beban melalui kontrol pembakaran; $O_2\%$ meningkat secara linear karena beban berkurang jika kontrol pembakaran tidak dipasang)

6.9 Peralatan Bantu

Peralatan bantu dapat dibagi menjadi sistem pemulihan panas dan sistem pengolahan air.

6.9.1 Sistem *Recovery* Panas

Gas buang yang naik ke *stack* membawa energi panas yang cukup besar, yang sebagian dapat di *recovery* dengan memasang *preheater* dan *economizer* udara.

Preheater udara digunakan untuk memindahkan panas dari cerobong gas buang ke udara pembakaran yang masuk. Dengan cara ini, efisiensi boiler ditingkatkan karena (1) reduksi suhu gas stack (2) reduksi udara berlebih karena peningkatan kondisi kombinasi burner jika udara yang dipanaskan disediakan.

Dengan pemanasan awal udara, efisiensi total boiler akan meningkat secara signifikan: sekitar 2% untuk setiap 50 K atau $^{\circ}\text{C}$ (90°F) penurunan suhu gas buang atau 2% untuk setiap 50 K atau $^{\circ}\text{C}$ (90°F) peningkatan dalam udara pembakaran.

Temperatur udara pembakaran tinggi tampaknya meningkatkan emisi nitrogen oksida, khususnya dalam kasus gas alam. Namun, pengurangan udara berlebih dapat memoderasi peningkatan NO_x .

Suhu udara pembakaran maksimum umumnya tidak melebihi 200 °C (392 °F), tergantung pada bahan bakar, jenis burner, dan kondisi ketel. Diperlukan suhu yang lebih tinggi jika batubara bubuk dibakar. Temperatur gas buang terendah di outlet *preheater* dibatasi oleh potensi korosi, seperti yang disebutkan dalam bagian. 6.8.

Preheater udara dapat digolongkan sebagai penyembuhan atau regeneratif.

Dalam unit *recovery*, panas ditransfer langsung dari media panas seperti gas buang panas di satu sisi permukaan stasioner ke udara di sisi lain.

Unit regeneratif mentransfer panas secara tidak langsung dari gas buang panas ke udara pembakaran melalui media penyimpanan panas menengah. Mereka digunakan terutama dalam perkuatan pabrik boiler yang ada.

Alternatif untuk pemanasan awal yang disebutkan di atas adalah pemanas pipa panas (lihat Bagian 15.5). Sistem tersebut saat ini tidak digunakan dalam unit boiler, tetapi sistem tersebut dapat menjadi kompetitif dengan yang tradisional.

Economizers memberikan pemanasan tambahan ke air umpan dengan merecovery panas dari cerobong gas buang. Dengan cara ini laju pembakaran boiler diperlukan untuk menghasilkan jumlah uap yang sama berkurang dan efisiensi keseluruhan ditingkatkan. *Economizers* juga dapat dipasang untuk memanaskan air panas bagi pengguna selain dari siklus air boiler.

Keuntungan dari *economizers* terkait erat dengan suhu air umpan yang ada dan sistem pengembalian kondensat. Secara kasar, peningkatan suhu air umpan 5 K atau °C (9-10 °F) akan menghasilkan peningkatan efisiensi 1%.

Dalam kasus *blowdown* yang signifikan (lebih dari 10% uap keluaran) atau pemulihan kondensasi rendah, *recovery* panas dapat dipasang untuk memanaskan air umpan yang masuk.

6.9.2 Sistem Pengolahan Air

Pengolahan air adalah salah satu faktor utama dalam keandalan boiler. Hal ini diperlukan karena kotoran dalam air umpan dapat menyebabkan timbangan pada permukaan pemanas boiler dan korosi. Zat padat tersuspensi, koloid, mineral terlarut, gas atmosfer, dan kotoran yang berasal dari siklus uap selalu hadir dalam berbagai tingkat dalam air umpan boiler.

Peralatan utama untuk pengolahan air dapat diringkas sebagai berikut: demineralisasi, sistem pra-perlakukan untuk menghilangkan kepadatan tersuspensi seperti penjernih, pelembut, dan media dan filter pelapis.

Demineralisasi menghilangkan garam terlarut dari air pra-perawatan, di mana mereka berada hadir dalam bentuk ion positif dan negatif (kation dan anion). Tujuannya dicapai

melalui resin penukar ion yang menukar ion tidak berbahaya dengan kotoran seperti kation natrium dan anion klorida. Resin yang sudah habis dapat dibuat ulang untuk digunakan kembali; setelah sejumlah regenerasi, unggun resin harus dibuang. Sistem dua kolom, yang merupakan salah satu instalasi yang paling umum, termasuk penukar kation asam diikuti oleh penukar anion basa dengan degasifier yang ditempatkan untuk melepaskan CO_2 yang dihasilkan dalam penukar pertama. Boiler yang beroperasi pada tekanan dan suhu tinggi membutuhkan air umpan dengan kemurnian sangat tinggi (sekitar 5-10 bagian per miliar natrium dan silika). Dalam hal ini sistem lain seperti unggun campuran kation-anion-resin dan membran semipermeabel umumnya dipasang.

Penyaring dan penjernih digunakan untuk menghilangkan partikel padat dan beberapa zat terlarut. *Clarifiers* bekerja dengan koagulan kimia yang membantu mengumpulkan materi yang dibagi menjadi massa yang lebih besar. Selain itu, kalsium dan magnesium dapat mengendap tergantung pada bahan kimia yang ditambahkan. Kekerasan kalsium dan magnesium juga dapat dihilangkan dengan pelembut terpisah.

Pelunak digunakan untuk menghilangkan kekerasan dan juga untuk menghilangkan silika dan mengurangi alkalinitas karbonat. Bahan tersebut umumnya bekerja pada suhu sekitar dan efektif untuk boiler bertekanan rendah yang tidak memerlukan demineralisasi air umpan lengkap. Pelunak proses panas yang beroperasi di atas 373 K (100 °C; 212 °F) dapat digunakan untuk boiler bertekanan tinggi.

Perhatikan bahwa *blowdown* umumnya digunakan untuk menghilangkan kotoran air boiler. Jumlahnya tergantung pada banyak faktor, terutama pada kinerja pengolahan air boiler, dan dapat mencapai 5-10% dari total uap boiler. Itu selalu mungkin untuk menggunakan pemulihan panas dari air *blowdown* untuk memanaskan air umpan yang masuk. Boiler bertekanan rendah umumnya menggunakan penukar panas; boiler bertekanan tinggi dan berkapasitas tinggi menggunakan sistem *flash* dimana bagian dari air limbah *blowdown* dimasukkan ke dalam uap dengan kemurnian tinggi, kemudian dipadatkan dan didaur ulang ke dalam sistem air umpan. Air limbah yang tersisa menukar panas dengan kumpulan air dan kemudian dibuang.

Tabel 6.7 mensintesis fitur-fitur utama dari jenis peralatan pengolahan air yang paling umum.

6.9.3 Sistem Pengembalian

Pemulihan kondensat dari proses uap menghasilkan banyak energi yang dapat digunakan dan air umpan bersih. Tingkat pemulihan dan validitas ekonominya tergantung pada banyak faktor seperti kontaminasi dari proses, tata letak pengguna akhir uap dan saluran pipa. Jumlah energi yang terkandung dalam cairan jenuh dapat diperkirakan sekitar 20% dari energi asli yang terkandung dalam uap pada tekanan yang sama.

Tabel 6.7 Pengaruh teknik pengobatan pada kontaminan air di bawah kondisi operasi yang ideal utama yang digunakan untuk mendaur ulang kondensat ke dalam boiler adalah: sistem atmosfer, sistem bertekanan, dan deaerator.

Teknik Treatment	Suspended Solid	Alkalinitas	Kekerasan	Silika Terlarut	Padatan Terlarut
Penyaringan	Sangat bagus	Tidak ada perubahan	Tidak ada perubahan	Tidak ada perubahan	Tidak ada perubahan
Pelunakan proses dingin	Bagus	Cukup	Cukup	Bagus	Cukup
Pelunakan proses panas	Bagus	Bagus	Bagus	Bagus	Cukup
Pertukaran kation siklus natrium	Sangat bagus	Tidak ada perubahan	Sangat bagus	Tidak ada perubahan	Tidak ada perubahan
Demineralisasi	Sangat bagus	Sangat bagus	Sangat bagus	Sangat bagus	Sangat bagus
Osmosis balik	Sangat bagus	Sangat bagus	Sangat bagus	Sangat bagus	Sangat bagus

Sistem

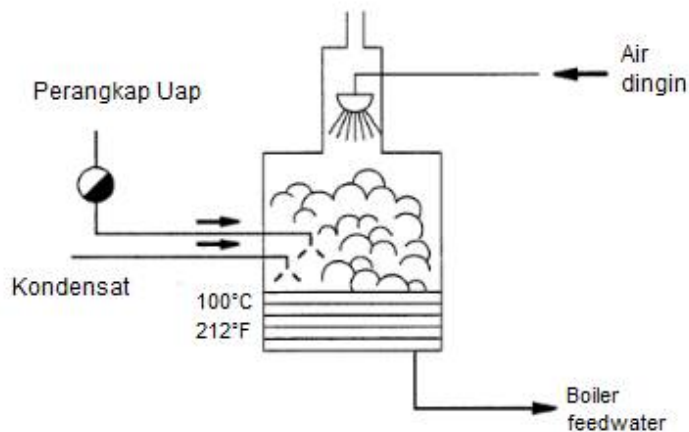
Atmosfer terdiri dari tangki terbuka di mana kondensat diterima di bagian hilir dari steam traps atau saluran pembuangan. Pada tekanan atmosfer, suhu kondensat berkurang hingga 373 K (100 °C; 212 °F): sebagian kondensat, sekitar 10–15%, akan berkedip menjadi uap dan akan hilang di atmosfer; sisa air panas akan memberi makan boiler bersama dengan air make up sebanyak yang ditambahkan sesuai kebutuhan boiler.

Sistem semi-bertekanan dan bertekanan penuh bekerja dengan penerima pada tekanan menengah di bawah tekanan uap proses terendah atau pada tekanan proses uap. Uap yang dipancarkan disalurkan ke pipa uap bertekanan rendah yang dapat dimanfaatkan untuk keperluan proses; hilangnya uap yang hilang dikirimkan ke saluran keluar melalui katup pelepas atau ventilasi yang dioperasikan secara otomatis yang dipasang untuk mencegah lonjakan tekanan yang tidak normal. Kehilangan ini juga dapat dikurangi jika beberapa ketentuan tambahan dibuat untuk pemulihan uap.

Kondensat umumnya didinginkan oleh air makeup hingga setidaknya 283 K (10 °C 18 °F) di bawah suhu saturasi untuk mencegah pembentukan uap dalam sistem pompa air umpan boiler.

Perhatikan bahwa meskipun penggunaan flash steam pada sumber listrik bertekanan rendah tampaknya menawarkan pemulihan panas yang signifikan, aplikasi praktisnya melibatkan sejumlah masalah, pada dasarnya ekonomis, yang harus dipertimbangkan dengan cermat. Selain faktor-faktor yang melekat yang harus diperhitungkan ketika merencanakan sistem pemulihan kondensat, jumlah steam flash harus sesuai dengan kebutuhan potensial kapan saja karena steam tidak dapat disimpan secara ekonomis untuk digunakan nanti.

Spray deaerators, juga disebut kondensor barometrik, terdiri dari tangki tempat uap naik melalui semprotan air dingin yang mengembunnya (lihat Gambar 6.13). Sistem ini, yang mencapai pemulihan steam flash lengkap untuk memanaskan air umpan boiler, memiliki keuntungan tambahan menghasilkan efek deaerasi: jika suhu tangki dijaga di atas sekitar 363 K (90 °C; 194 °F) dengan pengukuran semprotan yang tepat, gas terlarut dalam kondensat dan air umpan, seperti oksigen dan CO_2 , akan keluar dari larutan dan akan dilepaskan melalui ventilasi atmosfer.



Gambar 6.13 Semburan uap *recovery* dalam tangki semprot

6.10 Kontrol Komputerisasi dari Pembakaran Boiler

Mengontrol pabrik boiler berarti memastikan keseimbangan energi dan massa yang benar saat memasuki dan meninggalkan boiler.

Bahan bakar adalah input energi utama, dan udara pembakaran adalah input massa utama. Itu hanya keluaran energi yang bermanfaat adalah uap (atau air panas atau cairan perantara lainnya), meskipun panas dari gas buang sering kali diperoleh kembali.

Sistem kontrol pembakaran harus mengatur jumlah bahan bakar dan udara pembakaran untuk memenuhi persyaratan beban secara otomatis dengan memastikan konsumsi bahan bakar minimum, polusi minimum, dan operasi yang aman pada saat yang sama. Analisis gas buang dan pengukuran udara pembakaran input dan aliran bahan bakar, dan parameter output energi (tekanan uap, suhu, dan aliran) memberikan semua informasi tentang kinerja boiler yang mungkin dibutuhkan sistem kontrol boiler.

Kompleksitas sistem kontrol umumnya terkait dengan kapasitas pabrik boiler dan persyaratan hukum untuk pengoperasian yang aman dan polusi udara.

Sistem paling sederhana, yang pernah diterapkan secara luas pada boiler industri, terdiri dari satu aktuator tunggal. Ketika tekanan uap berubah sebagai akibat dari perubahan kondisi beban, aktuator ini menggerakkan perangkat input bahan bakar dan udara pembakaran, yang terhubung secara mekanis, ke posisi preset yang menunjukkan nilai preset dari rasio udara-bahan bakar. Sistem ini tidak dapat mengkompensasi setiap pergeseran dari kondisi desain, sehingga tingkat udara berlebih yang tinggi umumnya disetel untuk menjamin operasi boiler yang aman. Dengan demikian udara berlebih yang tidak normal dapat hadir sepanjang umur boiler.

Aktuator terpisah untuk katup bahan bakar dan kipas pembakaran udara, bersama dengan penyesuaian manual masing-masing dari rasio bahan bakar-udara, dapat menurunkan margin udara berlebih dan akibatnya meningkatkan efisiensi boiler. Panduan pengoperasian,

berdasarkan ketersediaan penganalisis oksigen atau rasio aliran-aliran udara uap, harus dapat diakses oleh operator sehingga operator dapat mengoptimalkan jumlah udara berlebih.

Pengukuran bahan bakar dan aliran udara melalui pengukuran tekanan atau secara langsung dengan metering aliran merupakan peningkatan lebih lanjut dalam kontrol boiler. Ini disebut sistem kontrol meteran lintas-terbatas dan terdiri dalam menghubungkan aliran bahan bakar ke aliran udara melalui logika kontrol.

Kontrol meteran lintas-terbatas dengan pemantauan terus-menerus kadar gas buang O_2 dapat menghilangkan efek variasi dalam nilai-nilai pemanasan bahan bakar dan kondisi udara pembakaran. Sistem kontrol juga dapat disetel dengan level O_2 yang sesuai dengan konsumsi bahan bakar minimum. Alat analisa oksigen menggunakan sensor zirkonium oksida dan komputer saat ini digunakan untuk operasi yang andal.

6.11 Emisi Boiler dan Polusi Lingkungan

Kontrol emisi tidak diragukan lagi merupakan salah satu persyaratan utama dalam operasi pembangkit boiler. Bergantung pada bahan bakar dan peralatan ketel, gas buang mengandung produk sampingan dalam jumlah yang berbeda, beberapa di antaranya adalah polutan udara. Pembangkit ketel kecil dan menengah, yang secara ekonomis tidak dapat mengakomodasi sistem pengurangan, harus mengatasi masalah ini dengan pilihan bahan bakar dan atau pembakar dan peralatan bantu yang tepat.

Meskipun setiap negara memiliki peraturan perlindungan lingkungannya sendiri, klasifikasi umum polutan utama dapat dibuat sebagai berikut: sulfur dioksida, nitrogen oksida, karbon monoksida, partikel, dan hidrokarbon. Selain itu, polutan lain selalu ada tergantung pada bahan bakar dan kondisi operasi tertentu.

Kisaran nilai konsentrasi polutan yang diizinkan dalam emisi udara dari pabrik boiler dilaporkan pada Tabel 6.8 untuk polutan yang tercantum di atas. Nilai yang diizinkan bervariasi dari satu negara ke negara lain, tetapi pabrik boiler harus dilakukan untuk memastikan nilai lebih rendah dari yang ada dalam tabel.

6.11.1 Sulfur Dioksida

Sulfur dioksida SO_2 terbentuk selama pembakaran (lihat Bagian 6.2) dengan kombinasi sulfur yang terkandung dalam bahan bakar dengan oksigen dari udara pembakaran.

Tabel 6.8. Kisaran nilai umum yang diizinkan konsentrasi polutan dari pembakaran

Polutan	Tingkat konsentrasi dari C_R^a	
	mg/Sm^3	ppm^b
Sulfur Dioksida	1500-2000	525-700
Nitrogen Oksida	50-200	102-410
Karbon Monoksida	100	80
Materi Partikelat	100-150	

^aDisebut gas kering dan konsentrasi O_2 dengan volume 3%. Untuk mengkonversi dari konsentrasi polutan aktual C_x (dengan konsentrasi oksigen W) ke konsentrasi yang mengacu pada nilai konsentrasi oksigen 3%, gunakan hubungan berikut: $C_R = (18 / (21 - W_x)) \times C_x$
 10.000 ppm = volume 1%
^c Disajikan dalam NO₂

Kecuali untuk partikel senyawa sulfur, sebagian besar sulfur yang terkandung dalam bahan bakar diubah menjadi SO_2 , tetapi sebagian kecil dari total oksida dikonversi menjadi sulfur trioksida SO_3 . Sulfur oksida bergabung dengan uap air yang ada dalam cerobong gas buang untuk membentuk asam sulfat, beberapa di antaranya dapat mengembun dan menimbulkan korosi pada bagian logam boiler. Demikian pula, di atmosfer, sebagian SO_2 diubah menjadi SO_3 dan kemudian menjadi asam sulfat dan senyawa sulfur.

Jumlah sulfur oksida yang terbentuk selama pembakaran berhubungan erat dengan kandungan sulfur bahan bakar dan tidak tergantung pada kondisi operasi boiler. Dengan demikian, pengurangan sulfur oksida dapat diperoleh dengan menggunakan bahan bakar sulfur rendah, khususnya gas alam, atau dengan memperkenalkan perangkat pengurangan seperti scrubber gas stack, yang menghilangkan SO_2 dari stack flue gas.

Mengemulsi bahan bakar minyak dengan air atau senyawa lain dan atomisasi pada burner adalah teknik lain yang banyak diterapkan untuk memecahkan masalah karena penggunaan minyak berat.

6.11.2 Nitrogen Oksida

Konsentrasi SO_2 maksimum dalam gas tumpukan harus dijaga lebih rendah dari 1.500–2.000 mg / Sm³ atau 525–700 ppm (lihat Tabel 6.8).

Nitrogen oksida NO_x terbentuk selama pembakaran oleh kombinasi oksigen dan nitrogen pada suhu tinggi. Kedua komponen secara alami hadir dalam udara pembakaran dan nitrogen dalam bahan bakar itu sendiri.

Emisi NO_x terutama NO (95% massa) dan NO_2 (5% massa). Di atmosfer, NO bergabung dengan oksigen untuk membentuk NO_2 .

NO_x yang terbentuk selama proses pembakaran dapat diklasifikasikan sebagai Thermal, Bahan Bakar, atau Cepat:

- Thermal NO_x (melalui mekanisme Zeldovich) terbentuk karena oksidasi nitrogen atmosfer pada suhu lebih tinggi dari 1.273 K (1000 °C, 1832 °F). Ini menjadi penting ketika suhu mencapai kisaran 1600–1800 K (1327–1527 °C, 2421–2781 °F);
- Bahan bakar NO_x terbentuk karena oksidasi nitrogen dalam bahan bakar (nilainya berkisar antara 0,05 dan 1,5% dalam massa tergantung pada jenis bahan bakar; nilai lebih rendah untuk gas alam dan minyak ringan, nilai lebih tinggi untuk minyak berat dan batubara). Oksidasi dipercepat jika nilai udara berlebih tinggi;

- NO_x Prompt berasal dari reaksi udara atmosfer dengan radikal hidrokarburik.
- Konsentrasi NO_x dalam gas tumpukan terutama terkait dengan jumlah nitrogen di udara; nilai tipikal adalah 50-200 mg / Sm³ atau 102-410 ppm (lihat Tabel 6.8).

Tabel 6.9. Teknik utama yang digunakan untuk mengurangi emisi NO_x

Teknik		Efek pada	
		Emisi NO _x	Efisiensi Pembakaran
Udara berlebih	(+)	(+)	()
Suhu nyala api	(+)	(+)	(+)
Pemanasan udara awal	(+)	(+)	(+)
Injeksi uap	()	()	
Sirkulasi gas	(+)	()	
Ukuran ruang bakar	(+)	()	
Biaya ruang bakar	(+)	()	
Tingkat produksi panas	(+)	(+)	
Pertukaran produksi panas	(+)	()	
Durasi pembakaran	(+)	(+)	
Integrasi pembakar	(+)	(+)	
Nitrogen dalam bahan bakar	(+)	(+)	
Jenis bahan bakar			
Batu bara	(+)		
Minyak	(+)		
Gas alam	()		
(+) berarti meningkat, () berarti berkurang			

Meskipun penguranga

Nitrogen dalam bahan bakar adalah teknik yang harus dipraktekkan, sebagian besar teknologi yang diterapkan untuk mengurangi NO_x didasarkan pada penurunan suhu nyala puncak dan pada pengurangan jumlah oksigen yang tersedia dalam nyala api. Pembakar udara berlebih rendah, pembakar kaya bahan bakar atau pembakaran bertahap dengan zona pembakaran primer dan sekunder yang terpisah dan resirkulasi gas buang adalah cara utama yang digunakan untuk mengurangi produksi NO_x di dalam boiler. Dalam hal batubara, boiler bed terfluidisasi cocok untuk tujuan ini. Injeksi uap di ruang bakar juga digunakan untuk mengurangi NO_x .

NO_x pasca-pembakaran dapat dikurangi dengan menggunakan perangkat pengurangan pada umumnya dipasang di bagian hilir dari zona pembakaran tetapi di atas preheater udara seperti unit reduksi selektif-katalitik (SCR) dan unit reduksi selektif-non-katalitik (SNR). Pilihan solusi terbaik, baik secara teknis maupun ekonomis, harus dibuat secara terpisah untuk setiap pabrik dengan memperhatikan peraturan lokal dan mode pengoperasian boiler.

Tabel 6.9 mencantumkan teknik-teknik utama yang digunakan dan mengomentari bagaimana cara menguranginya Emisi NO_x dan mempengaruhi efisiensi pembakaran.

6.11.3 Karbon Monoksida

Karbon monoksida CO selalu diproduksi dengan pembakaran yang tidak lengkap (lihat Bagian 6.2), dan konsentrasinya dalam gas buang cerobong terkait erat dengan kondisi operasi boiler. Konsentrasi CO pada tumpukan harus sangat rendah; konsentrasi yang lebih tinggi dari 0,5% menandakan kondisi pembakaran yang buruk dan udara berlebih yang umumnya rendah. CO yang dipancarkan dari stack tersebar ke atmosfer yang menambah CO dari sumber lain seperti kendaraan mesin pembakaran internal.

Konsentrasi CO maksimum dalam tumpukan gas harus dijaga lebih rendah dari 100 mg / Sm^3 atau 80 ppm (lihat Tabel 6.8).

6.11.4 Materi Partikulat

Materi partikulat mencakup berbagai bahan seperti bahan bakar yang tidak terbakar, senyawa sulfur, karbon, abu, dan debu yang tidak mudah terbakar yang memasuki ruang bakar dengan udara pembakaran.

Kualitas dan kuantitas bahan partikulat dipengaruhi terutama oleh jenis bahan bakar, mode operasi boiler dan jenis burner. Gas alam dan beberapa bahan bakar minyak ringan menghasilkan sedikit zat padat dan abu. Sebagian besar batu bara dan minyak berat menghasilkan sejumlah besar partikel dalam gas cerobong asap dan abu, beberapa di antaranya tetap berada dalam gas cerobong asap.

Untuk batu bara, abu dapat mencapai 20% atau lebih dari total berat batubara bahan bakar. Perhatian khusus harus diberikan selama desain dan pemeliharaan boiler untuk menghindari akumulasi abu pada permukaan boiler internal.

Untuk mencegah konsentrasi partikel melebihi standar emisi dan mengurangi bahaya kesehatan, berbagai teknik pengurangan digunakan, seperti filtrasi, pemisahan mekanis, dan presipitasi elektrostatik. Teknik-teknik ini dapat diterapkan untuk pembangkit boiler batubara dan minyak berat.

Konsentrasi partikulat maksimum dalam gas tumpukan harus dijaga lebih rendah dari 100–150 mg / Sm^3 (lihat Tabel 6.8) tergantung pada kualitas bahan bakar.

6.11.5 Hidrokarbon

Hidrokarbon dapat dikelompokkan sebagai komponen bahan bakar yang tidak terbakar atau senyawa dari reaksi kimia yang terjadi selama pembakaran.

Hidrokarbon dapat dikurangi dengan pembakaran yang tepat, tetapi jejak senyawanya akan selalu ada dalam tumpukan cerobong gas.

6.11.6 Polutan Lainnya

Polutan lain dapat ditemukan di tumpukan gas buang tergantung pada jenis bahan bakarnya. Dengan bahan bakar minyak berat, selain polutan yang telah disebutkan, asphaltenes

dapat membentuk partikel tar penghasil koloid yang terdispersi dengan baik yang disimpan dalam tangki penyimpanan dan berjalan melalui kompor tanpa menguap. Asphalten dapat distabilkan dengan zat kimia; teknik yang sama dapat diterapkan untuk mencegah pembentukan vanadium pentoksida yang dikenal dapat memicu reaksi asam sulfat.

Ketika bahan bakar turunan sampah (RDF) digunakan, gas cerobong tumpukan mengandung partikulat, hidrokarbon kompleks, jejak emisi logam, dan klorida seperti HCl, tergantung pada sifat sampah dan jenis perawatan hulu pembakaran untuk memisahkan dan / atau daur ulang bagian dari limbah.

6.11.7 Karbon Dioksida dan Gas Rumah Kaca

Karbon dioksida, yang secara alami ditemukan di atmosfer sebagai bagian dari siklus karbon bumi, adalah gas rumah kaca utama yang dipancarkan melalui aktivitas manusia. Ini terutama produksi listrik, transportasi, dan proses industri yang melibatkan pembakaran bahan bakar fosil dan reaksi kimia lainnya.

Dalam pembakaran bahan bakar, emisi karbon dioksida sangat terkait dengan efisiensi pembakaran: semakin tinggi efisiensinya, semakin besar kuantitas emisi karbon dioksida.

Karena gas rumah kaca dianggap sebagai salah satu penyebab utama perubahan iklim, banyak negara telah menetapkan peraturan untuk membatasi jumlah CO maksimum yang dapat dihasilkan oleh setiap lokasi.

Indikator yang diterima di seluruh dunia adalah:

2 kg CO_2 / Sm^2 gas alam	3.2 kg CO_2 / kg minyak	2.4 kg CO_2 / kg batu bara
32.04 lb CO_2 / Sft^2 gas alam	3.2 lb CO_2 / lb minyak	2.4 lb CO_2 / lb batu bara

Perhatikan yang paling penting bahwa emisi GHG (*green house gas*) yang paling penting karena aktivitas manusia termasuk CO_2 , CH_4 (metana), NO_2 (nitro oksida), uap air, O_3 (ozon troposferik), dan apa yang disebut gas-F yang sering digunakan dalam insulasi, bahan berbusa, pemadam api, pelarut, pestisida, dan propelan aerosol.

F-gas termasuk hidroklorokarbon (HFC), fluorokarbon (PFC), dan sulfur hexa fluoride (SF_6). Gas-gas ini terutama digunakan sebagai pengganti untuk bahan pelengkap ozon seperti floroorocarbon (CFC), fluorocarbonorocarbon (HCFC), dan halon. Untuk aplikasi gas-gas ini sebagai pendingin di pabrik pendingin, lihat Sect. 12.3.

6.12 Contoh Praktis

Dua contoh evaluasi efisiensi untuk boiler industri disajikan di sini di bawah ini dengan mengacu pada Nilai Pemanasan Tinggi dan Lebih Rendah dari bahan bakar.

Contoh 1 Hitung efisiensi boiler steam watertube industri dengan menggunakan metode kehilangan panas.

Ini menyangkut boiler steam watertube industri, yang diumpankan oleh gas alam, dengan karakteristik teknis yang dinyatakan di bawah ini. Evaluasi efisiensi telah dilakukan dengan metode tidak langsung dan dengan mengukur $O_2\%$ dan $CO_2\%$. Kurva korelasi dan hubungan diperkenalkan di Bagian. 6.7 di sini digunakan untuk menentukan CO_2 dan kerugian (segitiga Ostwald, koefisien K_s dan K_c). Kehilangan radiasi diperkirakan oleh bagan yang serupa dengan bagan pada Gambar 6.6.

Kondisi pengoperasian boiler nominal	
Aliran uap	18 t/h
Tekanan uap jenuh akhir	7 Mpa = 1015.2 psi
Temperatur pengembalian kondensat	70 °C = 158 °F
Nilai output $m \times (h - h_o)$	12.35 kW = 42.136 Btu/h
Uji kondisi pengoperasian	
Aliran uap (diukur)	16 t/h
Suhu tumpukan (diukur)	148 °C = 298 °F
Suhu udara (diukur)	28 °C = 82 °F
$O_2\%$ (diukur)	4.6 %
CO% (untuk segitiga Ostwald, lihat Gambar 6.10)	0.013 %
$CO_2\%$ (diukur)	9.2 %

Evaluasi efisiensi (Nilai Pemanasan Lebih Rendah sebagai referensi 34325 kJ / Sm^3)

- Total stack gas yang hilang

$$K_s \times \frac{t_s - t_a}{CO_2\%} = 0.468 \times \frac{148 - 28}{9.2} = 6.1\%$$
- Kerugian pembakaran yang tidak sempurna

$$K_c \times \frac{CO\%}{CO_2\% + CO\%} = 37.9 \times \frac{0.013}{9.2 + 0.013} = 0.05 \%$$

- Kerugian radiasi (lihat gambar 6.6)
1.2 %

$$\text{Efisiensi} = 100 - (6.1 + 0.05 + 1.2) = 100 - 7.35 = 92.65 \%$$

Evaluasi efisiensi (nilai pemanasan kotor sebagai referensi 38450 kJ / Sm^3)

- HHV/LHV = 38450/34235 = 1.12
- Total kerugian mengacu pada Nilai Pemanasan Tinggi jika daya output dijaga konstan

$$(6.1 + 0.05 + 1.2) / 1.12 - 100 / 1.12 = 17.29 \%$$

$$\text{Efisiensi} = 100 - 17.29 = 82.71 \%$$

Efisiensi tinggi yang pasti, jadi tidak ada perbaikan yang bisa dilakukan.

Contoh 2 Untuk daya output terukur yang diberikan, bandingkan konsumsi energi dua ketel uap yang memiliki efisiensi berbeda

Ini menyangkut boiler steam firetube industri, diumpankan oleh gas alam, dengan karakteristik teknis yang dirinci di bawah ini.

Evaluasi efisiensi telah dilakukan dengan metode tidak langsung dan dengan mengukur $O_2\%$, $CO_2\%$, $CO\%$. Kurva korelasi dan hubungan diperkenalkan di Bagian. 6.7 di sini digunakan untuk menentukan kerugian (koefisien K_s dan K_c). Kehilangan radiasi diperkirakan oleh bagan yang serupa dengan bagan pada Gambar 6.6.

Kondisi pengoperasian boiler nominal	
Aliran uap	19 t/h
Tekanan uap jenuh akhir	0.9 Mpa = 130.5 psi
Temperatur pengembalian kondensat	80 °C = 176 °F
Nilai output $m \times (h - h_o)$	6805 kW = 23217 Btu/h
Uji kondisi pengoperasian	
Aliran uap (diukur)	8 t/h
Suhu tumpukan (diukur)	245 °C = 473 °F
Suhu udara (diukur)	21 °C = 69.8 °F
$O_2\%$ (diukur)	5.2 %
$CO\%$ (untuk segitiga <i>Ostwald</i> , lihat Gambar 6.10)	0.01 %
$CO_2\%$ (diukur)	8.7 %

Evaluasi efisiensi (Nilai Pemanasan Lebih Rendah sebagai referensi 34325 kJ / Sm^3)

- Total stack gas yang hilang

$$K_s \times \frac{t_s - t_a}{CO_2\%} = 0.467 \times \frac{245 - 21}{8.7} = 12.02 \%$$
- Kerugian pembakaran yang tidak sempurna

$$K_c \times \frac{CO\%}{CO_2\% + CO\%} = 37.9 \times \frac{0.01}{8.7 + 0.01} = 0.043 \%$$

- Kerugian radiasi (lihat gambar 6.6)
1.8 %

$$\text{Efisiensi} = 100 - (12.02 + 0.043 + 1.8) = 100 - 13.86 = 86.14 \%$$

Evaluasi efisiensi (nilai pemanasan kotor sebagai referensi 38450 kJ / Sm^3)

- HHV/LHV = 38450/34235 = 1.12
- Total kerugian mengacu pada Nilai Pemanasan Tinggi jika daya output dijaga konstan

$$(12.02 + 0.043 + 1.8) / 1.12 - 100 / 1.12 = 23.09 \%$$

$$\text{Efisiensi} = 100 - 23.09 = 76.9 \%$$

Efisiensi tinggi yang pasti, jadi tidak ada perbaikan yang bisa dilakukan.

Tabel 6.10 Perbandingan antara dua boiler dengan efisiensi berbeda (Contoh 2) diumpankan oleh gas alam (34.325 kJ / Sm³ untuk Nilai Pemanasan Rendah))

		10 t/h		2770 kJ/kg	Uap saturasi	
6805 kW		0.9 MPa = 130.5 psi		320 kJ/kg	Kondensat	
Output		Output jam kerja	Efisiensi ^a	Input gas alam		
% nilai kapasitas (%)	kW	Jam/tahun	%	kW	Sm ³	Sm ³ /Tahun
Aliran uap dengan nilai boiler yang ada						
80	5444	2000	86.13	6321	633	1325823
40	2722	2000	80	3403	356.9	713707
20	1361	2000	76	1791	187.8	375635
Total (a)						2415165
Aliran uap dengan nilai boiler baru						
80	5444	2000	91	5983	627.5	1254870
40	2722	2000	90	3025	317.2	634406
20	1361	2000	88	1547	162.2	324412
Total (b)						2213688
Penyimpanan energi (a) – (b)					Sm ³ /Tahun	201477
					TOE/Tahun	165.210

^aLHV sebagai referensi 34325 kJ/Sm³

Efisiensi dapat ditingkatkan hingga 91-92% (disebut LHV) atau 81-82% (disebut HHV) dengan mengganti boiler (terutama jika mendekati akhir masa pakainya) atau dengan memasang peralatan yang tepat untuk meningkatkan efisiensi pembakaran atau pemulihan panas.

Tabel 6.10 menunjukkan evaluasi hemat energi untuk berbagai kondisi operasi lebih dari setahun.

Evaluasi ekonomi ada pada Tabel 19.4.

7. Sistem Distribusi Listrik dari Fasilitas ke Pengguna Akhir

7.1 Pendahuluan

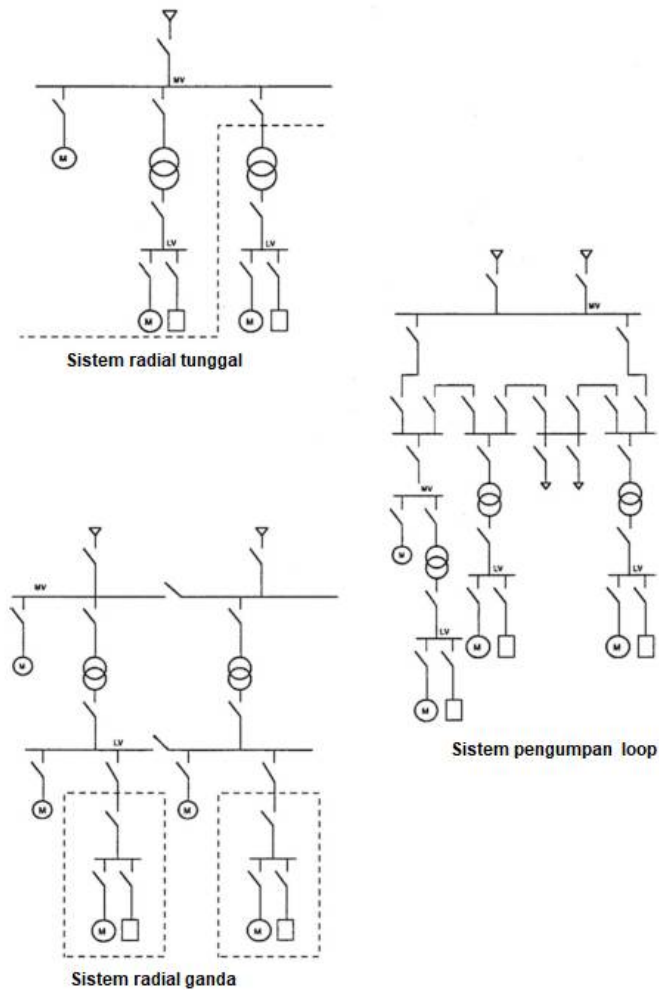
Energi listrik, yang umumnya dikirim ke lokasi melalui jaringan listrik utilitas pada tegangan tinggi atau sedang, didistribusikan kepada pengguna akhir di lokasi melalui jaringan tegangan menengah dan rendah. Bergantung pada permintaan daya beban dan pada tata letak proses, gardu transformator (lihat Bab 5), yang tugas utamanya adalah mengurangi tegangan suplai hilir dari simpul penyedia utilitas, terletak di batas lokasi atau didistribusikan di sekitar lokasi diri.

Pilihan antara sistem distribusi yang berbeda, seperti sistem radial atau loop-feeder, ditunjukkan pada diagram pada Gambar 7.1, didasarkan pada evaluasi teknis dan ekonomi yang umumnya tidak mempertimbangkan target penghematan energi, karena jumlah energi yang tidak signifikan. kerugian yang terlibat.

Sebagai indikasi umum, hanya sebagian kecil dari total daya listrik yang bergerak di sepanjang garis internal, tidak lebih dari 2-3%, hilang sebagai Joule dan kerugian tambahan, keduanya terkait dengan kuadrat arus yang mengalir. Jika dibandingkan dengan kehilangan distribusi panas yang dapat mencapai 10-20% dari total energi panas yang mengalir di sepanjang pipa (lihat Bab 8), angka ini menunjukkan bahwa masalah ini dapat dengan mudah dianggap sebagai kepentingan sekunder dalam program manajemen energi.

Sebagian besar kerugian listrik terjadi pada pengguna akhir yang pada dasarnya dapat dikelompokkan sebagai (1) mesin dan penggerak listrik; (2) pengguna yang dipanaskan secara listrik seperti tungku, oven, boiler, peralatan pemanas induksi, resistor, dan peralatan microwave; (3) pencahayaan; dan (4) lainnya seperti peralatan elektrokimia dan sistem kontrol dan komunikasi.

Pengendali listrik dan pemanas elektrik pada pengguna dibahas dalam bab ini; pencahayaan akan menjadi pada bab 14; untuk aplikasi elektrokimia dan lainnya, disarankan untuk berkonsultasi dengan literatur teknis khusus.



Gambar. 7.1 Sistem distribusi listrik industri: Radial, pengumpanan loop

7.2 Rugi-rugi Distribusi Listrik

Rugi-rugi distribusi listrik di situs ini terutama disebabkan oleh efek Joule yang tergantung pada kuadrat arus dan pada resistansi saluran. Hubungan dasar dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$P_{losses} = n \times R \times I^2 (W)$$

Dimana:

n = jumlah konduktor fasa.

R = resistensi dari konduktor fasa (Ω).

I = RMS atau arus efektif (A).

Jika arus mengalir melalui serangkaian n konduktor listrik, resistansi total dinyatakan sebagai jumlah dari resistansi konduktor tunggal:

$$R_{total} = \sum_I^n j \rho_j \times \frac{l_j}{S_j} (\Omega)$$

Dimana:

ρ_j = resistivitas bahan konduktif yang didefinisikan sebagai tahanan per satuan panjang area unit pada suhu tertentu (suhu referensi atau operasi).

S_j = penampang konduktor-j.

l_j = panjang konduktor-j.

Dalam kasus saluran yang memiliki n konduktor listrik yang terhubung secara paralel dengan berbagi total arus, semakin rendah resistansi semakin tinggi arus yang mengalir di setiap konduktor. Resistansi total dinyatakan sebagai kebalikan dari jumlah resiprok resistansi:

$$R_{total} = \frac{1}{\sum_I^n j \frac{1}{\rho_j} \times \frac{1}{l_j} \times S_j}$$

Dalam praktiknya, jika n konduktor paralel dan mereka memiliki bagian yang sama, resistansi saluran ($1 / n$) dikalikan dengan resistansi R dari setiap konduktor:

$$R_{total} = \left(\frac{1}{n} \right) \times$$

Tabel 7.1. Parameter teknis untuk bahan konduksi yang berbeda materials

Parameter		Perak	Tembaga	Aluminium	Timah
Massa jenis ^a	Kg/m ³	10523	8937	2707	11372
	Lb/ft ³	657	558	169	710
Tahanan ^a	Ω m	1.60 × 10 ⁻⁸	1.76 × 10 ⁻⁸	2.83 × 10 ⁻⁸	2.10 × 10 ⁻⁷
	Ω mm ³ /km	16.0	17.6	28.3	210
	%/°C	0.38	0.39	0.40	0.40
Koefisien suhu					
	%/°F	0.21	0.22	0.22	0.22
Spesifik panas ^a	kJ/kg K	0.234	0.383	0.896	0.130
	Btu/lb°F	0.056	0.092	0.214	0.031
Titik lebur	°C	962	1083	658	327
	°F	1762	1981	1216	621
Konduktivitas panas ^d	W/m °C	415	381	228	33
	Btu/h ft °F	240	220	132	19

^a pada 20 °C = 68 °F

^d pada 10 °C = 212 °F

Resistivitas bahan konduksi, seperti tembaga dan aluminium, bervariasi dengan suhu pada laju sekitar 0,4% / C (0,22% / °F). Suhu referensi untuk nilai resistivitas adalah 75 °C (167 °F) untuk mesin listrik dan 20 °C (68 °F) untuk kabel. Suhu di mana kabel dapat bekerja dalam kondisi tunak berkisar antara 50 hingga 100 °C (122-212 °F); kisaran ini berasal dari kemampuan berbagai bahan isolasi untuk mendukung suhu tinggi untuk waktu yang lama tanpa kerusakan yang tidak dapat diterima.

Sistem distribusi industri terutama sistem tiga fase; di sini juga, hubungan yang ditunjukkan di atas digunakan sebagai berikut:

$$P_{losses} = 3 \times R \times I^2$$

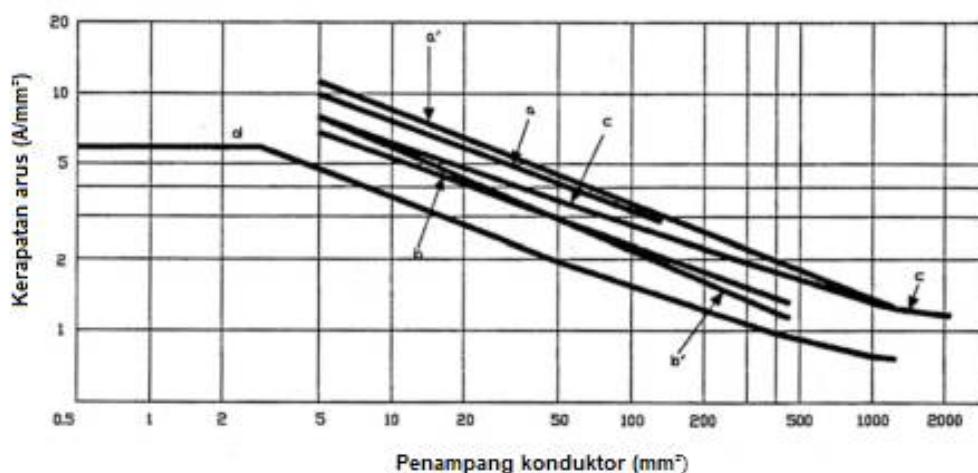
Dimana

R = resistensi dari konduktor fase tunggal.

I = RMS atau nilai efektif arus yang mengalir di setiap baris.

Kerugian tambahan terjadi jika frekuensi arus berbeda dari nol. Dalam hal ini, yang paling umum, karena kerugian bervariasi sesuai dengan kuadrat arus seperti halnya kerugian Joule dasar, resistensi yang setara umumnya diperkenalkan untuk memperhitungkan fenomena ini. Dalam prakteknya, hambatan ini dinyatakan sebagai persentase dari frekuensi nol atau hambatan arus searah; nilai berkisar dari 3 hingga 100% dan lebih tinggi. Sebagai aturan umum, semakin tinggi frekuensi dan semakin besar penampang konduktor, semakin tinggi persentasenya. Secara alami, kerugian tambahan berkurang karena suhu naik.

Nilai resistivitas untuk bahan yang berbeda dan parameter teknis lainnya dilaporkan pada Tabel 7.1. Perhatikan bahwa resistivitas di sini dinyatakan juga dalam $\Omega \text{ mm}^2 / \text{km}$ untuk memfasilitasi perhitungan untuk konduktor saluran.



Gambar 7.2. Kepadatan arus kabel tembaga yang berbeda: (a) Kertas inti tunggal yang diisolasi di udara; (a0) kertas inti tunggal yang diisolasi di bawah tanah; (B) kertas tiga-inti yang diisolasi di udara; (B0) kertas tiga-inti yang diisolasi di bawah tanah; (c) konduktor tidak berinsulasi di udara; (D) kabel inti tunggal berinsulasi karet

Parameter utama yang perlu dipertimbangkan dalam merancang sistem kelistrikan adalah kerapatan arus dan penurunan tegangan melalui saluran dan transformator, yang terkait dengan kerugian. Kriteria yang diterima secara luas untuk desain sistem distribusi tenaga listrik di pabrik industri didasarkan pada penurunan tegangan yang telah ditentukan di sepanjang jalur, umumnya ditetapkan pada kurang dari 5% dalam kondisi operasi normal, yang sesuai kurang dari 2–3% dari kerugian di sepanjang jalur yang sama. Nilai-nilai ini terkait dengan rasio (resistansi R / reaktansi X) kabel dan faktor daya beban. Kepadatan arus maksimum dalam situasi ini tergantung pada suhu operasi dan penampang konduktor. Sebagai aturan umum, semakin besar penampang konduktor, semakin rendah kerapatan arus yang dapat diterima (lihat Gambar 7.2).

Untuk kabel bertegangan rendah (0,6–1 kV), dan untuk berbagai mode pemasangan, rumus berikut dapat digunakan untuk menghitung kapasitas arus listrik:

$$I = A \times S^m - B \times S^n \text{ (A)}$$

di mana A , B , m , dan n adalah parameter yang ditentukan oleh Standar IEC dan S adalah penampang konduktor.

Formula yang disederhanakan untuk kabel yang tidak dikubur adalah

$$I = a \times S^b \text{ (A)}$$

Dimana:

a = kapasitas konduktor saat ini dengan penampang 1 mm². Nilai khas untuk konduktor tembaga adalah 13 A / mm² untuk isolasi PVC dan 17 A / mm² untuk EPR

S = penampang konduktor dalam mm².

b = 0,625 untuk kabel yang paling umum dan mode instalasi.

Kepadatan arus listrik adalah

$$\delta = \frac{I}{S} = a \times S^{b-1} = a \times S^{-0.375} \text{ A/mm}^2$$

Untuk dua kabel tipikal dibuat dengan konduktor yang memiliki penampang melintang dalam rasio

100–1 (misalkan, 150 dan 1,5 mm²), rasio antara dua nilai kerapatan saat ini adalah

$$\frac{\delta_{150}}{\delta_{1.5}} = \left(\frac{150}{1.5} \right)^{-0.375}$$

Contoh ini menunjukkan bahwa kerapatan arus yang diberikan tidak dapat dianggap sebagai nilai referensi untuk merancang saluran kabel, tetapi tegangan turun dan suhu pengoperasian terus menerus adalah parameter utama yang harus dipertimbangkan.

Perhatikan bahwa garis-garis pada umumnya dieksploitasi kurang dari yang telah dirancang untuknya, karena situs jarang meluas secepat yang diperkirakan; akibatnya, garis kerugian jauh lebih rendah daripada nilai yang diberikan di atas.

Kesimpulannya, karena kerugian aktual relatif kecil, kriteria desain hemat energi tidak terlalu penting untuk desain atau retrofit jalur industri.

7.3 Kontrol Faktor Daya

Daya yang mengalir melalui saluran listrik memiliki dua komponen: (1) daya aktif (kW), yang merupakan daya yang tersedia untuk konversi menjadi energi mekanik, termal, kimia, cahaya, atau suara, dan (2) daya reaktif (kvar), yang digunakan untuk medan magnet yang menarik dalam transformator dan mesin listrik atau medan listrik dalam kapasitor.

Ekspresi untuk daya aktif dan reaktif adalah sebagai berikut:

$$P = \sqrt{3} V I \cos \varphi \text{ (kW)}.$$

$$Q = \sqrt{3} V I \sin \varphi \text{ (kvar)}.$$

Faktor daya, yaitu cosinus sudut antara tegangan dan arus pada bagian tertentu dari rangkaian listrik, adalah indeks rasio antara daya aktif dan reaktif yang mengalir di bagian yang sama:

$$\tan \varphi = Q / P$$

$$\cos \varphi = P / \sqrt{P^2 + Q^2}$$

Hubungan ini dapat digunakan untuk menghitung nilai faktor daya di setiap bagian jaringan.

Untuk meminimalkan kerugian pada saluran yang ada, arus yang mengalir sepanjang itu harus dijaga serendah mungkin dan memastikan bahwa daya aktif P yang dibutuhkan oleh beban masih dapat mengalir.

Jumlah daya P yang konstan pada tegangan konstan dapat dilakukan dengan menetapkan hasil $I \cos \varphi$ konstan. Semakin tinggi faktor daya $\cos \varphi$, semakin rendah arus akan dan akibatnya kehilangan garis.

Dalam sirkuit listrik, ini berarti bahwa daya aktif listrik ditransfer dengan daya reaktif yang secara intrinsik dibutuhkan oleh sebagian besar beban listrik seperti motor dan transformator. Jika daya reaktif dimasukkan dalam node di sepanjang jaringan, umumnya melalui kapasitor, kelebihan arus, yang mengalir ke hilir node itu sendiri karena permintaan daya reaktif, akan berkurang di hulu.

Nilai ini, $\cos \varphi = 0.9$, mewakili situasi yang secara umum diterima oleh kebutuhan perusahaan di node pengiriman. Pada nilai $\cos \varphi$ yang lebih rendah, sesuai dengan $EQ > 0.5 \times Ep$, biaya harus dibayarkan untuk setiap kvarh melebihi 0.5 kWh ; pada nilai $\cos \varphi$ yang lebih tinggi, sesuai dengan Persamaan $Eq < 0.5 Ep$ tidak ada biaya.

Kebutuhan listrik biasanya mengisi sebagian energi reaktif yang dikonsumsi. EQ energi reaktif ini harus dibayar, karena utilitas harus menyediakan pembangkit dengan ukuran yang cukup untuk menghasilkan dan mentransmisikan daya aktif dan reaktif yang dibutuhkan oleh pengguna akhir dan daya aktif yang terkait dengan kerugian saluran.

$$\text{Jika, } EQ = 0.5 Ep \text{ maka } \cos \varphi = 0.9.$$

Utilitas tidak menerima nilai $\cos$ terlalu melebihi kesatuan, yang dapat terjadi ketika kapasitor tetap beroperasi bahkan dengan tingkat beban rendah, karena tegangan lebih di sepanjang jalur hulu. Akibatnya, setiap situs harus memasang peralatan kontrol atau prosedur manual untuk menghindari masalah ini. Prosedur yang sama harus digunakan untuk melindungi jalur distribusi internal, jika kapasitor dipasang di node pengguna akhir.

Daya kapasitor (kvar) yang diperlukan untuk menaikkan $\cos \varphi$ ke nilai yang ditetapkan dapat dihitung dengan mengacu pada daya reaktif dan aktif rata-rata selama periode yang ditentukan ($Q = EQ / \text{jam operasi}$, $P = EP / \text{jam operasi}$) sebagai berikut (lihat juga Gambar. 7.3):

- Situasi referensi

$$Q_0, P_0 \text{ dan } \cos \varphi_0 = \cos \text{atan} \frac{Q_0}{P_0}$$

- Situasi akhir ($\cos \varphi_1 > \cos \varphi_0$)

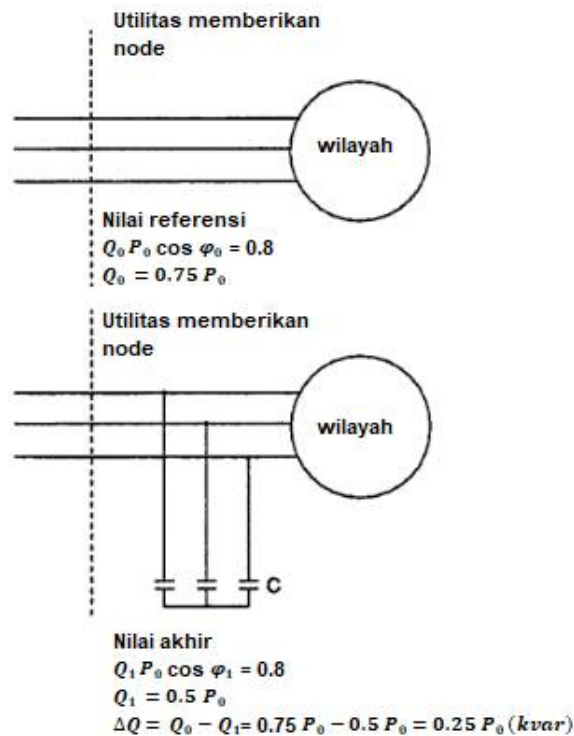
$$Q_1, P_0 \text{ dan } \cos \varphi_1 = \cos \text{atan} \frac{Q_1}{P_0}$$

$$\Delta Q = Q_0 - Q_1 = \text{kekuatan kapasitor yang akan dipasang}$$

- Jika situasi terakhir menunjukkan $\cos \varphi_1 = 0.9$

$$\cos \varphi_1 = 0.9 \text{ sesuai dengan } \varphi_1 = \text{atan} \frac{Q_1}{P_0} = \text{atan} 0.5.$$

Q_0 = kvarh dalam periode tertentu / diberikan jam (kvar)
 P_0 = kWh dalam periode tertentu / diberikan jam (kW)



Gbr. 7.3 Kontrol faktor daya: Skema dasar pemasangan

$$Q_1 = 0.5 \times P_0 \quad \Delta Q = Q_0 - Q_1 = Q_0 - 0.5 \times P_0$$

Jika bagian pada simpul penyedia utilitas dipertimbangkan dan kapasitor dipasang di bagian ini, biaya daripada energi dihemat karena hanya tingkat utilitas untuk kelebihan daya reaktif yang dikurangi. Konsekuensinya, energi hanya disimpan dalam sistem utilitas di bagian hulu dari node pengirim, karena ini membawa daya aktif yang sama dengan arus yang lebih rendah.

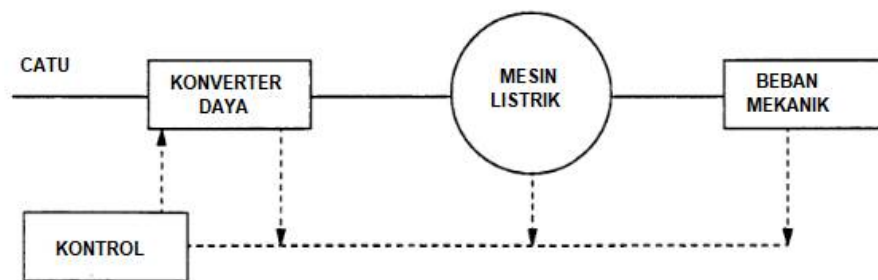
Pertimbangan di atas berlaku juga untuk bagian internal sistem distribusi daya: untuk menghemat energi di lokasi juga kapasitor harus dipasang secara umum di dekat beban yang menuntut daya paling reaktif (motor daya tinggi, transformator, beban induktif, dll.).

7.4 Penggerak Elektrik

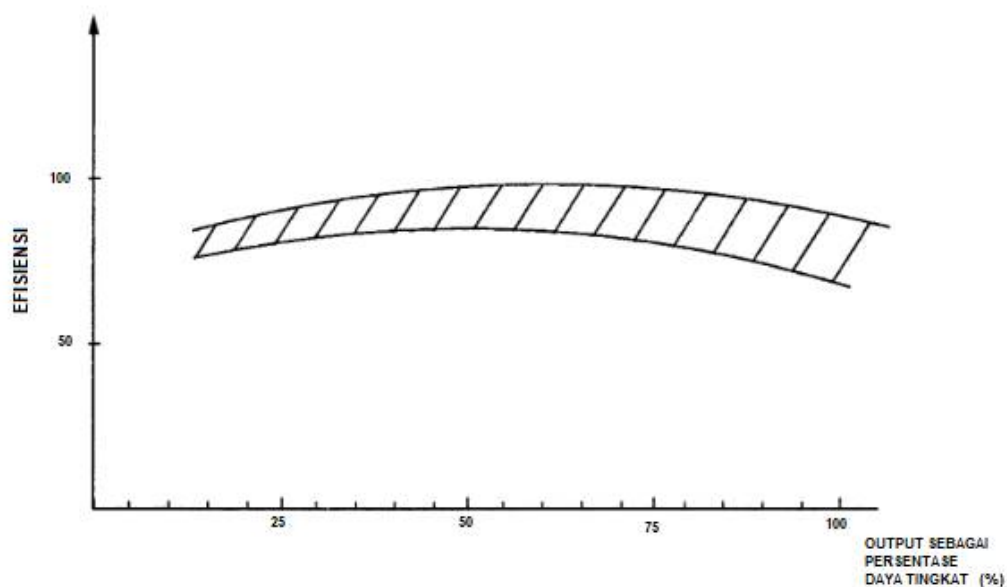
Penggerak listrik dapat didefinisikan sebagai sistem di mana energi listrik ditransformasikan menjadi mekanik dan sebaliknya dengan mengendalikan parameter listrik (tegangan, frekuensi, dan arus) dan mekanik (torsi, kecepatan). Komponen utama penggerak listrik ditunjukkan pada Gambar 7.4: mesin penggerak listrik, perangkat elektronik daya, dan kontrol terkait dengan transduser kuantitas listrik dan mekanik (arus, tegangan, frekuensi, fluks magnet, kecepatan, posisi poros, torsi, dll.)

Perputaran mesin listrik dapat beroperasi sebagai motor atau sebagai generator tergantung pada arah aliran daya, dari poros ke jaringan listrik atau sebaliknya. Motor dan pengendali mengubah energi listrik menjadi energi mekanis yang dibutuhkan pada kecepatan tetap atau pada kecepatan variabel untuk mengoperasikan peralatan proses dan fasilitas, di mana pompa, kompresor, dan kipas adalah yang paling umum. Transformasi energi hilir lainnya dilakukan, misalnya, dari energi mekanik menjadi fluida dingin atau udara terkompresi.

Daya pengenalan atau daya papan nama diperkenalkan sebagai daya keluaran maksimum yang dapat dikirim sebagai tenaga mekanis atau listrik dalam kondisi tertentu (tegangan, arus, frekuensi, kecepatan, permintaan dan layanan profil poros, jenis pendingin) tanpa melebihi suhu maksimum diizinkan untuk setiap kelas bahan isolasi yang digunakan di dalam mesin listrik. Temperatur ini tergantung pada kelas bahan isolasi, tetapi tidak melebihi 453 K (180 °C; 356 °F) untuk kelas tertinggi (kelas H dalam standar IEC); jika suhu operasi melebihi batas-batas ini, bahan isolasi rusak sampai kehilangan semua sifat berguna mereka, sehingga memicu korsleting dan kegagalan alat berat. Perhatian harus diberikan pada sistem pendingin (ventilasi alami, ventilasi paksa, pendinginan cairan perantara, dll.) Untuk menjaga suhu di bawah nilai pengenalan.



Gambar 7.4 Skema dasar pengendali listrik



Gambar 7.5 Efisiensi vs daya keluaran untuk motor listrik

Efisiensi mesin berputar (yaitu, rasio antara daya output mekanik dan daya input listrik untuk operasi motor; rasio antara daya output listrik dan daya input mekanik untuk operasi generator) umumnya di kisaran 85-95%, semakin tinggi nilai untuk mesin berdaya menengah dan tinggi (mesin berdaya menengah antara 50 dan 500 kW; yang berdaya tinggi di atas nilai-nilai ini). Efisiensi juga tergantung pada daya keluaran sebagai persentase dari daya pengenal seperti yang ditunjukkan pada Gambar. 7.5. Mesin yang lebih kecil biasanya memiliki nilai efisiensi yang lebih rendah.

Efisiensi dapat ditingkatkan (1) pada fasa desain, dengan apa yang disebut motor efisiensi tinggi di mana efisiensi adalah 2-3% poin lebih tinggi dari pada motor efisiensi normal, dengan menggunakan bahan kerugian rendah, khususnya, kerugian rendah besi, dan (2) dalam fasa pengoperasian dengan memungkinkan mesin beroperasi di sekitar titik efisiensi maksimum (lihat juga Bab 5 untuk transformer).

Efisiensi seluruh pengendali lebih rendah karena efisiensi konverter daya, yang sekitar 95%. Efisiensi keseluruhan 85-90% dapat diasumsikan sebagai nilai aktual untuk banyak penggerak listrik.

7.4.1 Prinsip Dasar dan Mode Pengoperasian Mesin Listrik

Mesin-mesin listrik secara tradisional diklasifikasikan sebagai mesin arus bolak-balik (mesin sinkron, mesin sinkron atau induksi, mesin komutator) dan mesin arus searah (mesin komutator) sesuai dengan tegangan saluran pengumpanan. Struktur stasioner (stator) dan struktur putar (rotor) keduanya umumnya dilengkapi dengan gulungan. Satu struktur harus menghasilkan fluks magnet dengan menggunakan set belitan tertentu (belitan medan pada mesin komuter dan mesin sinkron) atau magnet permanen, dan struktur lainnya memiliki belitan utama (belitan angker) di mana daya mengalir dari jalur listrik ke poros atau sebaliknya. Mesin asinkron (juga disebut mesin induksi) memiliki belitan stator polifase (umumnya dua atau tiga fasa) yang menghasilkan fluks berputar dan membawa tenaga listrik yang dialiri oleh saluran; gulungan rotor biasanya gulungan polifase sangkar-tupai.

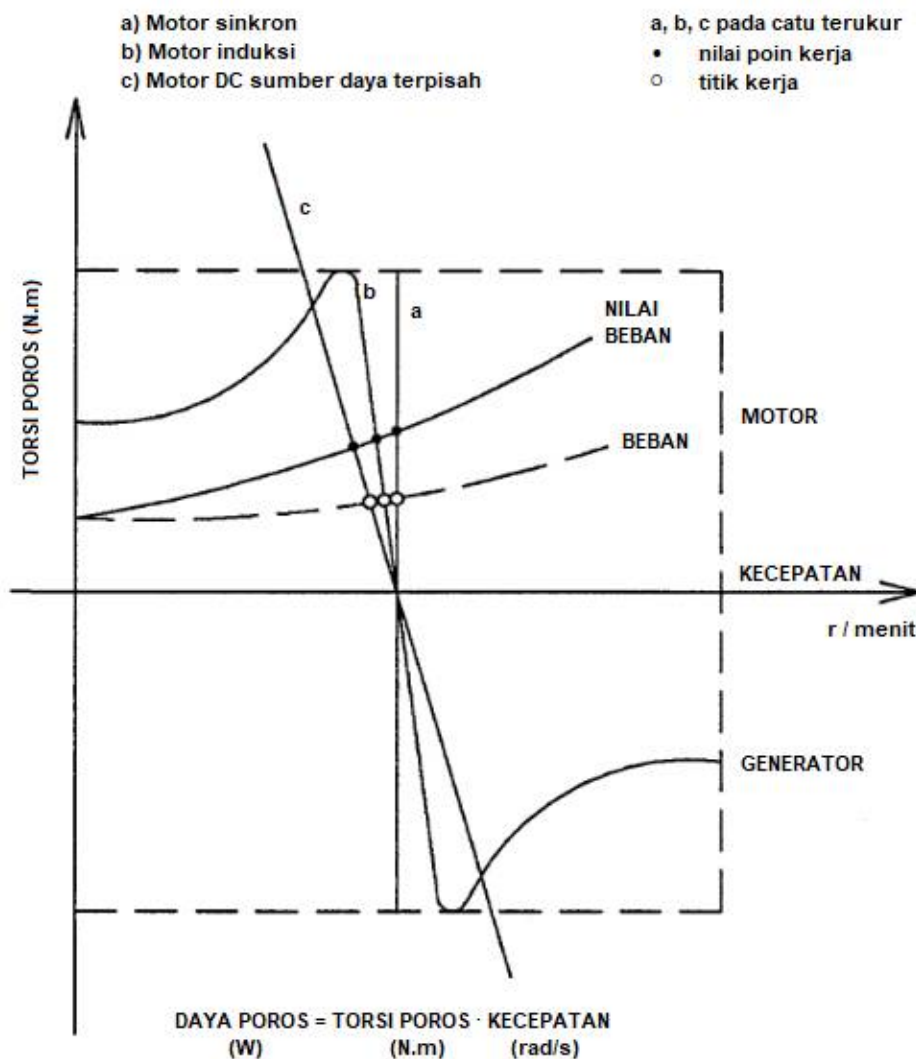
Mesin-mesin listrik secara tradisional diklasifikasikan sebagai mesin arus bolak-balik (mesin sinkron, mesin sinkron atau induksi, mesin komutator) dan mesin arus searah (mesin komutator) sesuai dengan tegangan saluran pengumpanan. Struktur stasioner (stator) dan struktur putar (rotor) keduanya umumnya dilengkapi dengan gulungan. Satu struktur harus menghasilkan fluks magnet dengan menggunakan set belitan tertentu (belitan medan pada mesin komuter dan mesin sinkron) atau magnet permanen, dan struktur lainnya memiliki belitan utama (belitan angker) di mana daya mengalir dari jalur listrik ke poros atau sebaliknya. Mesin asinkron (juga disebut mesin induksi) memiliki belitan stator polifase (umumnya dua atau tiga fasa) yang menghasilkan fluks berputar dan membawa tenaga listrik yang dialiri oleh saluran; gulungan rotor biasanya gulungan polifase sangkar-tupai.

DC (direct current) mesin membutuhkan DC. jalur tegangan yang umumnya tidak tersedia dalam aplikasi industri. Konverter daya dari AC. ke DC. Oleh karena itu diperlukan tegangan.

Sebagai aturan umum, torsi poros dapat dinyatakan sebagai produk dari fluks magnetik (dihasilkan oleh arus yang mengalir di dalam belitan medan atau di dalam belitan polifase atau dengan magnet permanen dalam satu struktur) dikalikan dengan arus yang mengalir di dalam belitan di struktur lainnya (stator atau rotor). Hubungan ini adalah dasar dari semua metode kontrol torsi.

Pada kondisi tetap, karakteristik kecepatan torsi dapat digunakan untuk mewakili output alat berat saat beroperasi sebagai motor dan input saat beroperasi sebagai generator. Titik kerja adalah persimpangan antara kurva kecepatan torsi mesin dan kurva beban seperti yang ditunjukkan pada Gambar 7.6 di mana karakteristik berbagai kelas mesin diwakili.

Jika mesin diumpankan langsung dari saluran pada tegangan dan frekuensi konstan, hanya ada satu karakteristik kecepatan torsi (yaitu, lokus titik kerja mesin) dan oleh karena itu hanya satu titik kerja yang diizinkan untuk setiap beban. Jadi, pada tegangan dan frekuensi konstan, nilai torsi dan kecepatan pada titik kerja dikenakan oleh beban dan dapat berubah hanya jika salah satu parameter beban berbeda.



Gambar 7.6 Karakteristik kecepatan torsi untuk mesin listrik pada tegangan dan arus input yang diberikan

Kontrol rostostatik, yang mengubah kecepatan motor dengan memasukkan sejumlah variabel hambatan ke dalam stator atau ke dalam rangkaian rotor, selalu melibatkan pemborosan energi ketika motor berjalan pada kecepatan rendah. Bahkan, penurunan tegangan terjadi di terminal rheostat, sehingga memicu kerugian efek Joule di dalamnya. Perhatikan bahwa sistem ini tidak dapat mengubah kecepatan sinkron yang sudah ditentukan, karena mereka tidak mengubah frekuensi pasokan. Setelah banyak digunakan untuk mengendalikan DC. dan mesin induksi dengan rotor luka, rheostat secara bertahap menjadi usang karena diperkenalkannya konverter elektronik daya yang menjalankan kontrol yang lebih baik dengan kerugian yang lebih rendah.

Kesimpulannya, penghematan energi pada tingkat pengguna akhir hanya dimungkinkan dengan pilihan yang benar dari daya nominal alat berat, sehingga titik kerja ditetapkan di zona efisiensi maksimum, dan dengan memasang mesin efisiensi tinggi alih-alih mesin standar. Setelah instalasi dilakukan, bebanlah yang menentukan titik kerja, kecuali jika sistem yang lebih kompleks, seperti konverter elektronik daya, diperkenalkan antara suplai dan mesin listrik.

7.4.2 Prinsip Dasar dan Mode Pengoperasian Pengendali Listrik

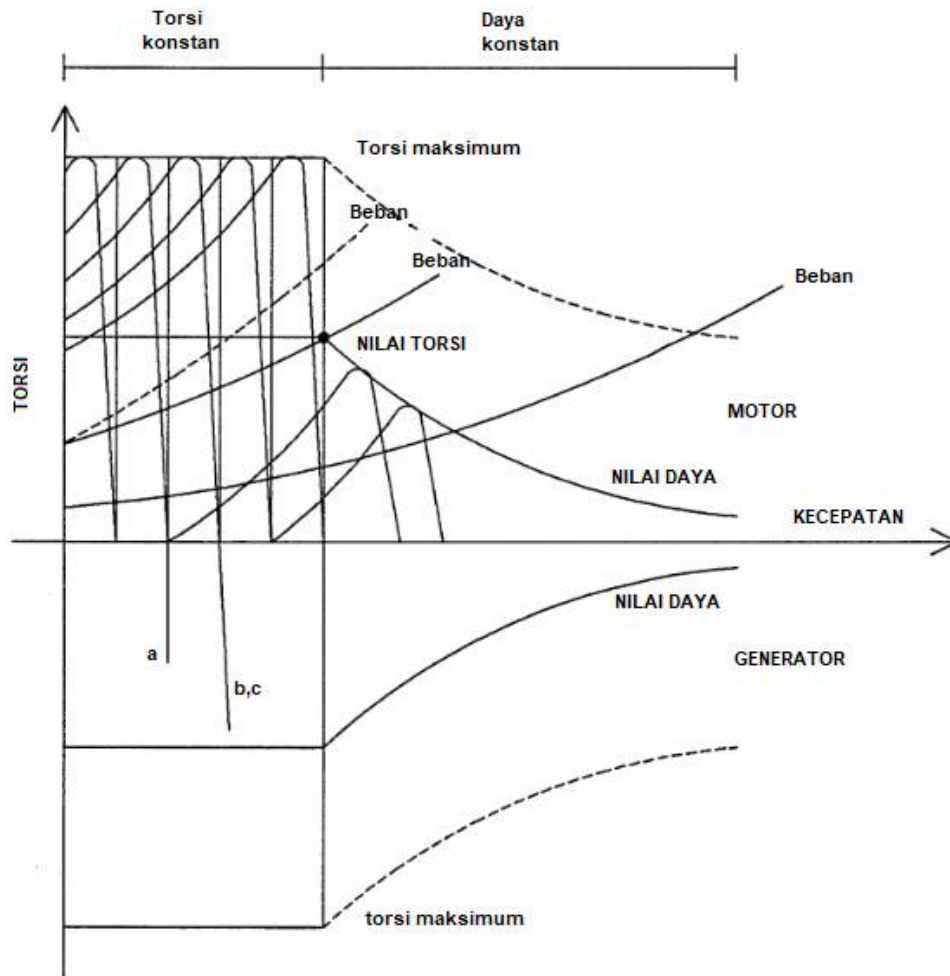
Tidak seperti mesin listrik yang terhubung langsung ke suplai, pengendali listrik memungkinkan satu set titik kerja di dalam area kerja alih-alih satu titik tetap.

Variabel input listrik (tegangan, arus, frekuensi) dapat dimodifikasi dalam kisaran yang diberikan dengan mengendalikan konverter elektronik daya dengan benar, sehingga jumlah output mekanis (torsi, kecepatan, posisi poros) diatur secara independen dalam batas yang ditentukan. Dengan cara ini, karakteristik eksternal alat berat dapat dimodifikasi secara kontinu, sehingga menghasilkan keluarga kurva yang memungkinkan operasi penggerak di seluruh wilayah bidang kecepatan torsi. Setiap titik kemudian dapat dicapai dengan hukum kontrol yang sesuai, dengan memvariasikan tegangan motor (atau arus), frekuensi, atau keduanya. Titik kerja pengendali tidak lagi terbatas, untuk beban yang diberikan, ke persimpangan tunggal dengan karakteristik mesin listrik yang dihasilkan dari sumber parameter tetap.

Dua wilayah kerja secara umum didefinisikan: (1) daerah torsi konstan sebagai satu set titik operasi di mana torsi dapat dikirim oleh drive pada kecepatan apa pun, dalam batas termal dan isolasi drive, dan (2) daya konstan wilayah sebagai wilayah operasi di mana torsi dikirim hanya dalam batas daya drive (ingat bahwa daya poros = torsi poros $\times$ kecepatan), sehingga nilainya menurun dengan meningkatnya kecepatan.

Pengoperasian pada torsi konstan biasanya dilakukan dengan nilai konstan fluks alat berat (dengan magnet permanen atau oleh arus medan konstan) dan menyiratkan bahwa torsi apa pun, dalam kemampuan motor, dapat dikirimkan pada kecepatan apa pun dengan aksi pada variabel kontrol yang tepat, biasanya saat ini. Ketika torsi fluks dikalikan dengan arus, ketika fluks dan arus dijaga konstan, nilai torsi konstan dapat dikirim pada kecepatan apa pun dengan memvariasikan tegangan (dan frekuensi dalam motor AC), sesuai dengan persyaratan sistem kontrol.

Pengoperasian pada daya konstan terjadi di luar wilayah torsi konstan dan kecepatan yang lebih tinggi dicapai dengan mengorbankan torsi dalam batas daya maksimum yang disalurkan oleh mesin. Pengoperasian dibatasi oleh hiperbola dari persamaan daya = kecepatan $\times$ torsi = konstan. Di wilayah ini, tegangan dipertahankan konstan (pada nilai terukur atau lebih rendah), sementara fluks mesin melemah. Batas akhir pada sumbu kecepatan dapat berupa kendala mekanis yang terkait dengan jenis konstruksi rotor atau batasan listrik (konverter atau arus motor). Karena nilai tegangan konstan, daya konstan pada kecepatan apa pun sesuai dengan arus konstan dari saluran (mengabaikan kerugian).



Gambar. 7.7 Torsi konstan dan wilayah daya konstan untuk pengendali dengan sinkron (a), asinkronisasi (b), dan DC. mesin (c)

Gambar 7.7 menunjukkan torsi konstan dan daerah daya konstan untuk berbagai pengendali; kedua mode operasi motor dan generator diilustrasikan.

Perhatikan bahwa penggerak listrik dapat bekerja dalam mode reversibel dengan mengubah energi mekanik menjadi energi listrik tanpa modifikasi struktur yang signifikan. Kemampuan ini digunakan terutama untuk mempengaruhi pengereman regeneratif dengan mengubah energi yang tersimpan di dalam massa yang berputar di poros menjadi listrik energi,

Pengendali listrik memainkan peran penting dalam penghematan energi ketika mesin seperti pompa, kompresor, dan kipas dikontrol oleh variasi kecepatan sebagai alternatif dari metode disipatif lainnya (lihat Bab 10, 11, 12, 13).

yang diumpankan kembali ke jaringan. Kontrol pengereman yang akurat serta pemulihan energi adalah alasan utama untuk menggunakan mode operasi ini baik di industri maupun dalam traksi.

Selain itu, penggerak listrik merupakan komponen utama sistem otomasi industri dan memungkinkan peningkatan kualitas dan kuantitas produksi, sehingga umumnya menentukan penurunan konsumsi energi spesifik per unit produksi. Berinteraksi dengan kontrol terpusat pabrik, diagnostik, dan pemantauan adalah faktor lain yang membuat pengendali kecepatan variabel listrik menarik untuk aplikasi industri.

7.4.3 Masalah Aplikasi

Pengendali berkecepatan variabel listrik dapat menjadi sumber gangguan fungsi termal, mekanik, dan listrik yang harus diselidiki dengan hati-hati untuk menjamin operasi yang aman dari pengendali itu sendiri dan jaringan listrik.

Faktor daya pada pengendali feeding node berubah sesuai dengan mode operasi: umumnya, semakin rendah beban aktual, semakin rendah faktor daya. Itu tergantung pada struktur internal konverter daya dan pada harmonisa arus dan tegangan, tetapi dapat dianggap sebagai aturan umum. Sistem kontrol biasanya diperlukan untuk menjaga nilai faktor daya dalam kisaran yang diterima.

Penurunan mesin listrik, ketika diberi makan oleh konverter daya, diperlukan karena peningkatan kerugian akibat harmonisa dan karena pengurangan efisiensi sistem pendingin pada kecepatan rendah. Penurunan 10-15% tergantung pada harmonisa; penurunan yang lebih tinggi, hingga 50%, disebabkan oleh fenomena termal yang disebabkan oleh rentang kecepatan yang berkurang. Bagaimanapun, sistem pendingin independen dipasang, umumnya kipas yang digerakkan oleh motor listrik independen.

7.5 Pemanasan Listrik Pengguna Akhir

Penggunaan energi listrik untuk pemanasan termasuk perawatan logam, boiler, pemanasan induksi, tungku busur listrik, pompa panas, pemanasan gelombang elektromagnetik, kompresi uap mekanis, dll. Mereka adalah berbagai jenis aplikasi berdasarkan prinsip yang berbeda.

7.5.1 Prinsip Kerugian Joule

Prinsip operasi mengacu pada kerugian Joule ($\text{power} = \text{resistance current}^2$). Dalam aplikasi perawatan logam, dua situasi dapat terjadi: (1) arus diumpankan dari saluran dan mengalir melalui belitan resistif; (2) arus diumpankan dari saluran dan mengalir melalui belitan induktif, sehingga menentukan tegangan dan arus induksi di dalam logam yang akan dipanaskan, yang umumnya di dalam belitan induktor.

Karena kerugian dalam pembangkit listrik yang menghasilkan energi listrik dari bahan bakar atau bahan bakar lainnya, pemanasan listrik tampaknya tidak nyaman dari sudut pandang konsumsi energi primer (kira-kira 6600 10500 kJ / kWh atau 6256 - 9952 Btu / kWh diperlukan dari sebuah utilitas pembangkit listrik, sedangkan 1 kWh dikirim ke pengguna akhir menghasilkan 3600 kJ atau 3412 Btu sebagai panas).

Pemanasan dari bahan yang mudah terbakar menghabiskan lebih sedikit energi primer dan seringkali lebih murah, kecuali untuk tarif rendah energi khusus (malam, liburan, lainnya) yang dibebankan oleh utilitas.

Persyaratan produksi, dalam hal kualitas dan kuantitas konstan, dapat memaksakan penggunaan pemanas listrik. Perhatikan bahwa efisiensi pengguna akhir pemanasan dari bahan bakar (nilai tipikal 50-60%) lebih rendah daripada pemanasan listrik (rasio antara dua efisiensi kira-kira 0.7), karena kehilangan gas buang yang tidak dapat dihindari akibat pembakaran, tetapi tidak mengubah pertimbangan yang sudah dibuat.

Efisiensi dapat ditingkatkan dengan memulihkan panas dari gas buang suhu tinggi ke panaskan udara pembakaran (lihat juga Bab 15).

Boiler yang menghasilkan uap atau air panas dengan menggunakan prinsip kerugian *Joule* telah dibahas di Bagian. 6.5.

7.5.2 Pemanasan Gelombang Elektromagnetik

Metode pemanasan alternatif adalah pemanasan gelombang elektromagnetik. Ini subjek materi dalam perawatan untuk gelombang listrik mulai dari beberapa Hz hingga 1 GHz dalam frekuensi untuk sistem frekuensi radio dan dari 1 hingga 300 GHz untuk sistem gelombang mikro. Nilai tipikal adalah 13–27 MHz untuk yang pertama dan 2,5 GHz untuk yang kedua.

Keuntungan dari sistem ini adalah kemungkinan memanaskan bahan dari inti ke permukaan, bukan sebaliknya seperti dalam sistem pemanas tradisional berdasarkan pembakaran bahan bakar, pengurangan polusi lokal, kontrol yang mudah dari aliran energi, dan pengurangan dari waktu pemanasan hingga $1 / 3 - 1 / 20$.

Sistem ini digunakan dalam sterilisasi, penghancuran, pemasakan, dan pengeringan. Aplikasi pengeringan industri cukup umum di industri tekstil, pengolahan makanan, dan industri lainnya; selain itu, baik memasak domestik maupun industri semakin menggunakan sistem ini.

Perhatikan bahwa sistem ini saja tidak memungkinkan penghematan energi yang signifikan dalam pengeringan karena konsumsi spesifik, energi yang dikonsumsi per kg air

Nilai tipikal adalah 1.2-1.3 kWh / kg air yang diuapkan, yang serupa dengan yang diperoleh saat bahan bakar digunakan untuk pengeringan standar; tentu saja, konsumsi spesifik sebagai energi primer yang dibutuhkan oleh pembangkit listrik utilitas lebih tinggi daripada dengan pengering berbasis pembakaran.

yang diuapkan, kira-kira sama atau lebih tinggi daripada konsumsi dalam kasus pengeringan tradisional berdasarkan pembakaran.

Sistem ini sangat sering dipasang sebagai langkah kedua setelah termal atau mekanis, mis. Sentrifugal, pengeringan, untuk menghilangkan air dari inti material. Dengan cara ini, kualitas produksi ditingkatkan dengan tindakan pada fasa proses di mana sistem tradisional akan membutuhkan konsumsi energi yang lebih tinggi untuk mencapai hasil yang serupa.

Ukuran modul tunggal umumnya berkisar antara 1 hingga 10 kW untuk gelombang mikro dan 20 hingga 100 kW untuk sistem frekuensi radio. Modul dirakit untuk daya yang lebih tinggi.

7.5.2 Pompa Panas

Pompa panas adalah alat yang beroperasi secara siklikal untuk mengubah energi suhu rendah dari sumber (udara atau air) menjadi energi suhu tinggi dengan penerapan pekerjaan eksternal, terutama mekanis. Penggerak utama adalah motor listrik atau mesin bahan bakar. Energi dapat dihemat tergantung pada sumber suhu rendah yang tersedia dan pada kebutuhan pengguna akhir pada suhu tinggi (lihat Bagian 12.9).

7.5.3 Mesin Recompression dan Thermocompression untuk uap

Sistem ini meningkatkan tekanan dan dengan demikian suhu uap jenuh dengan menggunakan energi mekanik kompresi bukannya energi termal dari boiler. Ini digunakan untuk membuat perubahan tekanan kecil, terutama ketika uap yang ditolak dari proses (misalnya konsentrasi atau distilasi cair) tersedia untuk digunakan kembali dalam peralatan proses yang sama.

Aplikasi yang umum adalah dalam industri susu, pengolahan makanan, dan industri kimia.

Dalam sistem rekompresi uap mekanis, nilai tipikalnya adalah 20–30 kWh untuk mengompres ulang 1 t uap dengan kenaikan suhu 6 - 8 K atau °C (11–15 °F). Peningkatan yang lebih besar akan membutuhkan konsumsi energi yang lebih tinggi.

Untuk rekompresi mekanik pada pabrik konsentrasi, tata letak dasar ditunjukkan pada Gambar. 7.8: nilai tipikal adalah 25-35 kWh dari konsumsi pembangkit energi listrik untuk menguapkan 1 t air.

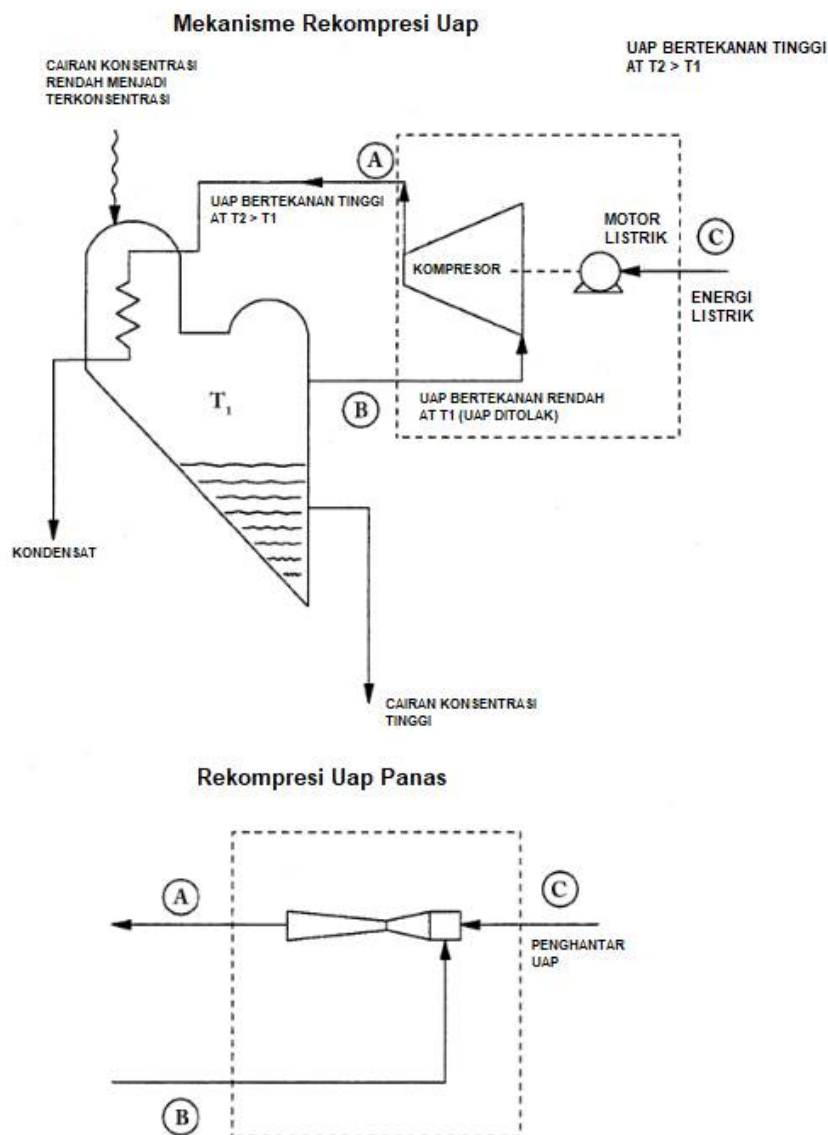
Nilai yang lebih rendah dapat dicapai jika kompresi mekanis dikombinasikan dengan instalasi evaporasi multi-efek. Jika n adalah jumlah efek, jumlah air yang diuapkan mengacu pada konsumsi steam adalah $n \times 0.95^n$ kg air / kg steam.

Alternatif untuk rekompresi mekanis adalah termokompresi (lihat Gambar 7.8) di mana tekanan uap (dan karenanya suhu) meningkat melalui ejector (lihat Bagian 11.1). Dalam hal ini, uap bertekanan tinggi dari boiler digunakan untuk mengangkut uap yang ditolak ke dalam ejector, sehingga mengubah kecepatan campuran menjadi tekanan dalam suatu diffuser.

Parameter operasi termokompresi yang umum adalah 0,6–1,2 MPa (87–174 psi) untuk tekanan uap penggerak, 0,05–0,02 MPa (7,25–2,9 psi) untuk tekanan isap, 1,5–2 untuk rasio kompresi ejektor (antara bagian 1 dan 2 pada Gambar 7.8; 15–20 K atau C atau 27–36 F kenaikan suhu), dan 0,5–1 untuk rasio antara laju aliran uap penggerak dan uap yang ditolak dalam ejektor. Konsumsi energi pengguna akhir sepuluh kali lebih besar daripada dengan sistem rekompresi mekanik.

Semakin tinggi tekanan uap penggerak sebanding dengan tekanan isap uap yang ditolak, semakin rendah laju aliran uap penggerak.

Sistem ini dapat digunakan juga pada tahap pertama dari pabrik penguapan multi-efek; dalam hal ini, instalasi membutuhkan lebih sedikit uap atau lebih sedikit efek daripada instalasi evaporasi multi-efek murni dengan laju penguapan yang sama, tetapi masih lebih dari tanaman dengan evaporasi mekanis.



Gambar 7.8 Prinsip pengoperasian MVR (Mechanical Vapor Recompression) dan TVR (Thermal Vapor Recompression)

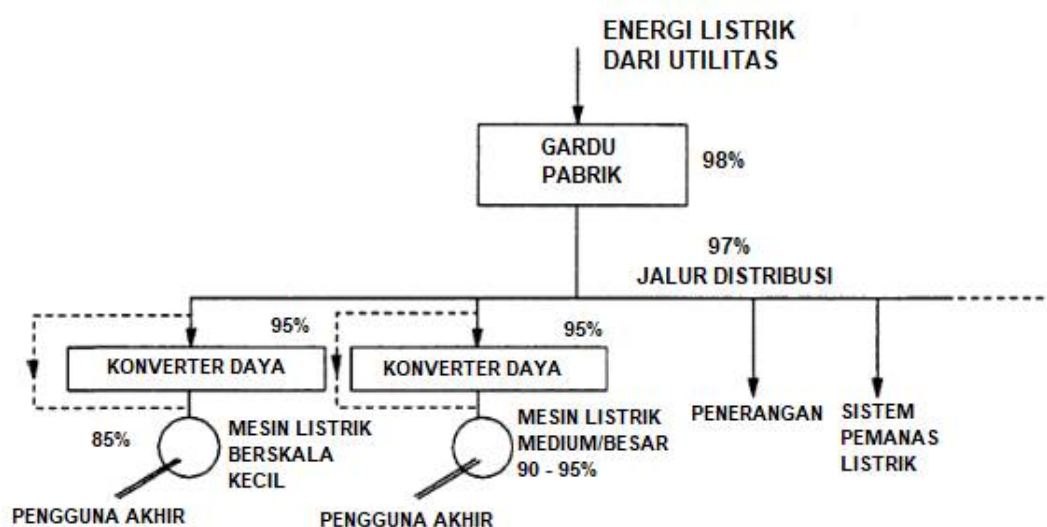
7.6 Pengguna Akhir dan Manajemen Beban

Gambar 7.9 menunjukkan skema dasar untuk sistem listrik bersama dengan nilai efisiensi rata-rata untuk pengguna akhir yang berbeda.

Perhatikan bahwa efisiensi pengguna akhir listrik yang disebutkan di atas umumnya tinggi, terutama pada penggerak listrik, dan tidak ada peningkatan signifikan yang dapat dibuat dalam efisiensi komponen tunggal. Namun demikian, motor dengan efisiensi tinggi, dimana efisiensinya 2-3% poin lebih tinggi dari pada motor dengan efisiensi normal, dapat dibenarkan baik secara teknis maupun ekonomis ketika jam kerja lebih dari 4000–5000 jam / tahun. Hasil yang lebih baik dapat diperoleh dengan meningkatkan kinerja seluruh sistem, misalnya di pompa dan kipas (Bab 10), di kompresor udara (Bab 11), di sistem pendingin industri (Bab 12), di sistem HVAC (Bab 10), (Bab 13), dan dalam pencahayaan (Bab 14). Tentu saja, semua pertimbangan ini dapat diambil sebagai pedoman umum untuk menentukan prioritas dalam program hemat energi.

Selain itu, tindakan seperti penerapan teknik manajemen beban dapat memberikan manfaat ekonomi pada tingkat utilitas. Hasil ini dicapai dengan mengurangi puncak daya tanpa mengorbankan kualitas atau kuantitas produksi dan dengan menggeser konsumsi energi dari jam-jam sibuk ke jam hemat. Pilihan yang tepat dari beban yang harus dikontrol dan urutan penutupan dapat menyebabkan penghematan biaya yang nyata dan juga penghematan energi yang efektif dengan mengurangi pemborosan energi, terutama di fasilitas pabrik.

Sistem kontrol manajemen energi mikro atau terkomputerisasi banyak digunakan di pabrik dan di gedung-gedung besar. Mereka umumnya terbukti ekonomis, tergantung pada kompleksitas instalasi (jumlah beban, tata letak pabrik, kekuatan beban terkontrol tunggal); mereka menjadi lebih dan lebih menarik untuk digunakan bersama dengan fungsi-fungsi non-energi seperti memantau dan mengendalikan peralatan yang menghasilkan polusi, mengelola pemeliharaan preventif, mencatat produksi, dan fungsi-fungsi non-teknik lainnya.



Gambar. 7.9 Nilai umum efisiensi keseluruhan dari batas-batas lokasi hingga terminal peralatan listrik

7.6 Contoh Praktis

Contoh 1 Hitung kerugian dalam jalur distribusi industri listrik dengan berbagai tingkat kendali faktor daya.

Di bawah ini adalah contoh praktis dari perhitungan kerugian dalam jalur distribusi listrik industri dengan berbagai tingkat kontrol faktor daya pada titik beban. Pendekatan ini harus diikuti untuk mengevaluasi validitas ekonomi pemasangan kapasitor di dekat beban alih-alih menempatkannya di node utilitas (lihat Bagian 7.3).

Mengacu pada Gambar 7.10 dan dengan asumsi bahwa tegangan beban V dijaga konstan, rumus yang digunakan untuk perhitungan adalah

- Arus Listrik

$$I = \frac{P}{\sqrt{3} V \cos \varphi}$$

- Total kerugian listrik

$$PL = 3 \times RT \times I^2 = \frac{RT \times P^2}{(V \times \cos \varphi)^2}$$

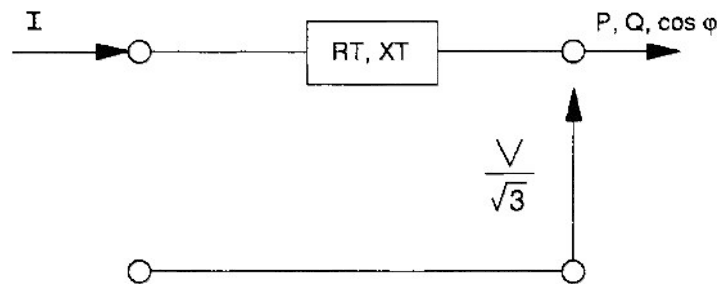
- Drop tegangan listrik

$$\Delta V = \sqrt{3} \times I \times (RT \times \cos \varphi + XT \times \sin \varphi)$$

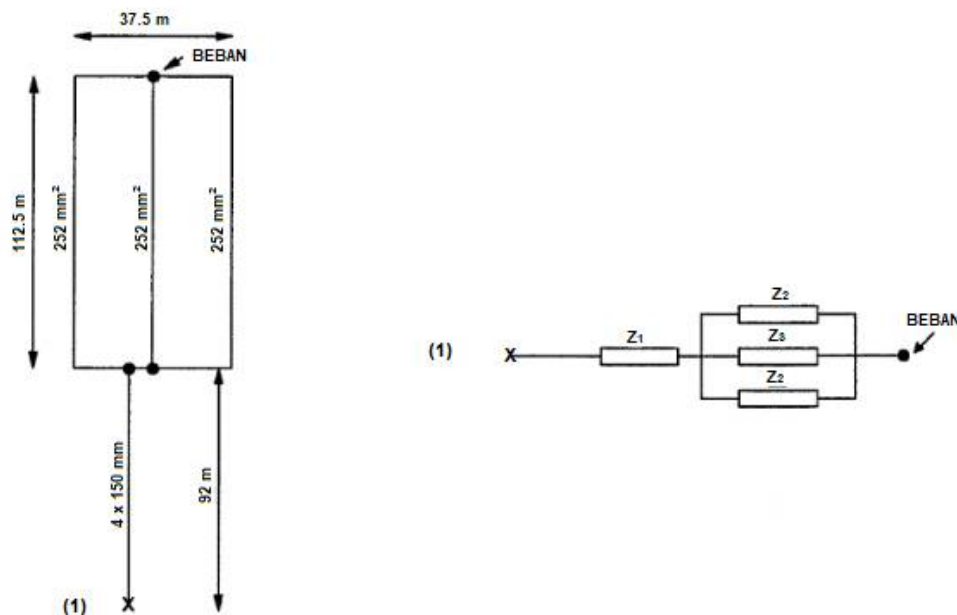
- Daya muat maksimum dengan penurunan tegangan 5%

$$PMV = \frac{5}{100} \times \frac{V^2 \times \cos \varphi}{RT \times \cos \varphi \times XT \times \sin \varphi}$$

– Maximum loading power with rated current I_n



Gambar. 7.10 Rangkaian ekivalen sederhana untuk saluran distribusi



Gambar 7.11 Contoh jalur distribusi listrik industri; lihat Tabel 7.2 untuk perhitungan

$$PMI = \sqrt{3} \times V \times I_n \times \cos \varphi$$

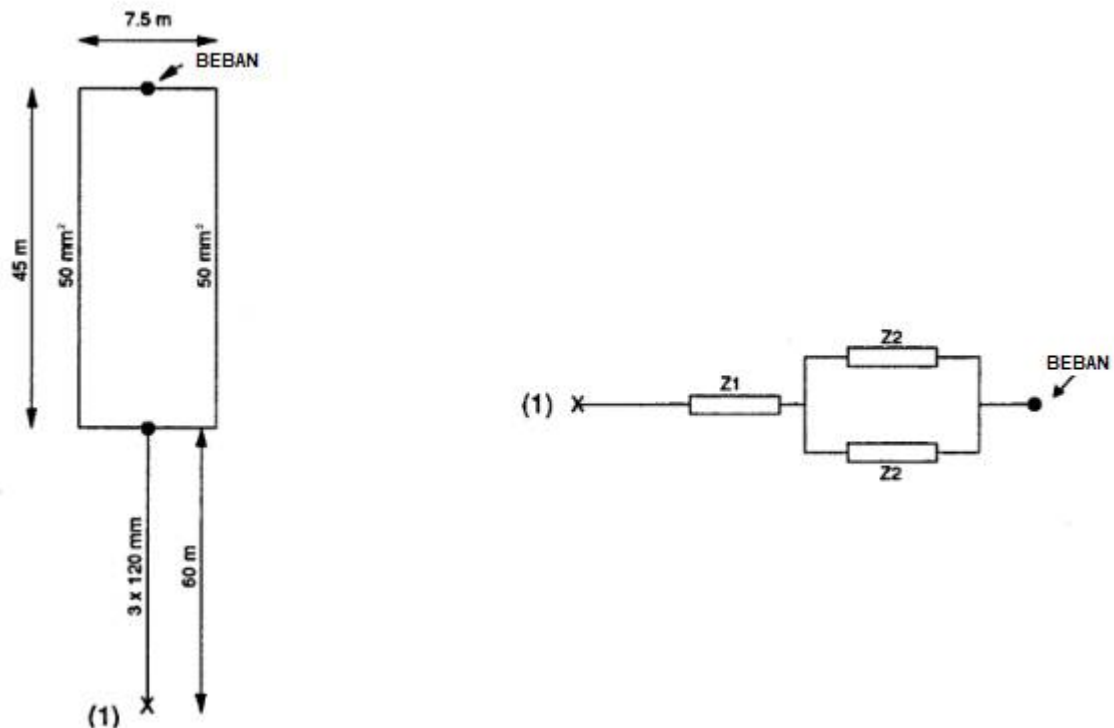
Dua jalur distribusi berbeda yang diperiksa diwakili dalam Gambar. 7.11 dan 7.12 bersama dengan rangkaian seri RT-nya yang setara, XT.

Asumsi dasar untuk perhitungan adalah sebagai berikut:

- Tegangan beban dijaga konstan sama dengan nilai nominal.
- Daya aktif dan reaktif yang tercatat di hulu jalur distribusi (titik 1) di gardu listrik situs diasumsikan sebagai daya beban. Beban diambil untuk benar-benar terkonsentrasi pada titik yang paling tidak menguntungkan untuk kehilangan dan penurunan tegangan. Dalam situasi nyata, beban dibagi menjadi banyak beban yang didistribusikan di sepanjang jalur. Perhitungan yang digunakan memberikan kerugian maksimum.
- Tegangan jatuh di sepanjang garis, dihitung dengan rumus yang disederhanakan seperti yang diberikan di atas.

Hasil untuk sirkuit yang diilustrasikan dalam Gambar. 7.11 dan 7.12 ditunjukkan pada Tabel 7.2 dan 7.3.

Kasus 1 Daya beban aktif dan daya beban reaktif adalah nilai referensi yang telah dicatat di hulu jalur distribusi dalam kondisi operasi normal (titik 1).



Gambar 7.12 Contoh jalur distribusi listrik industri; lihat Tabel 7.3 untuk perhitungan

Kasus 2 Daya beban aktif dijaga sama dengan nilai referensi seperti dalam Kasus 1 tetapi faktor daya sama dengan 0,9 dikenakan karena pemasangan kapasitor pada simpul beban.

Kasus 3 Daya beban aktif sama dengan daya muat maksimum dengan faktor daya sama dengan nilai referensi seperti dalam Kasus 1 dan arus yang sesuai dengan penurunan tegangan sama dengan 5%. Atau, arus yang sama dengan nilai nominal garis dikenakan jika nilai sebelumnya dari arus lebih tinggi.

Kasus 4 Sama seperti dalam Kasus 3, tetapi faktor daya sama dengan 0,9 dikenakan karena pemasangan kapasitor pada simpul beban.

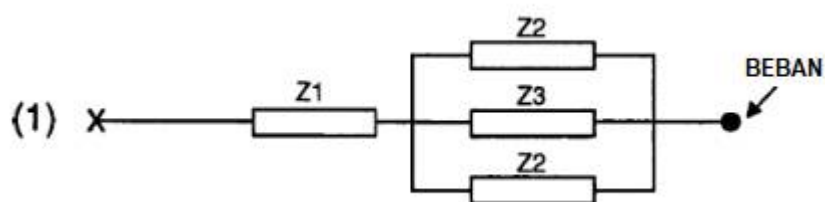
Perhatikan bahwa Kasus 1 mewakili kondisi operasi yang khas, sehingga kerugian yang dihitung adalah maksimum yang mungkin dalam situasi ini. Kasus 2, dengan faktor daya sama dengan 0,9, menunjukkan pengurangan kerugian maksimum yang dapat diperoleh dengan kontrol faktor daya dalam kondisi operasi yang ditunjukkan pada Kasus 1.

Kasus 3 mewakili eksploitasi maksimum saluran dengan drop tegangan yang sama ke atau lebih rendah dari 5% atau arus bus sama dengan atau lebih rendah dari nilai nominal. Kasus ini, yang berbeda dari situasi operasi dalam Kasus 1, menunjukkan kerugian maksimum yang dapat diperoleh dengan eksploitasi maksimum saluran.

Kasus 4, dengan faktor daya sama dengan 0,9, menunjukkan pengurangan maksimum kerugian yang diizinkan oleh kontrol faktor daya dalam kondisi operasi yang ditunjukkan dalam Kasus 3.

Tabel 7.2 Penurunan dan kerugian tegangan untuk berbagai kasus yang ditunjukkan pada Gambar 7.11

Z1 (kabel 4 x 150 mm ² ;92m)	R1= 0.0034 Ω	X1 = 0.0014 Ω		
Z2 (saluran bus 252 mm ² ; 150 m)	R2 = 0.0129 Ω	X2 = 0.0196 Ω		
Z3 (saluran bus 252 mm ² ; 112 m)	R3 = 0.0096 Ω	X3 = 0.0146 Ω		
RT	0.0073 Ω			
XT	0.0073 Ω			
Tegangan tiga phasa	380 V, 50 Hz	P, Q pada titik (1)		
	Kasus 1	Kasus 2	Kasus 3	Kasus 4
Beban daya P, Q				
P (W)	260,000	260,000	459,200	459,200
Q (var)	300,000	125,000	529,840	220,770
$\phi = \text{atan}(Q/P) \text{ (rad)}$	0.86	0.45	0.86	0.45
Factor daya cos ϕ	0.65	0.90	0.65	0.90
Kerugian daya PL (W)	7,967	4,207	24,852	13,124
Drop tegangan ΔV (V)	10.758	7.396	19.000	13.063
Kerugian energi jam kerja (h/year)	3,000	3,000	3,000	3,000
Kerugian (kWh/year)	23,902	12,622	74,556	39,372
Penyimpanan energi				
Kasus 1– Kasus 2 (kWh/year)		11,280		
Kasus 3– Kasus 4 (kWh/year)				35,184
Daya Kapasitor				
Kasus 1– Kasus 2 (kvar)		175		
Kasus 3– Kasus 4 (kvar)				309



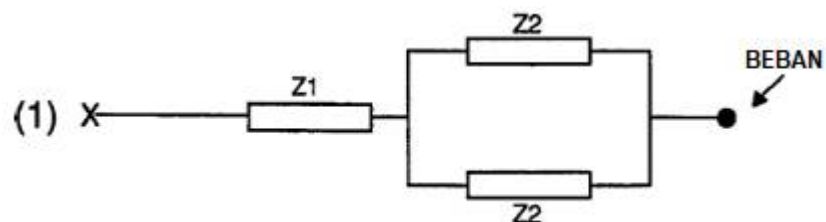
Dalam semua kasus, Tabel 7.2 dan 7.3 menunjukkan kehilangan energi tahunan dan potensi penghematan energi jika kapasitor dipasang seperti dalam Kasus 2 dan Kasus 4. Kekuatan kapasitor yang dibutuhkan juga disediakan untuk kasus-kasus ini, sehingga dapat mengevaluasi investasi. Biaya kapasitor sendiri merupakan bagian kecil dari total investasi yang ditentukan terutama oleh biaya pemasangan tergantung pada banyak faktor, seperti keadaan saluran listrik dan peralatan terkait dan distribusi beban di sepanjang jalur. Evaluasi ekonomi untuk Kasus 2 dan Kasus 4 diberikan pada Tabel 19.4.

Contoh 2 Bandingkan konsumsi energi microwave dan sistem pengering termal dalam industri tekstil.

Sebuah contoh diberikan di sini dari sistem pemanas gelombang mikro yang digunakan untuk pengeringan di industri tekstil. Garis pengeringan memproses 250 kg / jam polisi kapas kering selama 6.000 jam per tahun. Kapas yang memasuki garis memiliki kadar air sebesar 250% menurut berat kering; itu berarti 875 kg / jam dari total berat memasuki garis yang 625 kg / jam adalah air. Kadar air harus dikurangi hingga 8% dari berat kering pada akhir proses

Tabel 7.3 Penurunan dan kerugian tegangan untuk berbagai kasus yang ditunjukkan pada Gambar 7.12

Z1 (kabel 3 x 120 mm ² ;92m)	R1= 0.0037 Ω	X1 = 0.0015 Ω		
Z2 (saluran bus 50 mm ² ; 150 m)	R2 = 0.025 Ω	X2 = 0.009 Ω		
RT	0.0162 Ω			
XT	0.006 Ω			
Tegangan tiga phasa	380 V, 50 Hz	P, Q pada titik (1)		
	Kasus 1	Kasus 2	Kasus 3	Kasus 4
Beban daya P, Q				
P (W)	190,000	190,000	122,160	122,160
Q (var)	265,000	90,000	171,570	57,870
$\phi = \text{atan}(Q/P) \text{ (rad)}$	0.95	0.44	0.95	0.44
Factor daya cos ϕ	0.58	0.90	0.58	0.90
Kerugian daya PL (W)	11,928	4,959	4,977	2,050
Drop tegangan ΔV (V)	12.284	9.521	7.917	6.122
Kerugian energi jam kerja (h/year)	3,000	3,000	3,000	3,000
Kerugian (kWh/year)	35,785	14,876	14,930	6,150
Penyimpanan energi				
Kasus 1– Kasus 2 (kWh/year)		20,909		
Kasus 3– Kasus 4 (kWh/year)				8,780
Daya Kapasitor				
Kasus 1– Kasus 2 (kvar)		175		
Kasus 3– Kasus 4 (kvar)				114



dengan menghilangkan 605 kg / jam air dalam dua langkah: (langkah 1) pengusiran 500 kg air / jam dengan sentrifugasi mekanis atau dengan udara tekan dalam autoklaf (kadar air pada akhir langkah ini adalah 125 kg / jam) dan (langkah 2) pembuangan 105 kg air / jam dengan pengering termal atau sistem microwave.

Kedua sistem tersebut dibandingkan di bawah ini sehubungan dengan langkah kedua pengeringan.

Pengering termal: Pengering bekerja dengan udara panas yang dihasilkan oleh penukar uap / udara dan memiliki kebutuhan daya yang berguna untuk pengeringan sebesar 7.500 kJ / kg air

yang dikeluarkan. Konsumsi listrik untuk ventilasi adalah 120 kW dengan kecepatan 105 kg air / jam.

Sistem microwave:

Pengering microwave menghilangkan air dari inti material.

Daya bermanfaat yang diperingkat dari peralatan microwave adalah 90 kW (30 modul dari Masing-masing 3 kW) dengan daya yang diserap 128 kW dengan kecepatan 105 kg air / jam. Konsumsi spesifik adalah $128/105 \approx 1.22$ kWh / kg air.

Tabel 7.4 mencantumkan data utama untuk perbandingan dan penghematan energi yang dihasilkan.

Evaluasi ekonomi ditunjukkan pada Tabel 19.4.

Tabel 7.4 Perbandingan antara pengering berbasis microwave dan pengering udara panas

	Parameter operasi		Panas Air (α)	Microwave (b)
α	Jam kerja	h/Tahun	6000	6000
	Pengeringan (langkah 2)			
b	Input kapas kering ke dalam <i>cops</i>	Kg/h	250	250
c	Kandungan air	Kg/h	125	125
d	Air harus dihilangkan	Kg/h	105	105
e $= 6500 \times d/3600$	Daya yang berguna untuk pengeringan	kW	190	90
f	Daya listrik yang diserap			
	Untuk pengeringan	kW	0	128
	Untuk ventilasi	kW	120	0
$g = e/0.87$	Daya listrik yang diserap	kW	218	0
$h = g \times 3600/41860$		Kgoil/h	18.8	
	Konsumsi spesifik			
$i = f/d$	Listrik	kWh/kg H_2O	1.143	1.219
$l = h/d$	Panas	kWh/kg H_2O	0.179	0
$m = l \times 41860$		kJ/kg H_2O	7500	
	Konsumsi energi tahunan			
$n = f \times \alpha$	Listrik	kWh/tahun	720000	786000
$o = h \times \alpha$	Panas	Kgoil/tahun	112875	0
$o' = o/1000$		TEO/tahun	112875	0
	hemat energi (a) - (b)			
$p = n(a) - n(b)$	Listrik	kWh/tahun		-48000
$q = o'(a) - o'(b)$	Panas	TEO/tahun		112.875

Contoh 3 Untuk daya output terukur yang diberikan, bandingkan efisiensi tinggi dengan motor listrik efisiensi normal.

Di banyak industri manufaktur (batu bata, ubin, pengecoran, kertas, dll.) Dan dalam sistem HVAC, kipas dan pompa yang digerakkan motor bekerja dengan beban konstan sepanjang tahun.

Motor listrik daya pengenal 55 kW bekerja pada 80% daya pengenalnya selama 5.000 jam / tahun dengan efisiensi 86%.

Motor ini dapat diganti dengan motor listrik yang memiliki daya pengenal yang sama tetapi dengan efisiensi yang lebih tinggi (90%).

Tabel 7.5 menunjukkan perhitungan energi yang dihemat, yang terbukti 11.370 kWh / tahun.

Evaluasi ekonomi ada pada Tabel 19.4.

Tabel 7.5 Perbandingan antara dua motor listrik dengan efisiensi yang berbeda (Contoh 3)

Standar efisiensi motor			55 kW	Nilai output daya	
Keluaran		Jam Kerja	Efisiensi	Input	
% dari kapasitas terukur	kW	h/tahun	%	kW	kWh/year
80	44	5,000	86	51	255,814 (a)
Motor efisiensi tinggi			55 kW	Nilai output daya	
Keluaran		Jam Kerja	Efisiensi	Input	
% dari kapasitas terukur	kW	h/year	%	kW	kWh/year
80	44	5,000	90	49	244,444 (b)
Hemat energi (a) - (b)				kWh/tahun	11370

8. Sistem Distribusi Cairan Panas



8.1 Pendahuluan

Energi memasuki lokasi saat bahan bakar didistribusikan kepada pengguna akhir dengan cara yang berbeda: saluran pipa hilir dari pabrik boiler dapat membawa energi panas dengan cara memanaskan media seperti uap, air panas, minyak panas, dan udara panas; alternatifnya, pipa dapat membawa gas alam atau minyak ke tungku dan oven di mana bahan bakar dibakar secara langsung.

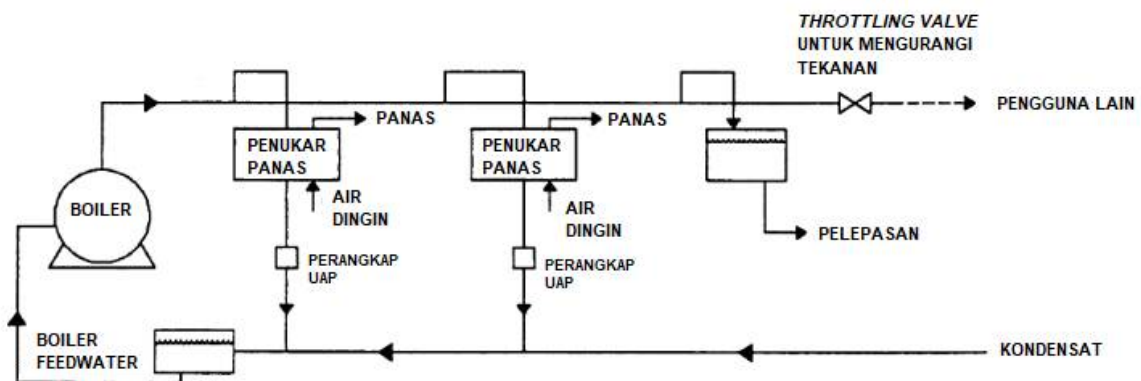
Dalam sebagian besar aplikasi industri, uap tentu merupakan media transfer panas yang paling murah dan paling efektif, jika air tersedia. Konversi air menjadi uap menyerap sejumlah besar panas per kilogram air. Uap yang dihasilkan, yang mudah didistribusikan di sekitar lokasi, mengandung jumlah panas yang relatif tinggi jika dibandingkan dengan media transfer panas lainnya. Akhirnya, proses perpindahan panas dengan kondensasi pada pengguna akhir umumnya sangat efisien karena jumlah yang ditransfer dalam waktu yang relatif singkat melalui peralatan sederhana.

Jalur distribusi fluida dingin menghasilkan energi untuk pipa ledeng, HVAC, dan sistem pendingin proses pada suhu rendah.

Gas alam umumnya dikirim pada tekanan tinggi (1.5-5 MPa; 145-725 psi) dan kemudian diturunkan ke tekanan lebih rendah pada batas lokasi atau di dekat pengguna akhir. Kerugian yang dihasilkan dari transformasi ini relatif rendah.

8.2 Komponen Sistem Uap dan Cairan Lainnya

Gambar 8.1 menunjukkan pengaturan khas untuk sistem uap di pabrik industri. Ketel menghasilkan uap pada tekanan, dan akibatnya pada suhu yang sedikit lebih tinggi dari yang dibutuhkan oleh pengguna akhir. Steam dibawa dari pabrik boiler melalui jalur transfer utama dan sekunder ke peralatan proses. Jika beberapa peralatan memerlukan suhu yang lebih rendah, uap akan dicekik ke tekanan yang lebih rendah dengan menggunakan katup pengatur tekanan atau, jika melibatkan banyak uap, dengan menggunakan turbin tekanan balik.



Gambar. 8.1 Tipikal rangkaian sistem uap

Dalam sebagian besar aplikasi, penukar panas uap / air atau uap / udara adalah bagian dari peralatan pengguna akhir di mana perpindahan panas dengan kondensasi terjadi.

Tergantung pada kondisi proses, kondensat dapat dibuang atau diambil kembali oleh steam traps, yang terletak di dekat pengguna akhir uap, yang memungkinkan kondensat mengalir ke saluran balik kondensat, di mana kondensat mengalir kembali ke tangki dan kemudian ke boiler sebagai air umpan.

Selain sistem dasar yang ditunjukkan pada Gambar 8.1, komponen lain juga digunakan memastikan operasi sistem yang aman. Isolasi pipa, tangki dan juga katup dan flensa dan komponen lainnya, merupakan potensi penghematan energi yang harus selalu diselidiki untuk memeriksa apakah itu valid secara ekonomi.

Steam trap adalah salah satu komponen terpenting sistem steam dan kondensat. Fungsi utamanya adalah untuk memungkinkan kondensat dikeringkan sepenuhnya dari peralatan pengguna akhir secepat mungkin dan untuk memfasilitasi penghapusan udara dari saluran pipa uap. Kondensat di ruang uap mengurangi keefektifan transfer panas dan di samping itu, jika inklusi cair terperangkap dalam jalur uap, mereka dapat dipercepat hingga kecepatan tinggi dan didorong terhadap suatu penghalang seperti katup atau komponen lainnya, dengan dampak yang serupa dengan yang dapat diperoleh dengan memukul komponen dengan palu. Fenomena ini disebut *water hammer*.

Udara dan beberapa gas, umumnya dilepaskan dari air dalam proses mendidih, ketika dicampur dengan uap membuat campuran gas di mana masing-masing komponen berkontribusi terhadap tekanan secara proporsional dengan pangsa ruang yang tersedia. Karena itu, tekanan uap berkurang, seperti suhu. Ini berarti bahwa perpindahan panas berkurang atau bahwa lebih banyak uap harus diproduksi untuk mendapatkan efek pemanasan yang sama. Selain itu, udara yang sangat dekat dengan permukaan perpindahan panas akan bertindak sebagai lapisan isolasi, sehingga selanjutnya mengurangi perpindahan panas.

Untuk saluran distribusi uap, suhu umumnya berkisar antara 373 K (100 °C; 212 °F) dan sekitar 773 K (500 °C; 932 °F) untuk uap super panas. Temperatur yang lebih tinggi dapat ditemukan dalam aplikasi tertentu.

Jalur distribusi fluida lain bekerja pada temperatur yang berbeda dalam rentang dari 233 K (40 °C; 40 °F) hingga 373 K (100 °C; 212 °F): pipa ledeng, HVAC, dan sistem pendingin proses. Jika minyak digunakan sebagai media panas untuk aplikasi industri, suhu berkisar antara 523 K (250 °C; 452 °F) dan 623 K (350 °C; 662 °F).

Nilai kecepatan tipikal adalah 20–40 m / detik untuk uap dan 2-4 m / detik untuk air. Laju aliran volumetrik dapat dihitung dengan mengalikan kecepatan fluida (m / s) dengan bagian pipa (m²). Laju aliran massa sama dengan laju aliran volume dikalikan dengan kepadatan cairan (kg / m³). Lihat Sekte. 2.4 dan Tabel 6.4 untuk nilai densitas uap.

8.3 Prinsip-Prinsip Dasar Kerugian dan Isolasi Pipa

Untuk lebih memahami kriteria ekonomi untuk ketebalan pipa dan isolasi, konsep dasar perpindahan panas diulas secara singkat di bawah ini.

Konsep yang sama dapat diterapkan untuk masalah apa pun mengenai perpindahan panas dan keseimbangan energi termal. Energi termal ditransfer dalam tiga mode utama: konduksi, radiasi, dan konveksi.

Isolasi sistem panas atau dingin menjalankan peran penting dalam penghematan energi. Insulasi dapat mengurangi paling sedikit 90% perpindahan panas yang tidak diinginkan, yaitu kehilangan distribusi yang terjadi dengan permukaan kosong.

Konduksi: panas ditransfer melalui cairan (gas dan cairan) dan padatan ketika kedua sisi volume material ini berada pada suhu yang berbeda. Transfer daya termal sebanding dengan gradien suhu melalui faktor proporsionalitas k , yang disebut konduktivitas termal, dan permukaan.

Konduktivitas termal (atau nilai k dalam teknologi isolasi) adalah ukuran kemampuan suatu material untuk mengirimkan panas. Zat dengan nilai konduktivitas termal yang tinggi, seperti tembaga, adalah konduktor termal yang baik, dan yang konduktivitasnya rendah, seperti busa polistiren atau gabus, adalah isolator yang baik. Konduktivitas termal dinyatakan sebagai jumlah panas yang akan dilakukan melalui satuan luas lapisan material tebal satuan dengan perbedaan suhu satu kesatuan antara permukaan dalam satuan waktu. Unit SI adalah $W / m K$; unit bahasa Inggris yang umum digunakan adalah: $(Btu / h \times ft \times ^\circ F)$.

Eksresi transfer daya konduksi termal Q melalui permukaan A (Hukum Fourier) adalah sebagai berikut:

$$Q = k \times A \times \Delta t_x \quad (W), (Btu/h)$$

dimana Δt_x adalah gradien suhu antara dua permukaan (K/m ; $^\circ C / m$; $^\circ F/ft$). Tanda Q , minus sesuai dengan hukum termodinamika, dihilangkan di sini.

Tabel 8.1 Nilai rata-rata konduktivitas termal dari berbagai bahan pada suhu ruangan

	Konduktivitas panas k dalam kisaran suhu 273.15-373.15 K		
Bahan	0-100 $^\circ C$ 32-212 $^\circ F$		
Aluminium murni	$W/m \times K$	(a)	228
	$Btu/h \times ft \times ^\circ F$	(b) = (a)/1.731	132
	$Btu/h \times in/ft^2 \times ^\circ F \times h$	(c) = (b) $\times$ 12	1581
Besi cor	$W/m \times K$		48
	$Btu/h \times ft \times ^\circ F$		28
	$Btu/h \times in/ft^2 \times ^\circ F \times h$		333
Fiber glass	$W/m \times K$		0.058
	$Btu/h \times ft \times ^\circ F$		0.034
	$Btu/h \times in/ft^2 \times ^\circ F \times h$		0.402

Fiber Keramik	W/m × K		0.055
	Btu/h × ft × °F		0.032
	Btu/h × in/ft ² × °F × h		0.381
Cellular Polyurethane	W/m × K		0.025
	Btu/h × ft × °F		0.014
	Btu/h × in/ft ² × °F × h		0.173

Konduktivitas termal berbagai bahan pada suhu kamar atau lebih tinggi dilaporkan pada Tabel 8.1. Jika suhu naik, konduktivitas termal berkurang dengan logam homogen dan meningkat dalam material komposit hampir linier dalam kisaran interval 323-373 K (50-100 °C; 122-212 °F). Dengan bahan isolasi, karena struktur komposit atau multilayer di mana juga udara dapat hadir, koefisien k harus memperhitungkan keberadaan semua mode dasar perpindahan panas dan nilainya dinilai pada basis empiris. Untuk evaluasi terperinci, spesifikasi pabrikan harus dikonsultasikan.

Radiasi: panas ditransfer sebagai energi radiasi dan tidak memerlukan media difusi. Radiasi dapat terjadi bahkan dalam ruang hampa. Permukaan padat, gas, dan cairan semua memancarkan, menyerap, dan mentransmisikan radiasi termal dalam berbagai derajat.

Tingkat di mana energi dipancarkan dari sistem dengan permukaan A yang terletak di dalam ruang besar dikuantifikasi oleh hubungan dasar:

$$Q = \varepsilon \times \sigma \times A \times (T_s^4 - T_o^4) \quad (W)$$

dimana T_s dan T_o adalah permukaan dan keluaran yang mengelilingi suhu absolut (K), ε ($0 < \varepsilon < 1$) adalah kuantitas adimensional yang menunjukkan seberapa efektif permukaan terpancar ($\varepsilon = 1$ untuk benda hitam atau emitor sempurna), dan σ adalah konstanta Stefan– Boltzmann sama dengan $5.67 \times 10^{-8} \text{ W / (m}^2 \times \text{K}^4)$. Karena radiasi termal dikaitkan dengan kekuatan keempat suhu absolut permukaan, pentingnya mode perpindahan panas ini meningkat dengan cepat seiring suhu.

Nilai ε untuk kondisi operasi yang berbeda (bahan, kondisi permukaan yang berbeda) ditunjukkan pada Tabel 8.2. Seperti halnya transfer energi konduksi, unit yang berbeda biasanya digunakan sebagai alternatif untuk unit SI.

	Rentang Temperatur		
Permukaan	°C	°F	ε
Aluminium			
Lembar komersial	40–250	100–500	0.085
Sangat teroksidasi	250	500	0.8
Besi			
Baja dipoles	40–250	100–500	0.085
Baja teroksidasi	250	500	0.8
Bata			
Merah	40	100	0.93

Refraktor putih	1,100	2,000	0.29
Betom	40	100	0.94
Kaca	40	100	0.94

Hubungan tersebut di atas berlaku jika beberapa asumsi dasar dihormati seperti media transparan, permukaan dengan perilaku emisi spektrum tertentu, dan lain-lain. Untuk pipa dan tangki dalam aplikasi industri, hipotesis ini diterima secara luas dan hubungannya dapat digunakan dengan pilihan parameter yang tepat. .

Konveksi: panas dipindahkan dari permukaan padat pada satu suhu ke fluida, cairan, atau gas yang berdekatan, pada suhu lain, ketika gerakan terjadi. Transfer daya termal dari sistem dengan permukaan datar A dinyatakan sebagai berikut:

$$Q = h \times A \times (t_s \times t_f)$$

di mana t_s dan t_f adalah suhu permukaan dan fluida dan h adalah parameter empiris, tergantung pada kondisi operasi dan geometri permukaan, yang disebut koefisien perpindahan panas. Unit SI adalah $W/m^2 \times K$; unit bahasa Inggris yang umum digunakan adalah: $(Btu/h \times ft^2 \times F)$.

Dalam kebanyakan kasus, panas ditransfer dengan kombinasi mode dasar yang disebutkan di atas melalui sistem komposit atau multilayer, dan evaluasi umumnya dilakukan dengan menggunakan parameter empiris dan linierisasi hubungan perpindahan panas. Pendekatan yang disederhanakan berdasarkan skema monodimensi diperkenalkan secara umum dalam aplikasi industri. Sebagai aturan, radiasi termasuk dalam koefisien perpindahan panas dalam berbagai nilai suhu.

Nilai h untuk situasi operasi yang berbeda dengan permukaan terpapar ke udara diberikan pada Tabel 8.3. Nilai h untuk fluida yang mengalir dalam pipa tergantung pada banyak faktor (suhu, kecepatan, keadaan pipa, dll.) Dan harus dihitung dengan menggunakan formula khusus. Mereka lebih besar daripada yang untuk udara dan mereka berkisar antara ratusan dan ribuan $W/m^2 \times K$ (lihat juga Bab 15).

Tabel 8.3 Nilai khusus koefisien perpindahan panas (h)

		(a) $W/m^2 \times K$ (b) $Btu/h \times ft^2 \times ^\circ F$ (b)=(a) $\times 0.1761$				
Permukaan Emittance	Kecepatan Angin	Perpindahan panas dari permukaan padat panas ke udara (h)				
	Km/h	Operasi $^\circ C$	100	200	300	400 – 550
		Temperatur $^\circ F$	212	392	572	752 – 1022
1.0	0	(a)	9.31	11.13	12.34	13.52
		(b)	1.64	1.96	2.17	2.38
	3		11.83	13.85	15.35	16.22
			2.08	2.44	2.70	2.86
	6		13.85	16.70	18.32	19.58

			2.44	2.94	3.23	3.45
0.6	0		7.28	9.01	9.96	10.32
			1.28	1.59	1.75	1.82
	3		10.32	12.62	13.85	14.20
			1.82	2.22	2.44	2.50
	6		12.62	14.94	16.22	16.70
			2.22	2.63	2.86	2.94
0.2	0		5.56	7.14	7.69	8.33
			0.98	1.26	1.35	1.47
	3		8.48	10.32	11.13	11.59
			1.49	1.82	1.96	2.04
	6		10.32	12.91	14.20	14.94
			1.82	2.27	2.50	2.63
Untuk layanan suhu rendah, nilainya lebih rendah. Untuk kecepatan angin yang lebih tinggi, nilainya lebih tinggi						
			Perpindahan panas dari cairan atau gas ke permukaan padat (h)			
Dari uap ke permukaan padat			(a) 4000–3000 W/m ² K (b) 704–528 Btu/h ft ² °F			
Dari air ke permukaan padat			(a) 400–200 W/m ² K (b) 70–35 Btu/h ft ² °F			
Dari cairan organik yang berat hingga permukaan yang padat			(a) 100–50 W/m ² K (b) 18–9 Btu/h ft ² °F			

Perhatikan bahwa:

- Untuk material homogen, resistansi termal adalah kebalikan dari konduktansi termal sistem yang mewakili jumlah panas yang akan dilakukan melalui satuan luas lapisan material dengan ketebalan yang ditentukan dengan perbedaan perbedaan suhu antara kedua fluida dalam satuan waktu;
- Untuk sistem n-layer, resistansi termal R_{th} adalah kebalikan dari konduktansi termal sistem yang mewakili jumlah panas yang dilakukan melalui unit area dari material n-layer dengan ketebalan yang ditentukan dengan perbedaan perbedaan suhu antara dua cairan yang bersentuhan dengan ujung. wajah dalam satuan waktu;
- Hubungan yang diberikan di atas didasarkan pada asumsi bahwa perpindahan panas radiasi dapat diabaikan atau bahwa pengaruhnya dimasukkan ke dalam R_{th} dengan membuat linierisasi hukum radiasi. Dengan cara yang sama, semua model perpindahan panas dilinearisasi;

Pada kondisi stabil termal, jumlah panas yang sama mengalir melalui setiap lapisan sistem. Dengan demikian, suhu setiap lapisan dapat dihitung.

Dalam sistem multilayer, panas dipindahkan dari satu fluida (fluida di dalam i) pada suhu yang lebih tinggi (t_i) melalui lempengan n-layer ke fluida lain (fluida) di luar o) pada suhu yang lebih rendah (t_o).

Persamaan mendasar untuk perhitungan perpindahan panas adalah:

$$\begin{aligned} \text{aliran panas melalui satuan luas} &= \frac{\text{Perbedaan temperatur fluida}}{\text{tahanan panas keseluruhan}} = \frac{t_i - t_o}{R_{th}} \\ &= (t_i - t_o) \times U \left(\frac{W}{m^2} \right) \left(\frac{Btu}{h \times ft^2} \right) \end{aligned}$$

Dimana :

t_i = di dalam temperature fluida (K), (°C) (°F),

t_o = di luar temperature fluida (K), (°C) (°F),

R_{th} = tahanan panas keseluruhan $\left(\frac{m^2 \times K}{W} \right) = \left(\frac{m^2 \times ^\circ C}{W} \right) \left(\frac{m^2 \times ^\circ F}{Btu} \right)$

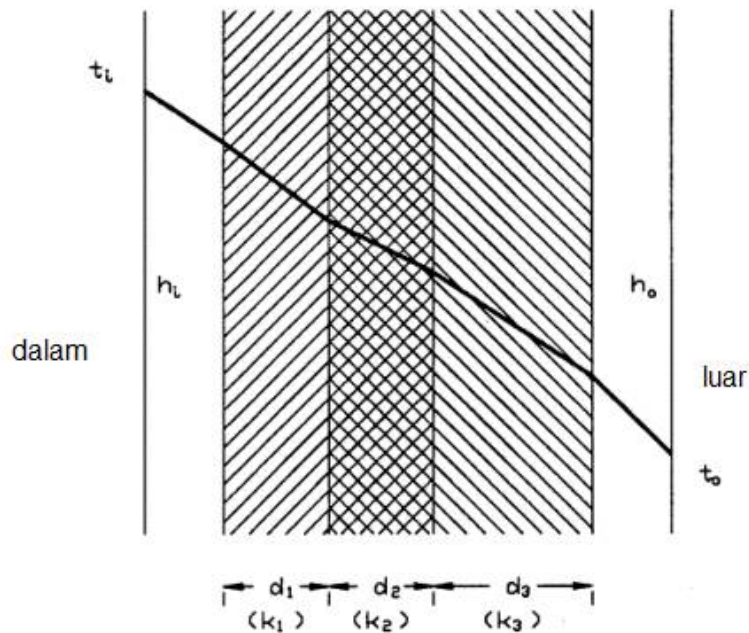
U = $1/R_{th}$ = koefisien perpindahan panas keseluruhan (dapat dilihat pada Bab. 15)

Buku pegangan khusus tentang hal ini harus dikonsultasikan untuk evaluasi yang lebih rinci.

Contoh diberikan di bawah permukaan datar dan sistem multilayer pipa dengan permukaan terbuka dan dengan isolasi.

8.3.1 Sistem Multilayer Permukaan Datar (Lihat Gambar 8.2)

Ketika permukaan datar dipanaskan di satu sisi dan didinginkan di sisi lain, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 8.2, panas mengalir dari sisi panas ke sisi dingin.



Gambar 8.2 Perpindahan panas melalui dinding multilayer Aliran panas didefinisikan sebagai berikut:

Aliran panas didefinisikan sebagai berikut:

$$Q = A \times \frac{(t_i - t_o)}{R_{th}}$$

di mana A = permukaan internal dan eksternal dengan nilai yang sama (m²) (ft²)

$$R_{th} = \frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^n \frac{d_j}{k_j} + \frac{1}{h_o} \left(\frac{m^2 \times K}{W} \right) = \left(\frac{m^2 \times ^\circ C}{W} \right) \left(\frac{m^2 \times h \times ^\circ F}{Btu} \right)$$

d_j = ketebalan dari permukaan j (m) (ft),

t_i = di dalam temperature (K), (°C) (°F),

t_o = di luar temperature (K), (°C) (°F),

k_j = konduktifitas panas dari permukaan j $\left(\frac{W}{m^2 \times K} \right) = \left(\frac{W}{m \times ^\circ C} \right) \left(\frac{Btu}{ft^2 \times h \times ^\circ F} \right)$

d_j/k_j = tahanan panas keseluruhan dari permukaan j $\left(\frac{m^2 \times K}{W} \right) = \left(\frac{m^2 \times ^\circ C}{W} \right) \left(\frac{m^2 \times ^\circ F}{Btu} \right)$

h_i = koefisien perpindahan panas, termasuk radiasi, antara fluida bagian dalam dan permukaan internal lapisan pertama, $\left(\frac{W}{m^2 \times K} \right) = \left(\frac{W}{m^2 \times ^\circ C} \right) \left(\frac{Btu}{ft^2 \times h \times ^\circ F} \right)$,

h_o = koefisien perpindahan panas, termasuk radiasi, antara permukaan eksternal dari lapisan terakhir dan fluida luar, $\left(\frac{W}{m^2 \times K}\right) = \left(\frac{W}{m^2 \times ^\circ C}\right) \left(\frac{Btu}{ft^2 \times h \times ^\circ F}\right)$,

Jika salah satu lapisan terbuat dari bahan isolasi, lapisan ini memiliki ketahanan termal tertinggi (d_j/k_j) dan aliran panas kurang dari dengan permukaan yang telanjang

Tabel 8.4 menunjukkan kehilangan panas dari dinding komposit. Perhatikan bahwa perpindahan panas melalui lapisan dikurangi dengan isolasi hingga sekitar 10%.

panas Q	Penghematan Energi			
	Btu/h×ft²	W/m²	Btu/h×ft²	kg _{oil} /h×m²
	167	0	0	0.000
	85	257	82	0.026
	57	346	110	0.035
	43	390	124	0.039
	35	417	132	0.042
	29	435	138	0.044
	25	448	142	0.045
	22	458	145	0.046
	19	466	148	0.047
	17	472	149	0.048
	16	477	151	0.048

h×ft×°F

h×ft×°F

h×ft×°F

h×ft×°F

RUMUS DASAR

$$Q = A \times \frac{t_i - t_o}{R_{th}}$$

$$R_{th} = \frac{1}{h_i} + \frac{d_1}{k_1} + \frac{d_2}{k_2} + \frac{1}{h_o}$$

PENGHEMATAN ENERGI TAHUNAN

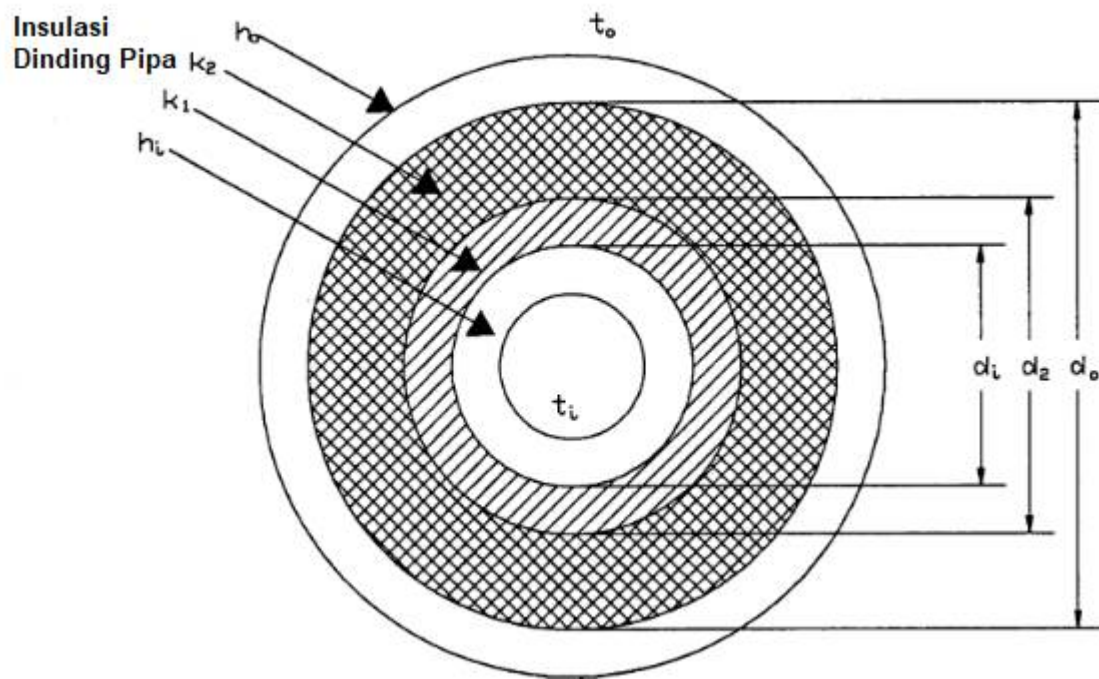
70 mm insulasi

5000 h/tahun

Permukaan 100 m²

23 TOE/tahun





Gambar 8.3. Perpindahan panas melalui pipa multilayer

8.3.2 Sistem Multilayer Permukaan Silinder (Lihat Gambar 8.3)

Contoh ini adalah tipikal pipa untuk uap atau cairan panas lainnya. Pendekatan yang sama juga dapat diikuti dalam kasus cairan dingin.

Aliran panas adalah:

$$Q = A \times \frac{t_i - t_o}{R_{th}}$$

di mana A = permukaan luar ($2\pi L r_o$) atau bagian dalam ($2\pi L r_i$) dari panjang pipa L . Perhatikan bahwa ekspresi R_{th} akan dimodifikasi oleh pilihan antara permukaan luar dan dalam, r_i = di dalam radius pipa, r_o = di luar radius pipa multilayer.

Demikian:

Permukaan luar

$$A = 2 \times \pi \times L \times r_o \text{ (permukaan luar)} \quad (\text{m}^2) \quad (\text{ft}^2)$$

$$R_{th} = \frac{1}{h_i} \times \frac{r_o}{r_i} + \sum_{j=1}^n \frac{r_o}{r_j} \times \ln \frac{r_{j+1}}{r_j} + \frac{1}{h_o} \quad (\text{m}^2 \times ^\circ\text{C/W}) \quad (\text{ft}^2 \times \text{h} \times ^\circ\text{F/Btu})$$

Permukaan dalam

$$A = 2 \times \pi \times L \times r_o \text{ (permukaan dalam)} \quad (\text{m}^2) \quad (\text{ft}^2)$$

$$R_{th} = \frac{1}{h_i} + \sum_1^n j \frac{r_o}{r_j} \times \ln \frac{r_{j+1}}{r_j} + \frac{1}{h_o} \times \frac{r_i}{r_o} \quad (\text{m}^2 \times ^\circ\text{C/W}) \quad (\text{ft}^2 \times \text{h} \times ^\circ\text{F/Btu})$$

Dalam kasus tabung kosong, jika permukaan luar diambil sebagai referensi, hubungan yang disebutkan di atas (dengan $n = 1$) dimodifikasi sebagai berikut:

$$Q = A \times \frac{t_i - t_o}{R_{th}}$$

Dimana $r_2 = r_o$, $A = 2 \times \pi \times L \times r_o$

$$R_{th} = \frac{1}{h_i} \times \frac{r_o}{r_i} + \frac{r_o}{k_i} \times \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{h_o} = \frac{1}{h_i} \times \frac{r_o}{r_i} + \frac{r_o}{k_i} \times \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{h_o}$$

Jika ketebalan ($r_o - r_i$) pipa kecil ($r_o - r_i < 0.1 \times r_i$), ungkapan ini dapat diperkirakan sebagai berikut, seperti untuk permukaan datar:

$$R_{th} = \frac{1}{h_i} \times \frac{r_o - r_i}{k_i} + \frac{1}{h_o} \text{ (rumus sederhana)}$$

Perhatikan bahwa $1/h_i$ biasanya merupakan istilah terendah dalam kasus pipa, karena fluida yang bergerak di dalam pipa.

Untuk pipa berinsulasi dengan satu lapisan isolasi, berikut ini:

$$Q = A \times \frac{t_i - t_o}{R_{th}}$$

dimana $A = 2 \times \pi \times L \times r_i$

$$R_{th} = \frac{1}{h_i} \times \frac{r_i}{k_i} \times \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_i}{k_2} \times \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{1}{h_o} \times \frac{r_i}{r_o}, j = 2; r_1 = r_i; r_3 = r_o$$

Jika $r_1 = r_i$ diasumsikan sama dengan r_2 (ketebalan kecil pipa) berikut ini:

$$R_{th} = \frac{1}{h_i} \times \frac{r_i}{k_2} \times \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{1}{h_o} \times \frac{r_i}{r_o}$$

Jika ketebalan lapisan insulasi kecil dibandingkan dengan jari-jari pipa kosong, yaitu $(r_3 - r_2) < 0.1 \times r_2 = 0.1 \times r_i$ dan $(r_i/r_o) > 0.9$ ekspresi yang diberikan di atas dapat

Tabel 8.5 menunjukkan kehilangan panas dari pipa logam komposit ke udara diam. Perhatikan bahwa isolasi mengurangi perpindahan panas melalui lapisan secara kasar 10%.

diperkirakan sebagai berikut:



$$R_{th} = \frac{1}{h_i} \times \frac{r_3 - r_2}{k_2} + \frac{1}{h_o} \times \frac{r_i}{r_o}$$

Perhatian harus diberikan pada kondisi permukaan seperti endapan film, penskalaan permukaan, dan korosi. Faktor fouling dapat diperkenalkan untuk mempertimbangkan fenomena ini sebagai istilah tambahan dalam keseluruhan resistansi termal R_{th} (lihat juga Bab 15).

Tabel 8.5 Kehilangan panas dari pipa baja komposit hingga udara masih (lihat referensi Gambar 8.3)

Ketebalan dari osilasi ($r_0 - r_2$)		Radius luar (r_0)	R_{th}	Kerugian panas Q	R_{th} disederhanakan	Penghematan Energi		
mm	m	m ² ×K/W	W/m ²	W/m	m ² ×K/W	W/m ²	Btu/h×ft ²	kg _{oil} /h×m ²
0	0.05	0.045	3308	935	0.045	0	0	0.000
10	0.06	0.187	802	227	0.220	2506	794	0.254
20	0.07	0.308	487	138	0.396	2821	894	0.285
30	0.08	0.413	363	103	0.574	2945	933	0.298
40	0.09	0.506	296	84	0.753	3012	955	0.305
50	0.1	0.590	254	72	0.932	3054	968	0.309
60	0.11	0.666	225	64	1.112	3083	977	0.312
70	0.12	0.735	204	58	1.292	3104	984	0.314
DATA INPUT konduktivitas dinding k_1 50.000 W/m × K konduktivitas fiberglass k_2 0.055 W/m × K Radius dalam r_i 0.045 m Ketebalan pipa 0.005 m Radius luar pipa kosong r_2 0.05 m Koefisien penghantar panas h_i 4000 W/m² × K Koefisien penghantar panas h_o 20 W/m² × K $t_i - t_o$ 150°C = 150 K 28.885 Btu/h×ft×°F 0.032 Btu/h×ft×°F 0.1476 ft 0.016 ft 0.164 ft 3.522 Btu/h×ft×°F 1.761 Btu/h×ft×°F 270°F RUMUS DASAR $Q = A \times \frac{t_i - t_o}{R_{th}}$ $R_{th} = \frac{1}{h_i} \times \frac{r_i}{k_1} \times \ln \frac{r_2}{r_i} + \frac{r_i}{k_2} \ln \frac{r_2}{r_i} + \frac{1}{h_i} \times \frac{r_i}{r_o}$ RUMUS SEDERHANA $R_{th} = \frac{1}{h_i} \times \frac{r_o - r_2}{k_2} + \frac{1}{h_o} \times \frac{r_i}{r_o}$								
Penghematan dalam $\frac{\text{kg}_{\text{oil}}}{\text{h} \times \text{m}^2} = \frac{W}{\text{m}^2} \times \frac{3600}{\eta \times 41860 \times 10^3}$ η diasumsikan pembakaran 0.85 (LHV sebagai referensi) LHV dari minyak 41860 kJ/kg						PENGHEMATAN ENERGI TAHUNAN 50 mm insulasi 5000 h/tahun Permukaan 100 m² 23 TOE/tahun		

Seperti dalam kasus pipa telanjang, ekspresi di atas dimodifikasi jika pipa berinsulasi di luar permukaan diambil sebagai referensi.

Dalam semua hubungan sebelumnya, nilai rata-rata suhu harus diperkenalkan dalam situasi berikut:

- Ketika fluida memasuki pipa pada satu suhu (timah) dan pergi pada suhu lain (tout), suhu rata-rata harus sama dengan $(\text{timah} + \text{tout}) / 2$ pada setiap titik di sepanjang pipa (lihat juga suhu rata-rata log dalam Bab. 15);
- Ketika nilai parameter k untuk bahan insulasi bervariasi secara signifikan dengan suhu, suhu rata-rata antara kedua sisi insulasi harus dipertimbangkan. Nilai rata-rata dihitung sebagai setengah dari jumlah suhu di kedua sisi insulasi.

Karena jumlah panas Q yang sama mengalir melalui setiap lapisan dinding atau pipa multilayer, perbedaan suhu antara permukaan setiap lapisan sebanding dengan ketahanan termal setiap lapisan ($\Delta t_{\text{permukaan}} = Q \times R_{th\text{permukaan}}$).

8.3.3 Tanki dan Peralatan Lainnya

Dalam kasus-kasus ini, buku pegangan khusus harus dikonsultasikan untuk memastikan hubungan dan koefisien yang terkait dengan bentuk struktur untuk insulasi dan suhu operasi.

8.4 Pengguna Akhir Energi Termal

Pada akhir pipa distribusi termal, pengguna akhir dapat dikelompokkan sebagai berikut:

- Tungku dan oven di mana bahan bakar dibakar secara langsung;
- Sistem di mana uap atau air panas dilepaskan untuk melakukan kontak langsung dengan produk (uap untuk memanaskan tangki air, uap untuk mensterilkan produk makanan, dan lain-lain.). Dalam hal ini, karena kemungkinan kontaminasi selama proses, kondensat umumnya dibuang; pemulihan potensial dan dengan demikian potensi penghematan energi harus dipertimbangkan dengan cermat dalam setiap kasus individu;
- Penukar panas di mana media panas (uap, air, minyak, dan lain-lain.) Mentransfer energi ke fluida yang lebih dingin (udara, air, atau cairan lain) dengan mengurangi suhunya atau dengan mengubah kondisinya seperti dalam kondensasi uap (lihat Bab 15).);
- Termokompresi (lihat Bagian 7.5).

Sebagai aturan umum, uap yang dikonsumsi pengguna akhir dapat dihitung dengan menggunakan beberapa hubungan dasar.

8.4.1 Pemanasan Massa dengan Uap

$$m_{uap} = c \times m \times \Delta t / h_v$$

di mana m_{uap} = laju aliran massa uap, c = panas spesifik dari bahan yang akan dipanaskan, m = laju aliran massa yang akan dipanaskan, Δt = kenaikan suhu massa, h_v = penguapan entalpi atau panas laten uap.

8.4.2 Pertukaran Panas Antara Cairan dan Uap (Lihat Juga Bab 15)

$$m_{uap} = A \times \frac{\Delta t}{R_{th}} \times \frac{1}{h_v} = A \times \Delta t \times U / h_v$$

di mana m_{uap} = laju aliran massa uap, A = permukaan pertukaran, Δt = perbedaan log-mean antara suhu dua fluida di dua sisi penukar (lihat Bab 15), R_{th} = ketahanan termal keseluruhan = $1/U$, U = koefisien perpindahan panas keseluruhan (lihat Bab 15), h_v = penguapan entalpi atau panas laten uap.

8.4.3 Ekstraksi Air dalam Pengering Industri dengan Evaporasi (penguapan)

Pengoperasian sebagian besar peralatan proses pada dasarnya dapat berasal dari hubungan di atas; peralatan proses konsumsi rendah dirancang untuk memastikan pemulihan panas di dalam peralatan itu sendiri dan kebutuhan minimum energi termal (air panas, udara panas, uap, minyak panas).

Kuantitas medium panas yang diperlukan (uap, minyak) terkait dengan jumlah air yang terkandung dalam produk dan efisiensi sistem. Dalam aplikasi industri setidaknya 4000–5000 kJ / kg air (1710–2160 Btu/lb air) umumnya diperlukan, yaitu kira-kira 1.6 – 2 kg uap, untuk menguapkan 1 kg air yang terkandung dalam produk.

8.5 Contoh Praktis

Berikut ini contoh isolasi dengan mengacu pada Gambar. 8.2 dan 8.3.

Contoh 1 Bandingkan kerugian dari dinding komposit dengan ketebalan isolasi yang berbeda (lihat Gambar 8.2 dan Tabel 8.4)

Permukaan datar dengan udara di kedua sisi dipanaskan di satu sisi. Perbedaan antara suhu fluida bagian dalam dan luar adalah 100 °C (180 °F).

Ketebalan dinding adalah 0,1 m (0,33 kaki) dan konduktivitas termal adalah 2.5 W/m K (1.44 Btu / h × ft × °F). Isolasi dengan fiberglass dari ketebalan yang berbeda dipertimbangkan.

Hitung kerugian dan penghematan energi dengan ketebalan isolasi yang berbeda. Rincian data input dan hasil perhitungan ditunjukkan pada Tabel 8.4.

Dalam hal isolasi 70 mm (0.23 ft), misalnya:

- Kerugian tanpa isolasi adalah 526 W/m^2 ($167 \text{ Btu/h} \times \text{ft}^2$)
- Kerugian dengan isolasi 70 mm (0,23 kaki) dikurangi menjadi 68 W/m^2 ($22 \text{ Btu/h} \times \text{ft}^2$)
- Pengurangan kerugian adalah 458 W/m^2 ($145 \text{ Btu/h} \times \text{ft}^2$)
- Jika mudah terbakar digunakan untuk pemanasan dan efisiensi pembakaran adalah 85% (Nilai Pemanasan Rendah sebagai referensi), penghematan input minyak yang memasuki pabrik boiler adalah $(458 \times 3600 / 1000) / (0.85 \times 41860) = 0.046 \text{ kg}_{oil}/\text{h} \times \text{m}^2$
- Jika sistem bekerja 5.000 jam / tahun, energi yang dihemat adalah $0.046 \times 5000 = 230 \text{ kg}_{oil}/\text{tahun} \times \text{m}^2$
- Dengan permukaan 100 m^2 (1.076 ft^2) energi yang dihemat adalah $230 \times 100 = 23000 \text{ kg}_{oil}/\text{tahun} = 23 \text{ t}_{oil} / \text{tahun} = 23 \text{ TOE}/\text{tahun}$.

Contoh 2 Bandingkan kerugian dari pipa komposit dengan ketebalan isolasi yang berbeda (lihat Gambar 8.3 dan Tabel 8.5)

Sebuah pipa memiliki uap di dalam (160°C ; 320°F) dan udara masih di luar (10°C ; 50°F). Perbedaan antara suhu fluida bagian dalam dan luar adalah 150°C (270°F).

Pipa memiliki radius eksternal 0.05 m (0.16 ft); konduktivitas termal adalah 50 W/m K ($28.8 \text{ Btu/h} \times \text{ft} \times ^\circ\text{F}$). Tingkat aliran uap adalah 2 t/jam . Isolasi dengan fiberglass dari ketebalan yang berbeda dipertimbangkan.

Hitung kerugian dan penghematan energi dengan ketebalan isolasi yang berbeda. Rincian data input dan hasil perhitungan dilaporkan pada Tabel 8.5.

Dalam hal isolasi 50 mm (0.16 ft), misalnya:

- Kerugian tanpa isolasi adalah 3.308 W/m^2 ($1.048 \text{ Btu/h} \times \text{ft}^2$) atau 935 W/m (970 Btu/h)
- Dengan 50 mm (0.16 ft) kerugian isolasi 254 W/m^2 ($80 \text{ Btu/h} \times \text{ft}^2$) atau 72 W/m (75 Btu/h)
- Penghematan adalah 3054 W/m^2 ($968 \text{ Btu/h} \times \text{ft}^2$) atau 863 W/m ($895.5 \text{ Btu/h} \times \text{ft}$)
- Jika mudah terbakar digunakan untuk pemanasan dan jika efisiensi pembakaran adalah 85% (Nilai Pemanasan Rendah sebagai referensi), penghematan input minyak yang memasuki pabrik boiler adalah $(3054 \times 3600 / 1000) / (0.85 \times 41860) = 0.309 \text{ kg}_{oil}/\text{tahun} \times \text{m}^2$
- Jika sistem bekerja 5000 jam/tahun, jumlah energi yang dihemat mencapai $0.309 \times 5000 = 1545 \text{ kg}_{oil}/\text{tahun} \times \text{m}^2$
- Dengan permukaan pipa telanjang 100 m^2 (1.076 ft^2) (pipa 353 m atau panjang 1158 ft atau kurang jika itu termasuk isolasi peralatan tambahan sebagai permukaan setara) energi yang dihemat adalah $1545 \times 100 = 154.500 \text{ kg}_{oil}/\text{tahun} = 154.5 \text{ t}_{oil}/\text{tahun} = 154.5 \text{ TOE} / \text{tahun}$.

Evaluasi ekonomi untuk kedua contoh diberikan pada Tabel 19.4.

9. Perencanaan Kogenerasi

9.1 Pendahuluan

Dalam pembangkit listrik konvensional, energi listrik keseluruhan diproduksi dengan mempertimbangkan efisiensi yaitu, rasio antara keluaran dengan daya input sebagai bahan bakar dalam kisaran 35-60%, karena jumlah besar panas yang dibuang ke atmosfer tanpa pemulihan melalui Menara pendingin, danau, atau sungai. Secara berbeda pada pembangkit kogenerasi (panas dan pembangkit listrik), panas dan listrik dihasilkan dari bahan bakar. Efisiensi keseluruhan mulai dari 60 hingga 85% dapat dicapai, tergantung pada jenis utilitas kogenerasi. Jika panas yang digunakan diubah menjadi media pendingin dengan sistem penyerapan, disebut pembangkit trigenerasi.

Kogenerasi adalah metode yang efektif untuk konservasi energi primer; dari sudut pandang ini, kogenerasi dapat diterapkan kapan pun secara ekonomis dibenarkan. Penggunaan yang benar dari sistem ini menyiratkan dalam proses kuantitas dan kualitas keseimbangan antara kebutuhan daya listrik dan persyaratan panas. Jika keseimbangan ini tidak ada, tenaga listrik harus dituker dengan utilitas dan pembangkit boiler harus menghasilkan panas tambahan. Pembuangan panas yang tidak perlu harus dihindari; jika tidak, sistem bekerja dengan efisiensi yang lebih rendah seperti pembangkit listrik konvensional.

Sebelum difusi yang meluas dari utilitas yang memproduksi dan mendistribusikan energi listrik kepada pengguna, pembangkit kogenerasi sangat umum ada di industri. Peraturan dan tarif setempat pembangkit ini telah ditempatkan dan digunakan secara tidak rata, pilihan tergantung pada biaya bahan bakar dan tarif energi listrik.

9.2 Bentuk Kogenerasi dan Trigenerasi

Pembangkit kogenerasi pada dasarnya dapat dikelompokkan menjadi dua jenis disebut siklus topping dan siklus bottoming. Siklus topping menghasilkan tenaga, mekanik atau listrik, sebelum memberikan energi panas kepada pengguna. Contoh umum adalah turbin uap tekanan balik atau non-kondensasi, turbin gas dan siklus gabungan, dan mesin bolak-balik dimana knalpot digunakan sebagai panas untuk kebutuhan pengguna. Panas juga dapat digunakan sebagai input ke sistem pendingin.

Siklus bottoming mengembalikan energi panas yang biasanya dibuang untuk menghasilkan proses uap dan listrik. Dalam siklus ini, energi termal pertama digunakan untuk menghasilkan tenaga mekanik atau listrik di bagian bawah siklus. Siklus ini paling menarik dimana ada sejumlah besarnya energi panas pada suhu 623K(350°C; 662°F) atau lebih besar

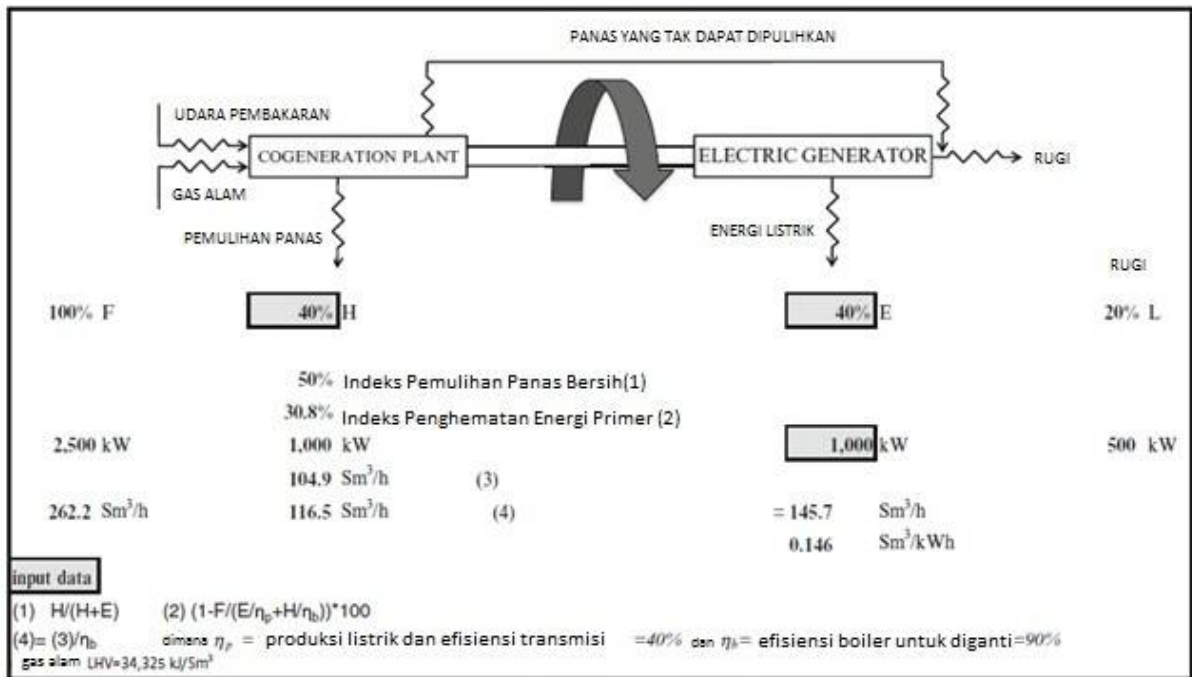
yang terkait dengan reaksi eksotermis, seperti dalam banyak proses kimia dan dalam kilns dan tungku. Pemulihan uap yang akan digunakan dalam turbin uap yang paling umum digunakan adalah siklus terbawah, untuk suhu yang rendah, siklus lain seperti siklus Rankine dengan cairan organik (ORC-Organic Rankine Cycle). Dalam hal ini efisiensi listrik sekitar 20% dan daya output listrik berkisar 200kW hingga 20MW dan lebih banyak lagi.

Penempatan ORC juga digunakan sebagai siklus topping, biasanya diberi feed oleh biomassa padat. Generator listrik sinkron atau asinkron; pilihan diantara mereka tergantung mode kerja: jika sistem tidak bergantung pada utilitas grid, generator sinkron harus digunakan; jika sistem saling berhubungan dengan utilitas jaringan. Generator digunakan pada level rendah atau sedang tergantung pada ukuran dan tata letak jaringan distribusi internal.

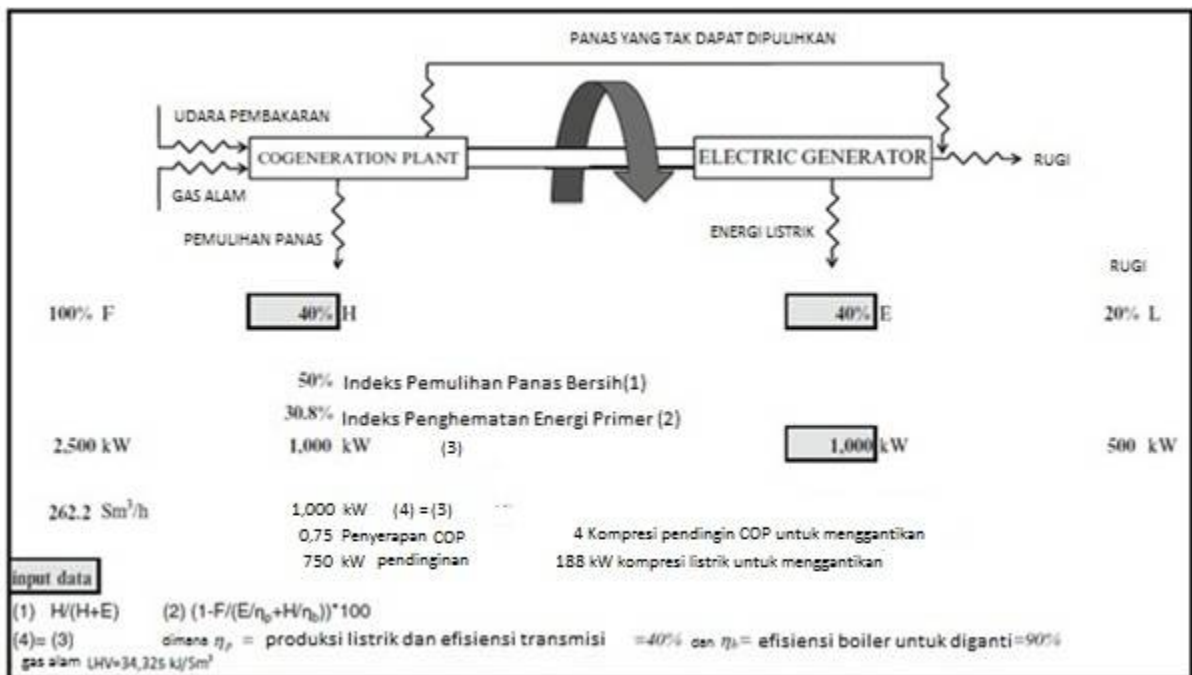
Table 9.1 menunjukkan tipe parameter kogenerasi berdasarkan bahan bakar fosil dan biomassa. Gambar 9.1 dan 9.2 menunjukkan model penyederhanaan kogenerasi penempatan feed oleh gas alam, yang juga dapat digunakan dalam kasus bahan bakar atau biomassa lainnya. Parameter efisiensi listrik dan pemanas dari Tabel 9.1 adalah input bersama dengan pengukuran keluaran daya listrik; dalam konversi trigenerasi mulai dari efisiensi konversi trigenerasi mulai dari efisiensi pemanasan hingga pendinginan, dibuat dengan menggunakan sistem penyerapan COP (praktis kurang dari 0,75).

Tabel 9.1 Parameter teknis pembangkit listrik dengan feed oleh gas alam, biomassa padat, biomassa cair dan batubara standar

Teknologi	Elektrik Efisiensi (%)	Perubahan panas Efisiensi (%)	Bahan bakar	DG= distribusi generator UP= utility plant
Mesin Reciprocating	35-45	45-35	Gas alam	DG
Turbin gas	25-35	55-45	Gas alam	DG
Turbin gas mikro	18-20	62-60	Gas alam	DG
Boiler dan turbin uap backpressure	12-20	68-60	Gas alam	DG
Boiler dan turbin uap backpressure	15	65	Biomassa padat	DG
Mesin Reciprocating	35-40	45-40	Biomassa cair	DG
Kombinasi pembangkit listrik siklus 800-1000 MW	60	0	Gas alam	UP
Pembangkit listrik, mesin kondensasi uap	26	0	Batu bara	UP



Gambar 9.1 Skema dasar pembangkit kogenerasi



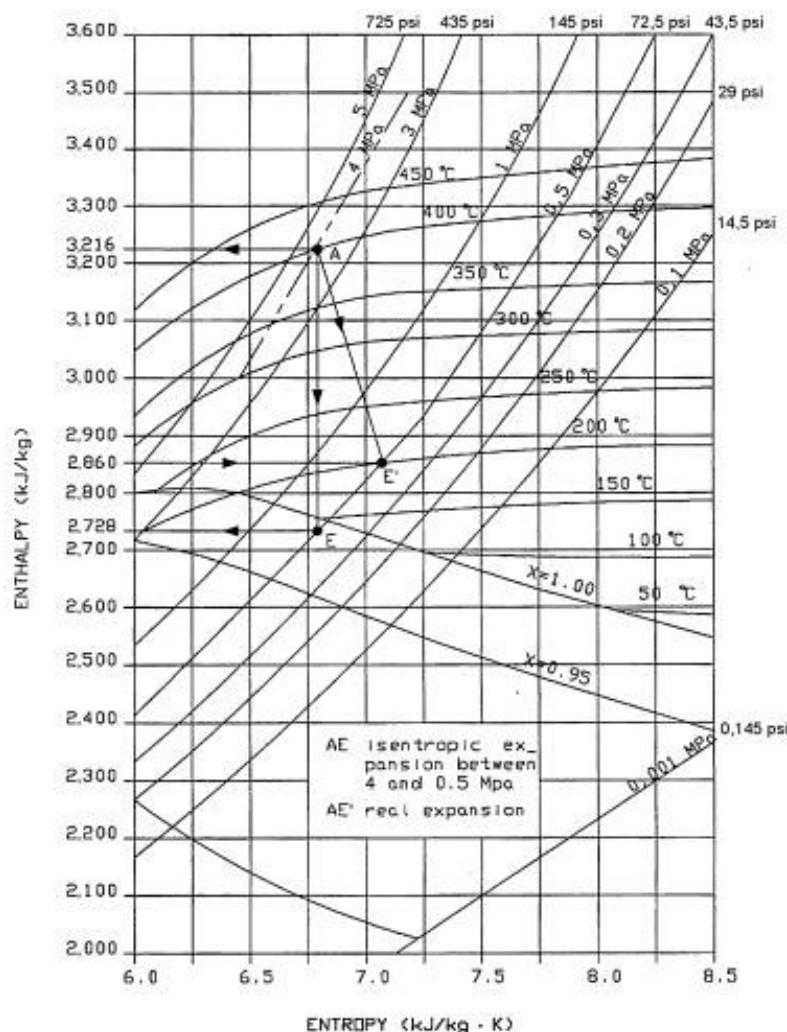
Gambar 9.2 Skema dasar dari perencanaan trigenerasi

9.3 Turbin Uap *Backpressure* atau Non-kondensasi

Gambar 9.1 menjelaskan sebuah perencanaan kogenerasi menggunakan turbin uap *backpressure* untuk proses instalasi. Koefisien efisiensi adalah dari Tabel 9.1 Gambar 9.1 juga

dapat mewakili pembangkit listrik yang dirancang untuk menghasilkan tenaga listrik jika menggunakan koefisien yang sesuai.

Jumlah daya yang dihasilkan dengan memperluas uap pada penggerak utama dibatasi oleh energi yang tersedia antara inlet dan outlet turbin uap. Energi ini adalah perbedaan entalpi antara inlet superhead steam, pada tekanan dan temperature tinggi, dan outlet steam pada tekanan rendah sepanjang ekspansi isentropik yang ideal. Diagram mollier atau tabel uap setara (lihat bagian 6.4) dapat dengan mudah digunakan untuk tujuan ini (lihat Gambar 9.3). Atau tabel tingkat uap teoritis seperti yang diterbitkan oleh ASME; yang diperlukan untuk menghasilkan 1kWh dalam proses ekspansi efisiensi 100% (lihat Tabel 9.2) TSR(teoritical steam flow rate) adalah rasio antara kandungan energi 1kWh (3600 k/kWh) dan AE energi yang tersedia (kJ/kg); ini mewakili jumlah uap yang secara teoritis diperlukan untuk menghasilkan 1kWh:



Gambar 9.3 Teori tingkat uap dan representasi energi yang tersedia oleh diagram mollier

$$TSR \text{ (kg/kWh)} = 3.600 \text{ (kJ/kWh)} / AE \text{ (kJ/kg)}$$

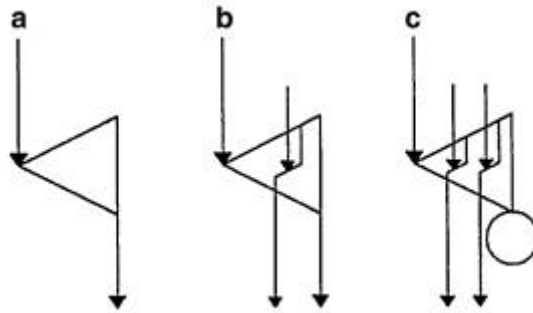
Dimana, 3.600 kJ/kWh = factor konversi (lihat Tabel 2.4) $AE = h_{in} - h_{out}$ panjangnya ekspansi isentropik, h_{out} = entalpi dari kondisi keluaran uap, h_{in} = entalpi dari kondisi masukan uap.

Tabel 9.2 Teori kapsaitas uap

Tekanan pembuangan uap	MPa	0.034	0.172	0.345	0.690	1.034	1.379	0.000333
	psi	5	25	50	100	150	200	0.048
Kasus 1 (Input 1.034 MPa = 150 psi)								
Nilai TSR	lb/kWh	21.7	31.1	46.0				10.88
	kg/kWh	9.8	14.1	20.9				4.9
AE	kJ/kg	365.74	255.19	172.53				729.475
Kasus 2 (Input 1.724 MPa =250 psi)								
Nilai TSR	lb/kWh	16.6	21.7	28.2	45.2	76.5		9.34
	kg/kWh	7.5	9.8	12.8	20.5	34.7		4.2
Nilai AE	kJ/kg	478.11	365.74	281.44	175.59	103.74		849.752
Kasus 3 (Input 2.758 MPa = 400 psi)								
Nilai TSR	lb/kWh	13.0	16.0	19.4	26.5	35.4	48.2	8.04
	kg/kWh	5.9	7.3	8.8	12.0	16.1	21.9	3.6
Nilai AE	kJ/kg	610.51	496.04	409.10	299.49	224.20	164.66	987.150
Kasus 4 (Input 4.137 MPa = 600 psi)								
Nilai TSR	lb/kWh	11.1	13.2	15.4	19.4	23.8	29	7.25
	kg/kWh	5.0	6.0	7.0	8.8	10.8	13.2	3.3
Nilai AE	kJ/kg	715.01	601.26	515.36	409.10	333.47	273.67	1,094.715
Kasus 5 (Input 5.861 MPa = 850 psi)								
Nilai TSR	lb/kWh	9.8	11.5	13.1	15.9	18.6	21.5	6.72
	kg/kWh	4.4	5.2	5.9	7.2	8.4	9.8	3.0
Nilai AE	kJ/kg	809.86	690.14	605.85	499.16	426.70	369.14	1.181.054
Kasus 6 (Input 8.619 MPa = 1250 psi)								
Nilai TSR	lb/kWh	8.8	10.1	11.3	13.3	15.1	16.8	6.26
	kg/kWh	4.0	4.6	5.1	6.0	6.8	7.6	2.8
Nilai AE	kJ/kg	901.89	785.81	702.36	596.74	525.60	472.42	1,267.840
Kasus 7 (Input 9.998 MPa = 1450 psi)								
Nilai TSR	lb/kWh	8.4	9.5	10.5	12.2	13.8	15.2	6.01
	kg/kWh	3.8	4.3	4.8	5.5	6.3	6.9	2.7
Nilai AE	kJ/kg	944.84	835.44	755.87	659.54	575.12	522.15	1,320.579
Inisial kondisi uap								
		Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7
MPa		1.034	1.724	2.758	4.137	5.861	8.619	9.998
Psi		150	250	400	600	850	1,250	1,450
°C		186	260	343	399	441	482	510
°F		366	500	650	750	825	900	950
kJ/kg		2,781	2,935	3,105	3,209	3,281	3,346	3,399
Btu/lb		1,196	1,262	1,335	1,380	1,411	1,438	1,461

Tipikal nilai TSR adalah 7-8 kg uap/kWh dengan penurunan tekanan dari 4 MPa (580 psi) ke 0,4 MPa (58psi).

Nilai TSR sebelumnya dapat dengan mudah dikonversi menjadi ASR (actual steam rate) dengan memperkenalkan efisiensi turbin, yang memperhitungkan perubahan dari eksitasi isentropic dan efisiensi generator listrik.



Gambar 9.4 Tipe turbin uap untuk sistem cogeneration: (a) straight (non-condensing) (b) single extraction non-condensing (c) double extraction condensing

Kemudian

$$\text{ASR (kg/kWh)} = \text{TSR} / (\eta_T \times \eta_G) = (3,600 / \text{AE}) \times 1 / (\eta_T \times \eta_G)$$

Dimana η_T = efisiensi turbin, η_G = efisiensi elektrik generator dari poros ke bagian elektrik output

Elektrik output adalah rasio antara actual steam flow (ASF) melalui turbin yang dipersyaratkan pada proses dan ASR

$$P_e(\text{kW}) = \text{ASF (kg/h)} / \text{ASR (kg/kWh)}$$

Tipikal nilainya adalah 10,000 kg/h dari produksi uap 1,000 kW dari power elektrik dengan drop tekanan 4 MPa (580psi)

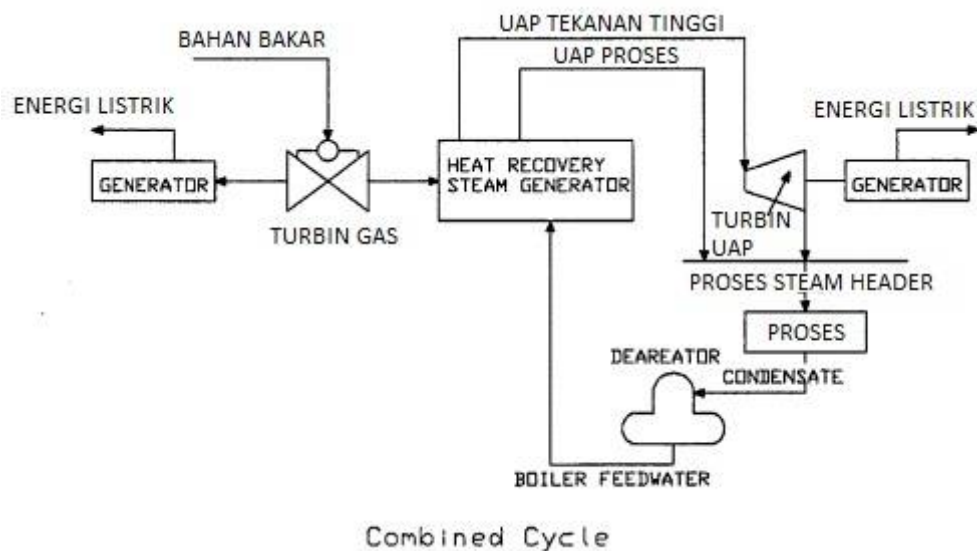
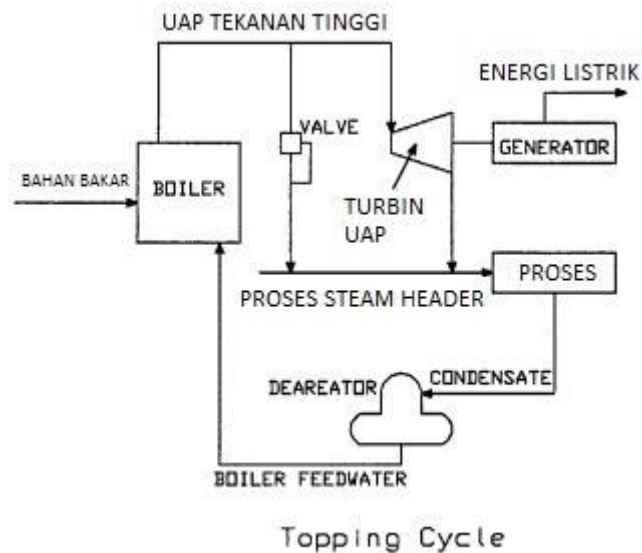
Jika ASR sudah mapan, tergantung pada siklus turbin dan karakteristik operasi, hubungan antara intalpi inlet dan outlet steam adalah sebagai berikut:

$$h_{out} = h_{in} - \text{AE} \times \eta_T = h_{in} - 3,600 / (\eta_G \times \text{ASR}) (\text{kJ/kg})$$

bergantung pada ukuran pada turbin proses quantity dan quality permintaan uap dan factor operasi yang lain, beberapa opsi yang tersedia (lihat Gambar 9.4): turbin straight non-condensing, sendiri atau bebera kali ekstraksi turbin non-condensing.

Pada Gambar 9.5 menggambarkan tipe industry siklus turbin uap. Siklus turbin terdiri dari boiler tekanan tinggi, keseluruhan 4-40 MPa (580-1,450 psi) menghasilkan uap super panas untuk masuk ke tekanan balik atau turbin uap non-kondensasi. Turbin uap menggerakkan generator listrik atau peralatan lain seperti kompresor, pompa dll. Sebagian besar kandungan energi uap tetap berada dalam proses tersebut; energi yang dibutuhkan untuk tenaga mekanis dengan kerugian antara inlet dan outlet turbin. Factor utama yang mengatur eksploitasi optimal dari siklus turbin uap berdaarkan tekanan buang tetap dan panas bersih konstan untuk diproses dapat diringkas sebagai berikut:

- Efisiensi keseluruhan pembangkit turbin uap dipengaruhi oleh aliran volume masuk, rasio tekanan inled -outlet, geometri yang terkait dengan turbin yaitu kerugian pelambatan, kopling mekanis dan kerugian generator listrik.



Gambar 9.5 Pembangkit combined cycle sistem uap kogenerasi

- Tabel 9.3 menunjukkan nilai-nilai tertentu turbin dan efisiensi keseluruhan dan koefisien ASR untuk antara ukuran unit turbin tekanan balik dan kondensasi. Unit katup tunggal, satu tahap kecil memiliki efisiensi rendah, kurang dari 50%. Unit multistrik dan multistage dapat mencapai efisiensi hingga 80% pada pembangkit listrik besar, akibatnya, semakin besar efisiensi, semakin besar daya listrik yang dihasilkan dengan aliran uap yang sama. Ukuran yang tepat dari penggerak utama untuk memenuhi persyaratan proses adalah langkah pertama dalam optimalisasi pembangkit kogenerasi.

Tabel 9.3 Efisiensi keseluruhan dan koefisien ASR dari backpressure dan turbin kondensasi

			Rentang		Rentang		Rentang ASR			
Jenis unit	Ukuran (MW)	AE(kj/kg)	Rentang (%)		$\eta_T \times \eta_G$ (%)					
							Lb/kWh		Kg/kWh	
backpressure	0.1-1	515.36	40	50	38	48	40.5	32.4	18.4	14.7
Single-valve/single-stage	1-5	515.36	65	75	62	71	24.9	21.6	11.3	9.8
Multivalve /multistage	5-25	515.36	75	80	71	76	21.6	20.3	9.8	9.2
Condensing	0.1-1	1.320.579	40	50	38	48	15.8	12.7	7.2	5.7
Single-valve/single-stage	3-20	1.320.579	70	76	67	72	9.0	8.3	4.1	3.8
Multivalve/multi stage	2-50	1.320.579	76	80	72	76	8.3	7.9	3.8	3.6

Catatan:

Tipe kondisi operasi dari kekuatan turbin backpressure menengah

Lihat bagian 4 di Table 9.2 dengantekanan output 0.34 MPa, 50 psi

Input uap 4.1.37 MPa, 600psi

Tipe kondisi operasi untuk turbin kondensasi

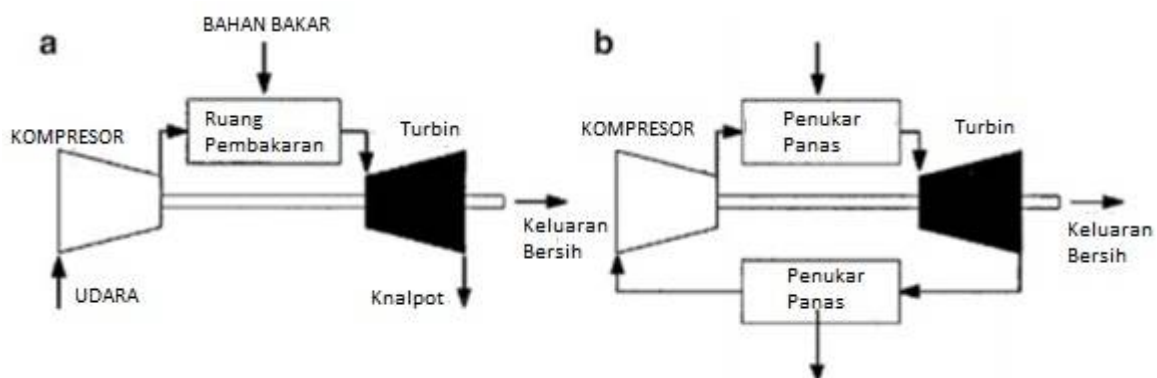
Lihat bagian 7 di Tabel 9.2

- Efisiensi keseluruhan dari turbin uap berkurang dengan tingkat daya keluaran, sehingga selalu ada nilai yang digunakan dibawah operasi tidak bermanfaat secara ekonomi. Karakteristik teknis yang diberikan oleh produsen harus dikonsultasikan;
- Peningkatan tekanan uap awal dan atau suhu uap akan meningkatkan jumlah energi listrik yang dihasilkan karena peningkatan perbedaan entalpi outlet inlet (lihat Tabel 9.2). karena peningkatan suhu uap inlet umumnya menghasilkan peningkatan suhu uap yang disuplai ke proses, ada batas atas untuk mencegah uap outlet terlalu panas, karena ini akan memerlukan proses de-superheating sebelum pengiriman kepengguna akhir. Dalam kasus seperti itu, air de-superheating harus ditambahkan dibagian hilir dari outlet turbin; akibatnya, aliran uap melalui turbin umumnya harus dikurangi dengan jumlah air yang ditambahkan, sehingga daya listrik yang dihasilkan tidak meningkat dengan menggunakan konsidi saluran uap masuk yang lebih tinggi.
- Peningkatan energi yang tersedia untuk pembangkit listrik juga dimungkinkan jika tekanan keluaran dikurangi dengan kondisi uap awal tertentu. Tekanan outlet harus merupakan nilai terendah yang kompatibel dengan kebutuhan pengguna akhir.
- Peningkatan daya yang dihasilkan, dengan konsumsi bahan bakar yang sama di pembangkit boiler, dimngkinkan jika air umpan dipanaskan dengan menggunakan uap yang diekstraksi dari tahap turbin atau habis dari proses. Tingkat kenaikan daya tergantung pada jumlah pemanas dan suhu.
- Untuk menghindari kerusakan seperti eosi bilah turbin oleh tetesan cairan, uap saluran masuk selalu super panas. Uap keluaran umumnya memilik indeks kualitas tidak kurang dari 0% (lihat indeks kualitas pada Bagian 6.4).

Nilai tertentu untuk aplikasi industri dengan daya berkisaran antara 500 dan 5000 kW adalah : tekanan masuk 4-10MPa (580-1.450 psi), tekanan outlet 0,3 1 MPa (43,5145 psi), ASR 10-15 kg up/kWh, konsumsi minya di pembangkit boiler 0,-1kg minyak/kWh. Contoh pembangkit kogenerasi turbin uap tekanan balik diberikan pada bagian 9.7.

9.4 Turbin Gas

Turbin gas sebagai penggerak utama yang terkait dengan boliler pemulihan panas atau dengan penggunaan pembuangan langsung dalam proses adalah siklus topping yang sangat efisien. Ini tersedia untuk penggerak generator mekanik dan listrik dalam berbagi ukuran mulai dari beberapa ratus hingga ratusan ribu kW. Seseorang dapat membedakan antara turbin industri dalam kisaran 1 hingga 400 MW, dan turbin aero-turunan dalam kisaran 2 hingga 40 MW. Kecepatan revolusi umumnya 3.000-3.600 r/menit untuk daya lebih tinggi dari 60 MW dan 6.000-12.000r/menit untuk daya yang lebih rendah. Pembangkit listrik turbin gas dapat beroperasi pada siklus terbuka atau tertutup, umumnya siklus brayton, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 9.6. dalam siklus trbuka, yang merupakan hal biasa, udara atmosfir terus menerus ditarik ke dalam kompresor; kemudian, udara pada tekanan tinggi memsuki ruang pembakaran dimana ia dicampur dengan bahan bakar dan terjadi pembakaran yang menghasilkan pembakaran pada suhu tinggi. Produk pembakaran berkembang melalui turbin dan dan dibuang kelingkungan. Bagian dari tenaga mekanik (biasanya 60%) umumnya digunakan untuk mnggerakkan kompresor dan sisanya untuk menghasilkan listrik atau untuk menggerakkan baban lainnya.



Gambar 9.6 Turbin gas sederhana: (a) atmosphere terbuka; (b) tertutup

Tipe nilai power masukan, pada kasus masukan gas alam adalah 350 Sm³/h (3,330kW) untuk produksi 1,000 kW listrik dan 1,750 kW dari pembuangan panas. Konsumsi tertentu, Sm³ dari gas alam per kWh, adalah lebih rendah untuk unit unit yang lebih besar.

Gambar 9.1 menjelaskan pembangkit kogeneration denganturbin gas jika koefisien korelasi dapat digunakan dari Tabel 9.1. Power mekanik maksimum yang tersedia pada poros secara keseluruhan tidak melebihi 30-32 % dari power masukan turbin untk bahan bakar ukuran kecil dan medium pada beberapa unit (1-5 MW). Jumlah panas yang dikembalikan tergantung pada level temperature yang rendah diperlukan oleh pengguna dan temperature yang konsekuen untuk menumpuk gas.

Efisiensi keseluruhan dari siste, itu adalah rasio dari power total output ke input kira-kira 70-80%, tergantung pada level rendah dari energi termal pengguna yang menentukan suhu pembuangan. Nilai yang lebih tinggi umumnya tidak mungkin, karena jumlah besarnya aliran udara dari pembuangan. Gasoil sebagai gantinya gas alam dapat juga digunakan untuk pembakaran yang tepat.

Combine cycle, dimana gas buang atau tanpa pembakaran tambahan menghasilkan uap dan energi listrik dalam turbin uap, juga dapat digunakan untuk ukuran lebih tinggi dari 20 MW total output listrik. Siklus ini memungkinkan kemungkinan menghasilkan daya yang jauh lebih tinggi per unit uap dari pada sistem backpressure atau turbin gas sendiri.

Combine cycle menggunakan turbin gas dan condenser atau turbin back pressure banyak digunakan dengan rasio daya listrik keluaran ke daya input sebesar 46-60%.

Data utama yang harus dipertimbangkan untuk memilih turbin gas adalah sebagai berikut:

- Unit konsumsi bahan bakar/daya output. Tipikal nilai berkisar antara 3 dan 3.5 kW input ($0.31-0.37 \text{ Sm}^3/\text{jam}$ gas alam) per kW daya poros output. Gasoil dapat digunakan sebagai pengganti gas alam;
- Nilai-nilai aliran buang dan suhu yang menjadi dasar pemilihan sistem pemulihan
- Suhu tingkat bawah yang dibutuhkan dari proses pengguna akhir yang membatasi suhu pembuangan dapat didinginkan;
- Temperature sekitar yang bergantung pada kerapatan, dan massa udara yang mengalir melalui kompresor yang merupakan mesin laju aliran volume yang hamper konstan, serta siklus dasar suhu.
- Tekanan atmosfer yang bervariasi sesuai dengan ketinggian. Karena itu kepadatan dan massa udara yang mengalir melalui kompresor berubah. Karena itu kepadatan dan massa udara yang mengalir melalui kompresor berubah;
- Tekanan uap tinggi turun ke kompresor dan sistem turbin uap rendah dapat mempengaruhi output turbon gas yang digunakan.
- Rasio kompresi udara masuk dan suhu yang terkait erat dengan efisiensi. Rasio kompresi udara 5-7 adalah sangat umum; rasio yang lebih tinggi dapat digunakan untuk meningkatkan efisiensi. Perhatikan bahwa pengaruh suhu saluran masuk kompresor dan ketinggian cukup besar karena mereka mempengaruhi massa udara (dan oksigen) yang tersedia untuk pembakaran. Kondisi standar untuk sistem berbasis lahan umumnya adalah asupan 288 K (15,6 C;60F pada tekanan 0,1 MPa (14,5 psi). Pengurangan dalam kepadatan udara sekitar karena ketinggian atau suhu tinggi, menghasilkan de-rating output daya turbin. Penurunan khas adalah sebagai berikut: 10% per 1000 m dari kenaikan ketinggian; 2% per 977Pa(100 mm H2O; 3,9 in. H2O) karena tekanan turun hilir dan hulu turbin; 7-10% per 10 K atau $^{\circ}\text{C}$ (18 F) dari kenaikan suhu sekitar.
- Massa udara jauh lebih tinggi daripada nilai teoritis yang dibutuhkan pembakaran (rasio antara udara pembakaran input dan volume gas alam adlah 30-40) karena dikenakan oleh kendala operasi dari sistem kompresor udara.
- Jika gas alam digunakan, tekanan gas kira-kira 1,5 tekanan udara pada saluran masuk turbin untuk itu tekananya setidaknya 1-1,2 Mpa (145-174 psi). faktany nilai dari

tekanan udara adalah 0.6-1.5MPa (87-217.6 psai) untuk turbin industry. Sebuah kompresor gas alam mungkin diperlukan untuk memastikan kondisi ini.

Dengan produksi uap, generator uap recovery panas dipasang di hilir saluran keluaran turbin. Temperature gas buang sekitar 723.823 K (450-550 C; 842-1.022 F) dengan udara berlebih 400%. Oksigen di cerobong asap adalah 15-18%.

Menurut klasifikasi yang dibat Bab 6, generator tanpa bahan bakar dan bahan bakar tambahan.

Pipa asap turbin gas juga dapat digunakan langsung dalam pengering (ubin, batu bata, sereal, produksi lainnya), generator yang tidak digunakan menggunakan gas buang unit turbin dan konvektif penukar panas.

Generator berbahan bakar tambahan menggunakan pembakar tambahan yang terletak di hiliir saluran turbin gas untuk menaikkan suhu gas buang, yang dapat digunakan sebagai udara pembakaran karena masih mengandung O₂ dalam jumlah besar hingga maksimum 1,088-1,143 K (815-870 C; 1.500-1.600 F). uap super panas pada tekanan tinggi diproduksi, yang cocok untuk turbin uap dipembangkiti siklus gabungan.

Pemulihan energi dari pembuangan terkait erat dengan suhu saturasi uap yang dibutuhkan oleh proses, yang mempengaruhi oleh suhu minimum dimana cerobong uap dapat didinginkan melalui boiler yang tidak dipanaskan. Nilai yang lebih rendah dapat diperoleh jika economizer dipasang pengumpan air pra-panas (lihat Bagian 6.9).

Evaluasi awal jumlah uap yang dapat dihasilkan adalah sebagai berikut:

$$M_{steam} = m_g x c_p x (t_g - t_s) / (h_s - h_i)$$

Dimana, m_{steam} = laju aliran uap yang dihasilkan oleh sistem pemulihan dalam kg/s(lb/s), laju aliran gas buang m_g = dalam kg/s(lb/s), c_p = spesifik panas dari pembuangan; nilainya adalah 1kJ/kg K (0,24 Btu/lb F), suhu t_g = gas buang (C,F), suhu saturasi uap (C,F), h entalphi dari uap super panas atau uap jenuh (kJ/kg,Btu/lb) h_i = entalphi dari cairan jenuh dalam drum uap (kJ/kg,Btu/lb).

Dalam kasus pembakaran tambahan, hubungan yang sama dapat digunakan dengan memvariasikan suhu gas masuk sampai aliran uap yang diinginkan tercapai. Nilai parameter tertentu untuk operasi beberapa turbin gas ditunjukkan pada Tabel 9.4. Perhatikan bahwa daya keluaran dapat diatur dengan memvariasikan bahan bakar input atau dengan membatasi input udara dikompresor. Perlatan tambahan untuk menghidupkan kompresor, seperti motor listrik, motor mesin balak balik, atau tangka udara selalu dibutuhkan. Contoh dari pembangkit kogenerasi turbin gas diberikan dalam bagian 9.7.

Gambar 9.1 menggambarkan pembangkit kogenerasi dengan mesin bolak balik jika koefisien efisiensi dari Tabel 9.1. Perhatikan bahwa pemulihan panas (50%) biasanya dibagi dalam pembuangan suhu tinggi (20%) dari mana uap dapat diproduksi dan air panas dari pendingin (30%).

Gas buang, pada suhu dikisaran 623-723 K (350-450 °C; 662.842 °F), memungkinkan pembangkit uap pada tekanan saturasi 0,3-1 MPa, cocok untuk aplikasi industri.

9.5 Mesin Reciprocating

Jenis mesin reciprocating, terutama mesin gas percikan api untuk gas alam atau mesin disel untuk bahan bakar cair, secara luas diterapkan dalam sistem kogenerasi untuk menggerakkan generator listrik dan beban mekanis seperti kompresor dan pompa. Mesin-mesin tersedia dalam berbagai daya, dari beberapa hingga ribuan (kW) pada kecepatan operasi yang berbeda mulai dari 100 hingga 1.800 r/menit sesuai dengan ukuran dan karakteristik sistem teknis.

Gambar 9.1 mewakili pembangkit kogenerasi dengan mesin bolak-balik jika digunakan koefisien efisiensi dari Tabel 9.1. Perhatikan bahwa pemulihan panas (50%) biasanya dibagi dalam gas buang suhu tinggi (20%) dari mana uap dapat diproduksi dan air panas dari pendinginan (30%).

Gas buang pada suhu dalam kisaran 623-723K(350-450C;662.842F), memungkinkan pembentukan uap pada tekanan saturasi 0,3-1MPa,cocok untuk aplikasi industri. Pendinginan air jaket dan piston serta pendinginan pelumas dapat menyediakan air panas pada suhu rata-rata 343-353 K(70-80 C;158-1776 F) yang dapat digunakan untuk pemanasan ruangan atau industri dengan suhu rendah. Penggunaan akhir suhu. Air super panas juga dapat diproduksi berkt engine dan sistem pemulihan yang dirancang khusus.

Daya mekanis maksimum yang tersedia pada poros umumnya berkisar antara 40 hingga 45% dari daya input mesin sebagai bahan bakar. Nilai yang tertinggi mengacu pada mesin turbo. Jumlah panas yang dapat dipulihkan sekitar 45-40%, tergantung pada tingkat suhu dasar yang diperlukan oleh pengguna akhir dalam bentuk air panas.

Tabel 9.4 Parameter teknis untuk turbin gas standar

Unit ukuran listrik	Day a mas uka n	Konsumsi khusus		Masukan bahan bakar sebagai gas alam		Aliran udara masuk			Pemul ihan panas	Efisiensi		
		kJ/k Wh	Btu/k Wh	10 ⁶ Btu/ h	Sm ³ /h	10 ³ Sm ³ / h	10 ³ kg/h	10 ³ lb/h		Pemul ihan panas	Elektri kal	Tot al
MW	MW								MW	%	%	%
0.6	2.7	16,36 4	15,511	9.3	286.0	12.9	16.6	36.6	1.4	50	22	72
1	4.0	14,40 0	13,649	13.6	419.5	18.9	24.4	53.7	2.0	50	25	75
5	15.6	11,25 0	10,664	53.3	1,638. 7	73.7	95.1	209. 7	7.8	50	32	82
10	31.3	11,25 0	10,664	106. 6	3,277. 5	147. 5	190. 3	419. 5	15.6	50	32	82
25	65.8	9,474	8,980	224. 5	6,900. 0	310. 5	400. 5	883. 1	32.9	50	35	88
40		10,28 6	9,749	390. 0	11,98 6.3	539. 4	695. 8	1,53 4.0	57.1	50	35	85
100		9,474	8,9800	898. 0	27,60 0.0	1,24 2.0	1,60 2.2	3,53 2.2	131.6	50	38	88
200		9,474	8,980	1,79 6.0	55,19 9.9	2,48 4.0	3,20 4.4	7,06 4.4	263.2	50	38	88

Catatan

- Kepadatan udara dalam kondisi standar 1,29kg/Sm³(0°C,32°F;0,1MPa,145psi) udara untuk pembakaran 45 Sm³ gas alam(standar untuk fas alam 15,6° C 60°F)rasio tekanan udara kisaran 5-7 suhu gas buang 723°K, 450°C, 842°F; tumpukan suhu buang 423°K, 150°C, 302°F Penurunan suhu tersedia untuk pemulihan 300°K,300°C,540°F

Peralatan pendingin juga harus disediakan jika pengguna air pans tidak beroperasi, gas buang akan dibuang ke atmosfer jika jumlahnya berlebih.

Tipikal nilai daya input, dalam gal input gas alam, adalah 250 Sm³/jam (2.400 kW), untuk menghasilkan 1.000KW daya listrik dan 1.100kw dari panas yang dapat dipulihkan. Efisiensi keseluruhan sistem yitu rasio antara output dan daya input, kira-kira 85%. Rasio daya listrik keluaran terhadap daya input kira-kira 40%.

Nilai khusus dari parameter operasi untuk beberapa mesin bolak-balik yang diumpankan oleh gas alam ditunjukkan pada Tabel 9.5. Sebagai aturan umum, penggerak utama jenis ini menarik jika proses tersebut membutuhkan panas tingkat tinggi dalam jumlah besar yang diperoleh dari air jaket dan sistem pendingin oli pelumas yang dapat mencapai setengah dari penolakan panas. Contoh mesin bolak-balik dilaporkan di Sect. 9.7.

9.6 Menentukan Kelayakan Kogenerasi

Kelayakan kogenerasi didasarkan pada factor ekonomi dan teknis, yang harus dikorelasikan satu sama lain untuk menyelesaikan evaluasi yang benar. Factor utama untuk mempertimbangkan adalah sebagai berikut:

Rasio antara permintaan listrik dan lokasi bahan bakar, didefinisikan sebagai rasio harian, bulanan, dan tahunan. Rasio ini harus konsisten dengan rasio antara daya keluaran listrik dan pemulihan panas untuk sistem kogenerasi yang dipilih;

- Profil permintaan panas, termasuk tingkat suhu kebutuhan pengguna akhir dan fluktuasi (per jam, harian, bulanan, tahunan). Tingkat suhu harus konsisten dengan tingkat panas yang ditolak dari sistem kogenerasi.;
- Profil permintaan listrik dan fluktuasi untuk profil termal. Profil termal dan listrik harus saling berkorelasi;
- Biaya bahan bakar dan listrik yang dibeli, biaya saat ini dan yang diproyeksikan di masa depan;
- Total pembangkit jam kerja pertahun
- Ukuran sistem instalasi untuk kebutuhan lokasi saat ini dan untuk masa depan
- Biaya modal pembangkit kogenerasi dan biaya operasi selama jangka waktu pembangkit.
- Isu yang berkaitan dengan lingkungan.

Banyak pendekatan kogenerasi dapat diikuti untuk membuat pilihan diantara jenis dan ukuran sistem. Namun, untuk memastikan efisiensi tertinggi sistem, pemulihan panas yang ditolak harus efektif dan kondisi operasi pembangkit kogenerasi. Pabrik boiler tambahan akan memenuhi kebutuhan pengguna akhir, jika ini lebih tinggi dari pemulihan panas, tergantung pada proses industry, kendala ini dapat menjadi lebih atau kurang penting dalam menentukan ukuran pembangkit.

Tabel 9.5 Parameter teknis untuk mesin bolak-balik

Spesifik				Input bahan bakar						Efisiensi		
Unit ukuran listrik	Input daya	kons umsi		Gas alam		Input aliran udara			Pemulihan panas	Pemulihan panas	Elek trik al	Total
MW	MW	kJ/k Wh	Btu/k Wh	10 ⁶ Btu /h	Sm ³ / h	10 ³ kh/ h	10 ³ k g/h	10 ³ lb /h	MW	%	%	%
0.25	0.7	9,474	8,980	2.2	69.0	1.0	1.3	2.9	0.3	45	38	83
1	2.4	8,571	8,125	8.1	249.7	3.7	4.8	10.7	1.1	45	42	87
5	11.9	8,571	8,125	40.6	1,248 .6	18.7	24.2	53.3	5.4	45	42	87
10	23.8	8,571	8,125	81.2	2,497 .1	37.5	48.3	106. 5	10.7	45	42	87

Catatan

- Kepadatan udara dalam kondisi standar 1.29 kg/Sm³ (0 °C, 32 F; 0.1 MPa, 145 psi) udara pembakaran 15 Sm³ gas alam (standar untuk gas alam 15.6 °C, 60°F)
- Pendekatan pertama adalah merancang sistem yang mampu memenuhi persyaratan beban termal, terlepas dari permintaan listrik. Itu terhubung ke jaringan utilitas dan

menjual kelebihan atau membeli listrik tambahan tergantung pada profil termal dan profil listrik pada kondisi operasi.

- Pendekatan kedua adalah merancang sistem yang mampu memenuhi kebutuhan beban puncak listrik atau basis, terlepas dari permintaan termal yang harus lebih besar daripada panas yang ditolak. Itu terhubung ke jaringan utilitas dan menjual kelebihan atau membeli listrik tambahan tergantung pada ukuran dan kondisi operasi.
- Pendekatan ketiga adalah merancang sistem yang independent dari grid utilitas. Dibutuhkan kelebihan kapasitas atau peralatan yang berlebihan untuk memastikan keandalan, yang dijamin oleh utilitas dalam dua pendekatan pertama. Sistem ini secara tradisional telah kebesaran untuk memenuhi permintaan puncak listrik, dengan peralatan tambahan untuk memuaskan permintaan termal jika perlu.

9.7 Contoh Praktis

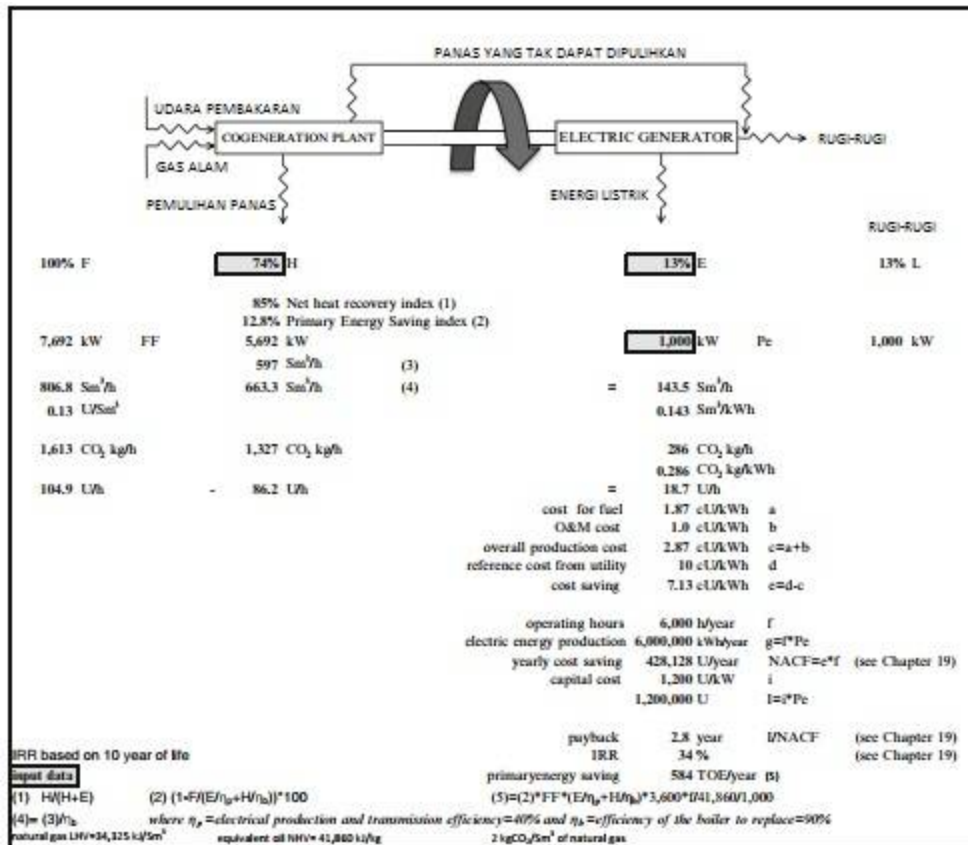
Tiga contoh kogenerasi dan satu contoh pembangkit trigenerasi diberikan dibawah ini. Perbandingan penghematan energi primer juga diperlihatkan.

Perhatikan bahwa pembangkit kogenerasi dan trigenerasi memungkinkan penghematan energi primer. Mereka dapat mencapai penghematan biaya energi hanya jika keseimbangan antara energi listrik dan biaya energi bahan bakar menguntungkan untuk lokasi.

Contoh 1 instalasi kogenerasi dengan turbin uap

Gambar 9.7 menunjukkan keseimbangan energi dan evaluasi ekonomis dari pembangkit kogenerasi turbin uap dengan tenaga listrik 1.000 kW dalam kondisi kerja (penurunan tekanan input-output sama dengan 3.793 MPa, 550 psi). pemulihan panas dan efisiensi listrik ditunjukkan pada Tabel 9.1. Konsumsi khusus akibat produksi energi listrik dihitung sebagai Sm^3/kWh atau kg minyak/kWh memasuki cerobong uap pembangkit.

Gambar ini juga menunjukkan penghematan energi primer (TOE), dibandingkan dengan pembangkit utilitas standar dan variasi konsumsi energi pembangkit (konsumsi bahan bakar tambahan dan pengurangan kWh dari utilitas). Biaya referensi energi listrik dan bahan bakar digunakan untuk evaluasi ekonomi. Evaluasi awal dapat dilakukan berdasarkan biaya rata-rata energi listrik yang dibeli dari utilitas (lihat Tabel 19.4); untuk analisis yang lebih terperinci, perlu untuk menghitung energi yang dibeli dari biaya konsekuen yang sesuai dengan profil permintaan baru pembangkit untuk energi utilitas.



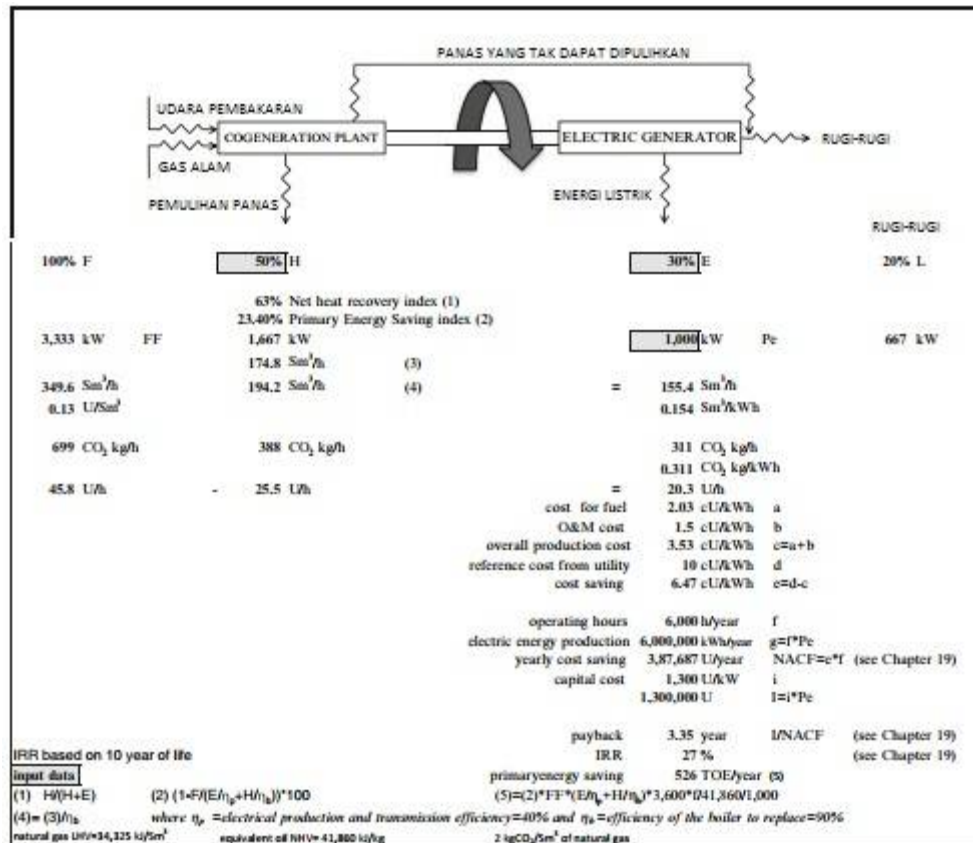
Gambar 9.7 Instalasi kogenerasi dengan turbin uap tekanan balik

Peraturan lokal tentang penjualan energi ke utilitas dan pembelianya dari mereka dalam keadaan darurat juga harus dipertimbangkan. Biyas pemeliharaan juga harus diperhitungkan basanya biaya tetap per unit kWh yang diproduksi.

Contoh 2 Pembangkit kogenerasi dengan turbin gas

Gambar 9.8 menunjukkan keseimbangan energi dan evaluasi ekonomis dari pembangkit kogenerasi turbin gas dengan tenaga listrik 1.000kW dalam kondisi kerja tertentu. Pemulihan panas dan efisiensi listrik ditunjukkan pada Tabel 9.1. Konsumsi khusus akibat produksi energi listrik dihitung sebagai Sm³/kWh yang memasuki pembangkit.

Gambar ini juga menunjukkan penghematan energi primer (TOE) diandingkan dengan utilitas pembangkit standar dan variasi konsumsi energi pembangkit (konsumsi bahan bakar tambahab dan pengurangan kWh dari utilitas).



Gambar 9.8 Pabrik kogenerasi dengan turbin gas

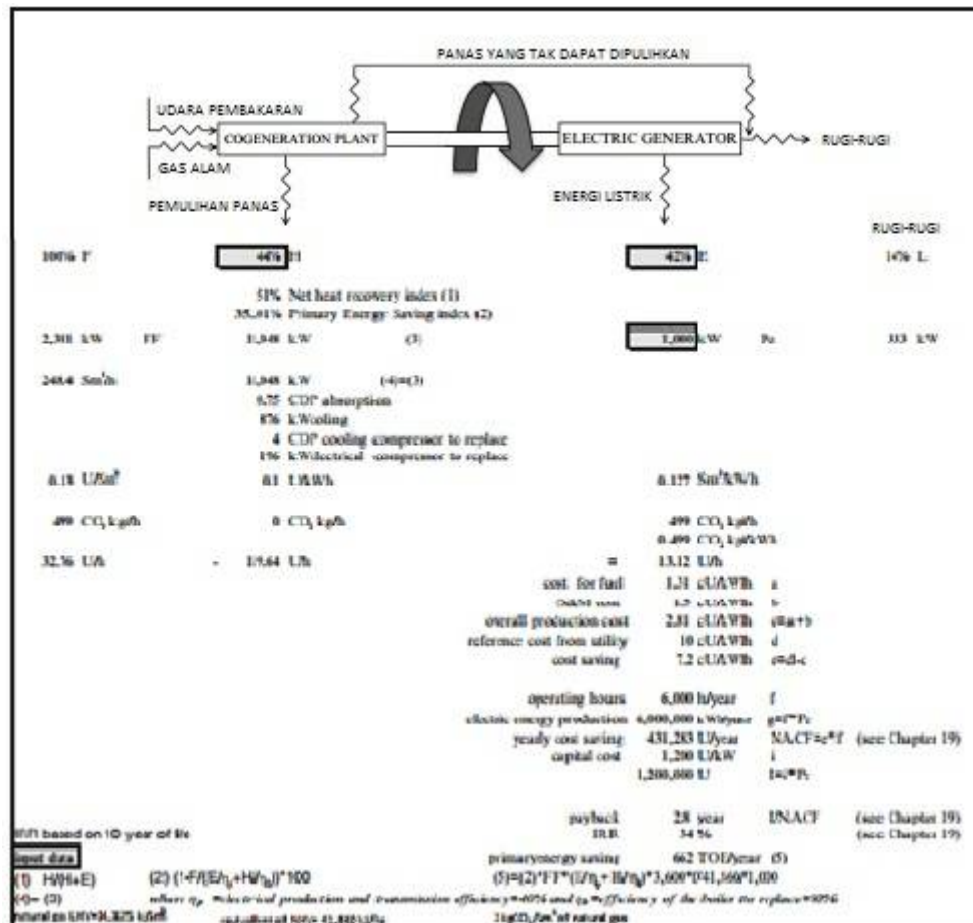
Gas buang bentuk panas yang dapat dipulihkan bervariasi sesuai dengan kebutuhan pengguna akhir: udara panas untuk pengeringan, uap dan air panas, dengan atau tanpa pembakaran tambahan. Biaya referensi energi listrik dan bahan bakar digunakan untuk evaluasi ekonomi. Evaluasi awal dapat dilakukan berdasarkan biaya rata-rata energi listrik yang dibeli dari penyedia (lihat Tabel 20.3): untuk analisis yang lebih terperinci, perlu untuk menghitung energi yang dibeli dan biaya konsekuensi yang sesuai dengan profil permintaan baru pabrik untuk energi-utilitas. Peraturan lokal tentang penjualan energi utilitas dan pembelinya dari mereka dalam keadaan darurat juga harus dipertimbangkan. Biaya pemeliharaan juga harus diperhatikan, biasanya biaya tetap per unit kWh yang diproduksi.

Contoh 3 Pembangkit kogenerasi dengan mesin bolak-balik

Gambar 9.9 menunjukkan keseimbangan energi dan evaluasi ekonomis dari pembangkit kogenerasi mesin bolak-balik dengan daya listrik 1.000 kW dalam kondisi kerja tertentu. Pemulihan panas dan efisiensi listrik ditunjukkan pada Tabel 9.1. Konsumsi khusus akibat produksi energi listrik dihitung sebagai Sm³/kWh yang memasuki pembangkit.

Gambar ini juga menunjukkan penghematan energi primer (TOE) dibandingkan dengan pabrik utilitas termal standar dan variasi konsumsi energi pembangkit (konsumsi bahan bakar tambahan dan pengurangan kWh dari utilitas). Panas yang dapat dikembalikan dari gas buang dan media pendingin engine bervariasi sesuai dengan kebutuhan pengguna akhir: udara panas untuk pengeringan, uap dan air panas pada suhu yang berbeda, dimungkinkan eksploitasi lengkap dari panas yang dibuang berkorelasi.

Biaya referensi energi listrik dan bahan bakar digunakan untuk evaluasi ekonomi. Evaluasi awal dapat dilakukan berdasarkan biaya rata-rata energi listrik yang dibeli dari utilitas (lihat Tabel 20.3); untuk analisis yang lebih terperinci, perlu untuk menghitung energi yang dibeli dan biaya konsekuensi yang sesuai dengan profil permintaan pembangkit baru untuk utilitas energi. Peraturan lokal tentang penjualan energi ke utilitas dan pembelinya dari mereka dalam keadaan darurat juga harus dipertimbangkan.



Gambar 9.10 Instalasi trigenerasi dengan mesin bolak balik

Biaya pemeliharaan juga harus diperhitungkan, biasanya biaya tetap per unit kWh yang diproduksi, contoh 4 Instalasi trigenerasi dengan mesin bolak-balik Gambar 9.10 menunjukkan keseimbangan energi dan evaluasi ekonomis dari pembangkit pemicu mesin bolak-balik dengan daya listrik 1.000 kW dalam kondisi kerja tertentu. Pemulihan panas dan efisiensi listrik ditunjukkan pada Tabel 9.1 Konsumsi khusus yang dikaitkan dengan produksi energi listrik dihitung sebagai Sm³/kWh yang memasuki pembangkit.

Gambar ini juga menunjukkan penghematan energi primer (TOE) dibandingkan dengan pabrik utilitas termal standar dan variasi konsumsi energi (konsumsi bahan bakar tambahan dan pengurangan kWh dari utilitas). hanya panas dikembalikan untuk diperhitungkan untuk penghematan energi primer (TOE) seperti contoh 3, terlepas dari konversi selanjutnya menjadi pendinginan.

Panas yang dapat dipulihkan dari gas buang dan media pendingin engine bervariasi sesuai dengan kebutuhan pengguna akhir: udara panas untuk pengeringan, uap dan air panas pada suhu yang berbeda, dimana kemungkinan eksploitasi lengkap dari panas yang ditolak berkorelasi.

Di pembangkit pemicu panas, diubah menjadi air dingin dengan menggunakan sistem penyerapan. Biaya referensi energi listrik dan bahan bakar digunakan untuk evaluasi ekonomi. Evaluasi awal dapat dilakukan berdasarkan biaya rata-rata energi listrik yang dibeli dari utilitas (lihat Tabel 20.3); untuk analisis yang lebih terperinci, perlu untuk menghitung energi yang dibeli dan biaya konsekuensi yang sesuai dengan profil permintaan baru pembangkit untuk energi utilitas. Peraturan lokal tentang penjualan energi ke utilitas dan pembeliannya dari mereka dalam keadaan darurat juga harus dipertimbangkan. Biaya pemeliharaan juga harus diperhitungkan, biasanya biaya tetap per unit kWh yang diproduksi.

10. Pompa dan Kipas



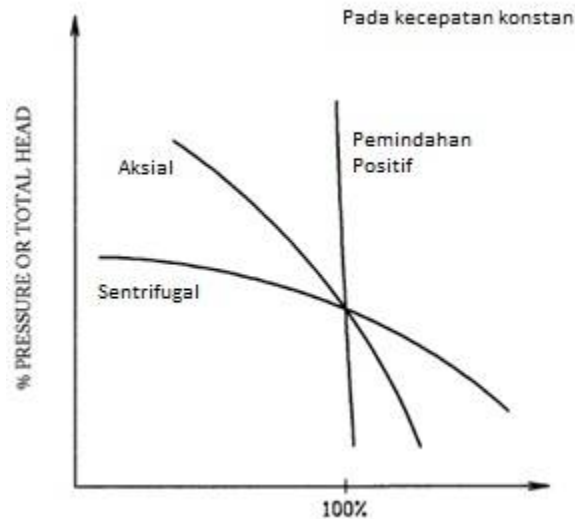
10.1 Pendahuluan

Dalam aplikasi-aplikasi proses dan HVAC, pompa dan kipas banyak digunakan untuk memindahkan cairan, cairan (air, minyak, lainnya), atau udara atau gas, dengan menggunakan energi mekanik untuk mengatasi rangkaian hambatan dari rangkaian. Penggerak utama pada poros umumnya drive listrik, tetapi juga jenis drive lain dan dapat digunakan. Daya yang dibutuhkan di poros umumnya drive listrik, tetapi juga jenis drive lain dapat digunakan. Daya yang dibutuhkan di poros tergantung pada volume dan kerapatan fluida yang dipindahkan, perbedaan tekanan pada kipas atau pompa, dan desain mekanis dan efisiensi.

Pompa dan kipas dapat didefinisikan sebagai mesin putar kontinu dimana elemen yang berputar cepat mempercepat fluida yang melewatinya, mengubah kecepatan menjadi tekanan, sebagian elemen berputar dan sebagian diffuser statis atau dalam bilah. Kipas atau blower dapat didefinisikan sebagai kompresor (lihat Bab 11) yang mengembangkan peningkatan kepadatan yang sangat rendah dari inlet ke discharge (kurang dari 5-7% peningkatan kepadatan). Pompa mirip dengan kompresor tetapi pada dasarnya bekerja dengan cairan yang tidak dapat dimampatkan.

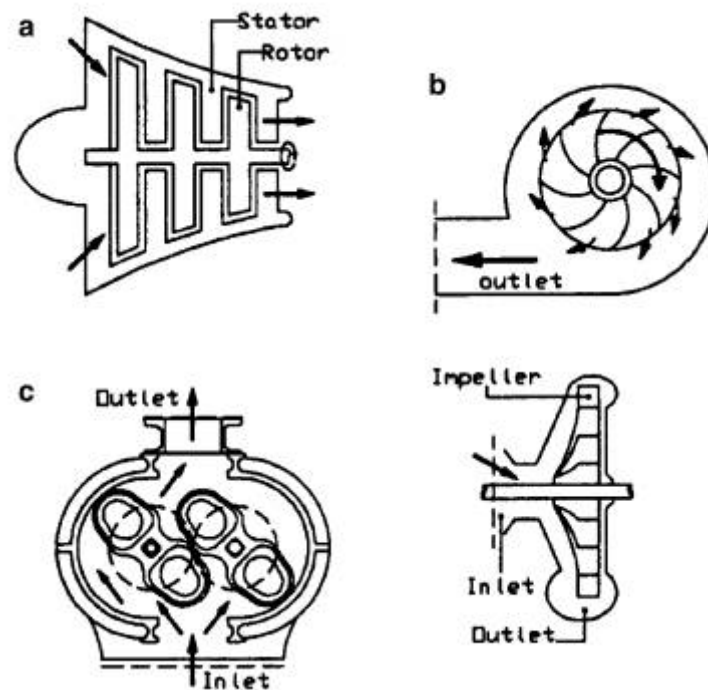
Untuk pompa yang memindahkan cairan, variasi kerapatan umumnya dapat diabaikan. Untuk kipas-kipas yang bergerak, perubahan kerapatan menjadi signifikan dan harus diperhitungkan. Variasi kepadatan, bagaimanapun sangat terkait dengan rasio kompresi; pada kipas dengan 500 Pa atau 0.0072 psi (nilai yang cukup tinggi untuk sebagian besar aplikasi), rasio tekanan sama dengan 1.005, sehingga variasi kerapatan dapat diabaikan.

Mesin yang paling umum digunakan dapat diklasifikasikan sebagai perpindahan positif mesin sentrifugal dan aksial. Kurva karakteristik ditunjukkan pada Gambar 10.1 (lihat juga bab 11 untuk kompresor udara). Tipe dasar ditunjukkan pada Gambar 10.2 jenis mesin lainnya dapat digunakan untuk tujuan khusus. Dalam perpindahan positif atau aliran mesin yang terputus-putus, volume cairan yang berurutan terbatas dalam ruangan tertutup dan kemudian dibuang.



% Tingkat kapasitas dari laju aliran

Gambar 10.1 Kurva karakteristik untuk kelas yang berbeda dari mesin volumetric



Gambar 10.2 Tipe mendasar perputaran pompa, kipas angin, dan kompresor: (a) aliran aksial, (b) sentrifugal, (c) lobe (aliran terputus-putus)

Mesin sentrifugal adalah mesin dinamis dimana satu impeller berputar atau lebih mempercepat fluida. Aliran fluida utama adalah radial. Mesin aksial adalah mesin dinamis dimana setiap tahap terdiri dari dua baris bilah, satu berputar dan stasioner lainnya. Aliran fluida utama adalah aksial. Rotor berbilah mempercepat fluida; stator mengubah energi kinetik menjadi tekanan. Perhatikan bahwa pada mesin low-head (kipas khususnya), stator tidak ada atau tidak dapat dihilangkan.

Dalam aplikasi industry, perpindahan positif dan mesin sentrifugal banyak digunakan pada pompa dan kipas dan mesin aksial khususnya pada kipas. Salah satu masalah utama pada kipas dan pompa yang beroperasi adalah kontrol laju aliran volume untuk memenuhi kebutuhan pengguna yang mungkin memerlukan aliran fluida lebih rendah, kadang-kadang untuk periode operasi yang lama.

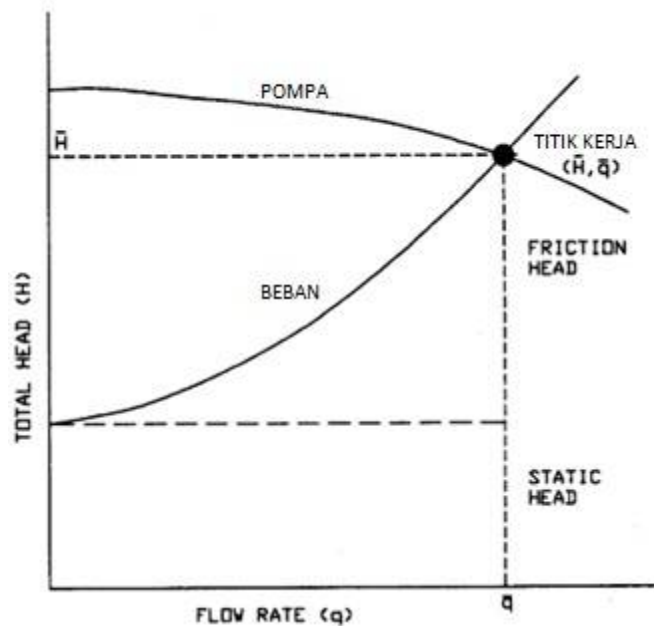
Perangkat mekanis yang umum untuk mengendalikan kipas adalah inlet louvres, inlet vanes, outlet damper, dan berbagai jenis damper seperti kupu-kupu dan guillotine dan pitch variabel untuk kipas aksial. Dengan kontrol ini terjadi konsumsi daya yang berlebihan, Bersama dengan tingkat suara dan getaran yang tinggi dan kekurangan volume kipas. Motor kipas dua kecepatan, terutama jika dikombinasikan dengan kontrol inlet-vane atau inlet-louvre, merupakan peningkatan yang signifikan. Namun demikian, penggerak listrik berkecepatan variabel adalah metode kontrol aliran fluida yang paling efisien.

Perangkat mekanis yang paling biasa untuk mengontrol pompa aliran fluida adalah katup pelambatan yang menyebabkan kehilangan tekanan tambahan di sirkuit dan karenanya mengurangi aliran fluida. Karena kerugian ini, tidak ada penurunan konsumsi daya yang signifikan. Kontrol ini, Bersama dengan sistem daur ulang, adalah salah satu yang disebut metode disipatif. Seperti halnya kipas, sistem kontrol yang paling efisien menggunakan penggerak listrik berkecepatan variabel untuk mengatur kecepatan poros.

10.2 Prinsip mendasar dari operasi pompa dan kipas

Dalam diagram tekanan atau total head berbanding dengan laju aliran atau kapasitas volume, titik kerja didefinisikan sebagai persimpangan antara kurva karakteristik mesin beban.

Berikut ini membahas karakteristik pompa sentrifugal, tetapi pertimbangan yang sama dapat dengan mudah diperluas ke mesin sentrifugal (kipas, kompresor) dan mesin aksial. Yang terakhir memiliki kurva kapasitas yang jauh lebih curam dibandingkan dengan mesin sentrifugal; karenanya jangkauan operasi yang aman jauh lebih kecil. Kurva dasar untuk pompa pada satu set nilai yang diberikan untuk diameter impeller dan kecepatan poros dan kurva dasar untuk beban, yaitu tekanan total atau head statis dan gesekan, versus laju aliran volume atau kapasitas, ditunjukkan pada Gambar 10.3. Perpotongan antara dua kurva menentukan titik kerja (H , q) dari sistem, yang tidak dapat berubah tanpa modifikasi sirkuit beban atau pompa.

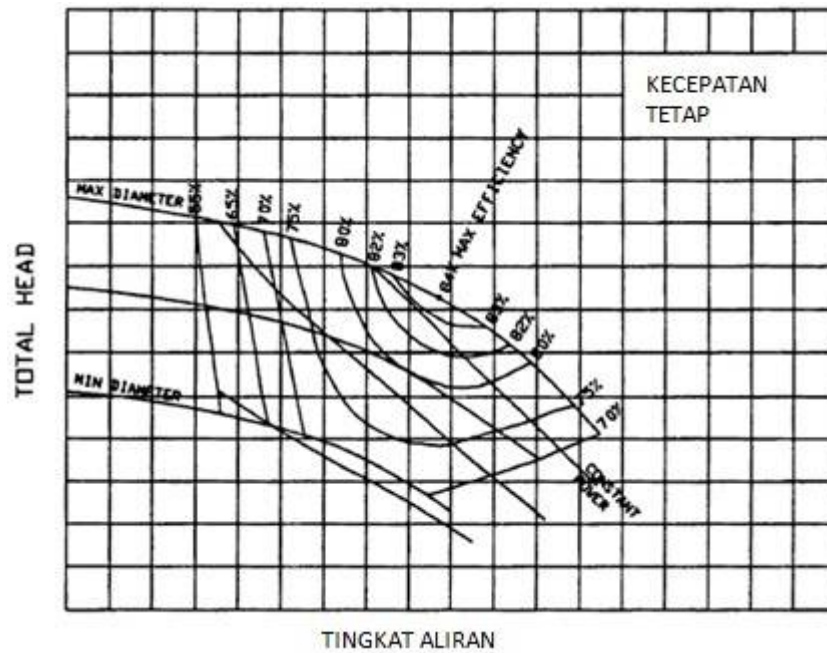


Gambar 10.3 Karakteristik pompa dan beban

Pabrikasi pompa menyediakan rangkaian kurva kinerja yang berbeda: total head versus laju aliran atau kapasitas untuk diameter impeller yang berbeda, daya poros versus laju atau kapasitas aliran, dan set titik dengan efisiensi yang sama. Setiap set kurva diberikan untuk kecepatan tetap impeller (lihat Gambar 10.4) atau untuk fixed diameter impeller pada kecepatan yang berbeda. Dari hukum dan praktik mekanika fluida, hubungan berikut untuk pompa sentrifugal dapat diturunkan untuk memperhitungkan variasi kecepatan impeller.

Jika Ω_1 dan Ω_2 adalah dua kecepatan impeller yang sesuai dengan titik kerja (1,2), dan jika efisiensi diasumsikan konstan (dalam prakteknya bervariasi dengan kecepatan mengikuti hukum empiris), maka berikut: kapasitas aliran $q_2 = q_1 (\Omega_2/\Omega_1)$ bervariasi secara langsung karena kecepatan total head $H_2 = H_1 (\Omega_2/\Omega_1)$ bervariasi sebagai kuadrat dari kecepatan shaft power $P_2 = P_1 (\Omega_2/\Omega_1)^2$ bervariasi sebagai kuadrat dari kecepatan shaft power $P_2 = P_1 (\Omega_2/\Omega_1)^3$ bervariasi sebagai kubus kecepatan.

Kurva yang mewakili laju aliran dan total head dengan kecepatan impeller ditunjukkan pada Gambar 10.5 Hubungan ini dapat ditulis sebagai fungsi dari diameter impeller untuk mendapat kecepatan dengan hanya mengganti nilai diameter impeller D_1 dan D_2 untuk Ω_1 dan Ω_2 .



Gambar 10.4 Set kurva untuk pompa yang diberikan

Laju aliran volume dapat dihitung dengan mengalihkan kecepatan fluida (tipe nilai untuk air dan udara adalah 2-3 dan 5-10 m/s) dengan bagian pipa (m^2). Laju aliran massa sama dengan laju aliran volume dikalikan dengan densitas fluida (kg/m^3).

Konsultasikan dengan pabriknya untuk instruksi, jika jenis pompa lain yang bersangkutan.

Dari hubungan yang disebutkan diatas (lihat juga bagian 4.7 dan Tabel 20.1), berarti bahwa daya P yang diperlukan pada poros pompa adalah

$$P = \frac{qxHx\rho x\left(\frac{g}{g_c}\right)}{\eta} (W)$$

$$\frac{qxHx\rho x\left(\frac{g}{g_c}\right) x 0.0226}{\eta} (W)$$

Dimana

q = volume laju aliran (m^3/s)

(gpm)

H=total head = $H_{static}+H_{losses}$ (m)

(ft)

ρ = kerapatan dari cairan (kg/m^3)

(lb/gallon)

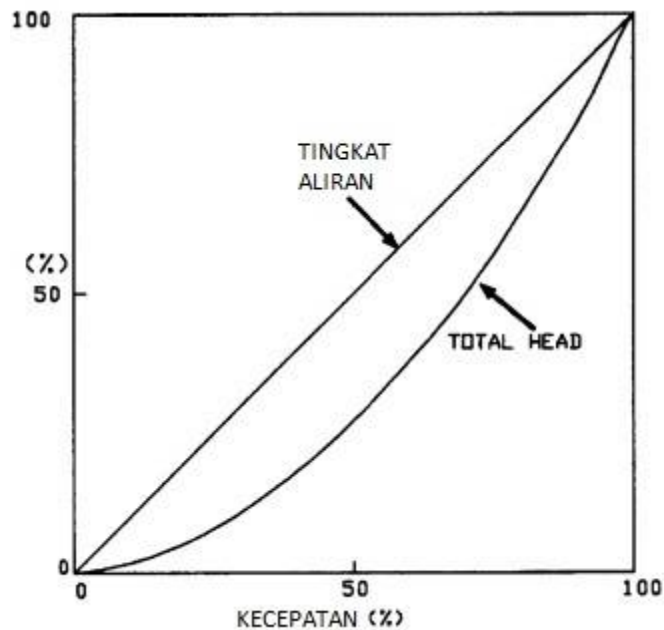
η = efisiensi pompa

g= akselerasi grafitasi $9.81m/s^2$

$32.17 ft/s^2$

g_c = factor konversi = $\frac{1kg x (m/s^2)}{N}$

$32.17 \frac{lb x (ft/s^2)}{lbf}$



Gambar 10.5 Laju aliran pompa dan total head versus kecepatan

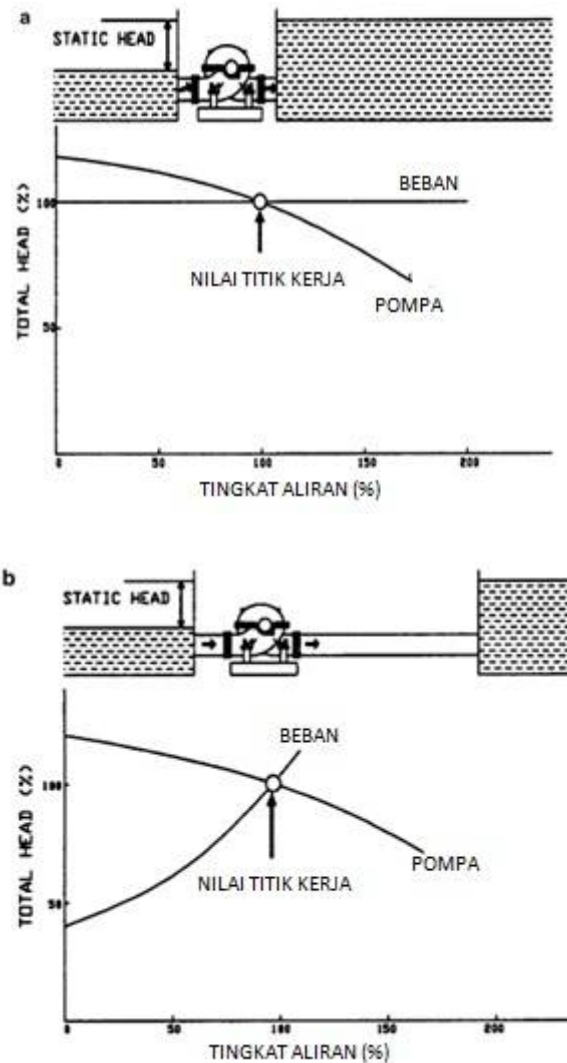
Perhatikan bahwa, dalam praktiknya daya bervariasi dengan kecepatan impeller lebih banyak dari pada dengan kubus karena pengurangan efisiensi dengan kecepatan.

Gambar 10.6 menunjukkan dua situasi operasi yang khas:

- (a) Gesekan atau dinamis lebih rendah dari kerugian statis:
Saluran masuk dan keluar pompa dihubungkan dengan dua tangka melalui pipa pendek tanpa kehilangan gesekan yang signifikan. Jika perbedaan level antara tangka konstan, head statis juga konstan. Kerugian gesekan, karena pergerakan fluida, dapat diabaikan seperti yang sudah diasumsikan.
- (b) Gesekan atau dinamis lebih besar dari kerugian statis:
Pipa antara kedua tangka cukup Panjang dan kehilangan gesekan karena pergerakan fluida harus ditambahkan ke statis

Dalam kedua situasi, selalu ada satu titik kerja, yang merupakan persimpangan antara kurva karakteristik kapasitas aliran versus head untuk pompa dan untuk beban.

Dari sudut pandang hemat energi, yang paling penting adalah operasi pada laju aliran yang dikurangi disirkuit yang sama. Untuk mencapai titik kerja ini, salah satu dari kurva, baik pompa atau kurva beban, harus dimodifikasi. Seperti yang telah disebutkan, kurva pompa bervariasi dengan kecepatan poros dan diameter impeller. Kurva beban dapat dimodifikasi dengan memperkenalkan peralatan tambahan, seperti katup pelambatan antara pompa dan beban.



Gambar 10.6 Tipe sirkuit beban: (a) Kerugian dinamis lebih rendah dari kerugian statis; (b) kerugian dinamis lebih besar dari kerugian statis

Pertimbangan di atas dapat dengan mudah diperluas ke kipas dan kompresor (lihat Bab 11 untuk kompresor gas). Untuk kipas (lihat juga Tabel 20.1) daya P yang diperlukan pada poros adalah

$$\text{Daya shaft } P = \frac{q \times \Delta P}{\eta} (W) \qquad \frac{q \times \Delta P \times 0.1175}{\eta} (W)$$

Dimana

q = volume laju aliran (m^3/s) (ft^3/min)

ΔP = total kenaikan tekanan (in H_2O)

η = efisiensi kipas

10.3 Metode Pengaturan Titik Kerja

Metode pengaturan titik kerja, yaitu mengatur aliran dapat digolongkan sebagai disipatif dan non disipatif. Kategori pertama didasarkan pada pengenalan losses head didalam rangkaian tanpa mengubah karakteristik pompa dan kipas dan dengan menggeser kurva beban pengguna akhir; yang kedua didasarkan pada pengenalan karakteristik pompa yang berbeda seperti impeller baru(atau set sudut kipas) atau kecepatan poros baru dan akibatnya kurva pompa baru.

10.3.1 Metode Disipatif untuk Pompa dan Kipas

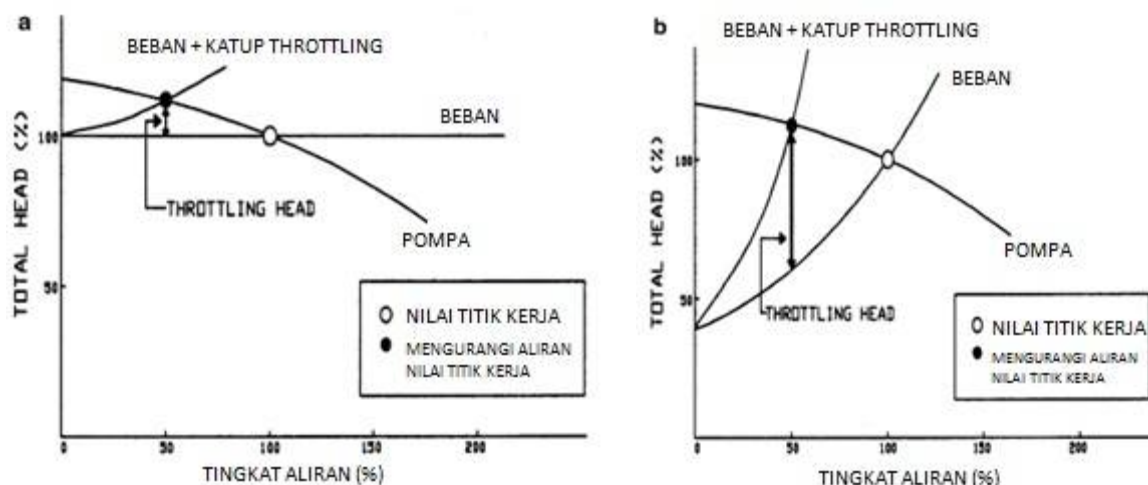
Metode-metode disipatif ada dua tipe:

- Pengenalan kehilangan gesekan melalui katup pelambat, peredam, atau perangkat serupa
- Daur ulang sebagian aliran didalam sirkuit cincin tertutup

Gambar 10.7 menunjukkan kurva pompa yang sesuai dengan kondisi operasi pada Gambar 10.6 dan menunjukkan titik kerja baru yang sesuai dengan pengurangan 50% dari aliran pengenalan dengan menggunakan katup pelambat. Jika head statis lebih besar dari head dinamis, peraturan disipatif tidak menimbulkan kerugian yang signifikan; dalam kasus sebaliknya, peraturan ini meningkatkan kerugian dinamis ke tingkat yang tidak dapat diterima untuk periode operasi yang Panjang. Daya yang hilang dikatup pelambatan dihitung dengan hubungan yang sama yang digunakan sebelumnya untuk daya poros.

$$P_{losses} = \frac{q \times \Delta H \times \rho (g/g_c)}{\eta} (W)$$

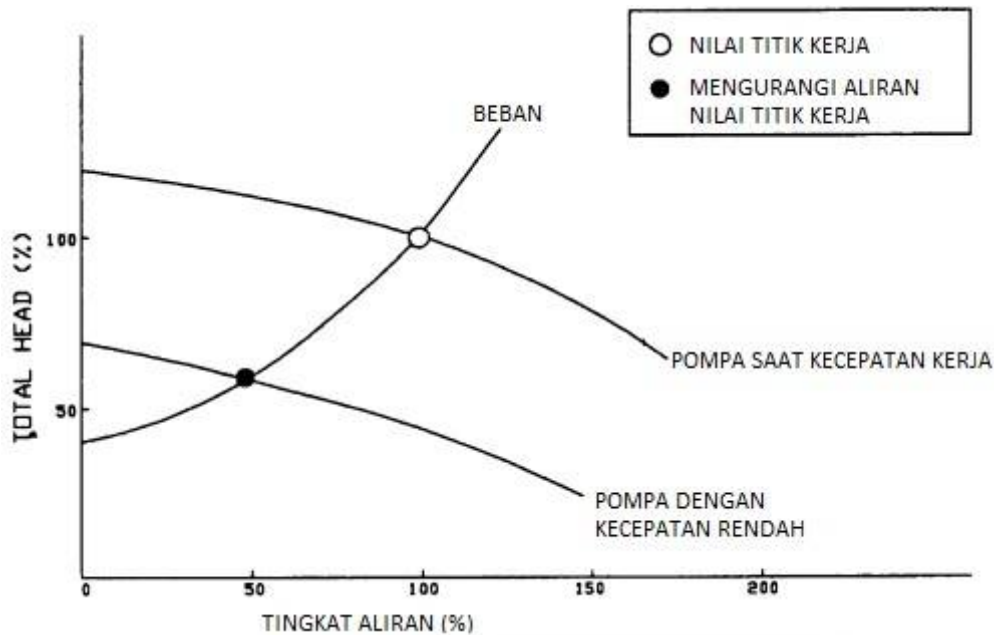
Dimana q = nilai kapasitas pengurangan yang mengalir melalui katup pelambatan dan ΔH = tambahan losses head



Gambar 10.7 Kurva pompa dan beban yang sesuai dengan sirkuit pada gambar 10.6

10.3.2 Metode Non-disipatif untuk Pompa dan Kipas

Metode-metode ini didasarkan pada modifikasi pompa atau kurva kipas tanpa mengubah kurva beban dengan (1) memodifikasi desain mesin (mesin dengan geometri variabel untuk mendapatkan kurva yang berbeda, pada kecepatan poros konstan) dan (2) mengatur kecepatan poros pada kecepatan motor listrik konstan, penggerak kecepatan variabel listrik untuk mengatur kecepatan motor kecepatan poros.



Gambar 10.8 Kurva pompa pada kecepatan poros yang berbeda

Dalam sistem pompa besar, driver seperti mesin uap atau turbin gas, dan mesin diesel juga dapat diterapkan (lihat Bab 9). Gambar 10.8 menunjukkan contoh khas pengaturan aliran yang diperoleh dengan memvariasikan kecepatan pompa hingga kurva pompa melintasi kurva beban pada titik kerja yang diinginkan. Ketelitian yang tinggi umumnya tidak diperlukan; perhatikan bahwa batas kecepatan bahwa biasanya tidak di bawah 40-50% dari desain kecepatan.

Perbandingan disipatif dengan metode non-disipatif menggarisbawahi keuntungan hemat energi yang berikut ini:

- Pengurangan konsumsi energi pada energi konstan yang dikirimkan ke beban
- Pengurangan daya yang diminta dari saluran listrik karena pengurangan daya poros

Drive listrik yang paling umum adalah motor-motor dc dengan a.c./dc. konverter dan a.c. motor dengan inverter; yang terakhir juga dapat diterapkan pada motor yang ada dan disarankan untuk kondisi lingkungan yang berbahaya (lihat Bagian 7.4).

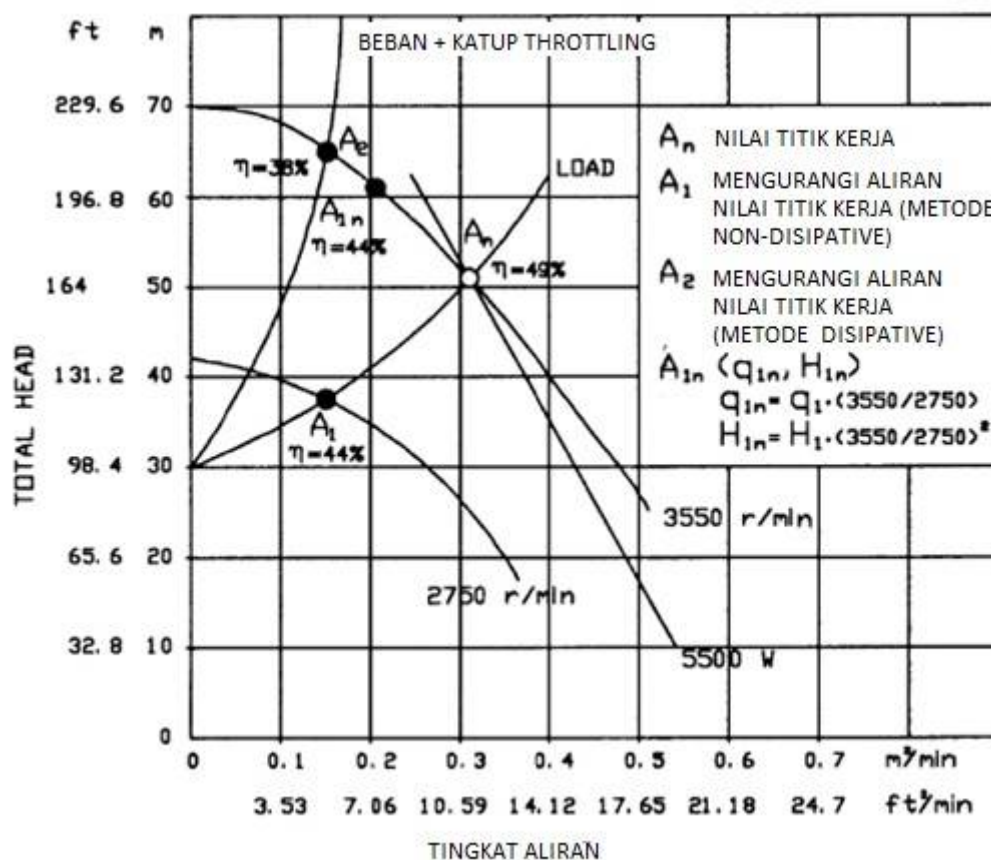
10.4 Perbandingan Regulasi Metode-metode Antara Dissipative dan Non-dissipative

Contoh prosedur untuk membandingkan beberapa metode regulasi diberikan dibawah ini. Rincian perhitungan ditetapkan dalam bagian 10.6 Gambar 10.9 menunjukkan situasi untuk

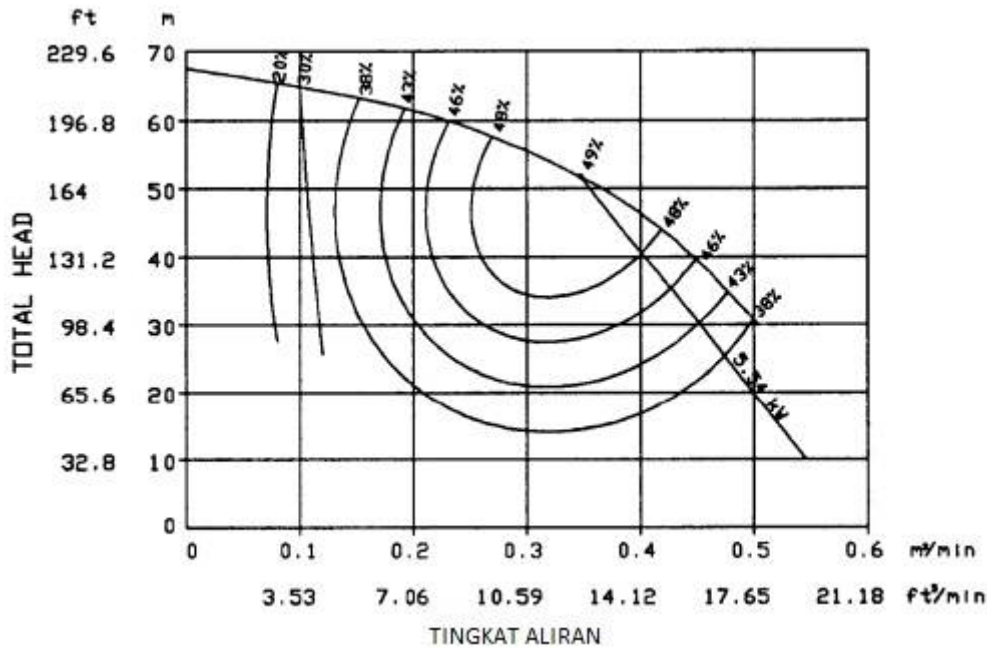
membandingkan. Kurva beban Bersama dengan karakteristik kurva dari pompa (lihat Gambar 10.10) sesuai dengan kecepatan tetap (pada gambar ini adalah 3.550r/menit). Desain titik kerja ditampilkan sebagai $A_n(q_n; H_n; \eta_n)$.

Diperlukan pengurangan desain laju aliran hingga 50%. Titik kerja harus bergerak dari titik A_n ke $A_1(q_1=0.5 q_n; H_1; \eta_1)$ sepanjang kurva beban untuk mencapai kondisi kerja yang baru. Mempertimbangkan dua prosedur alternative:

Penggunaan regulasi disipatif yang memodifikasi kurva beban dengan kecepatan konstan dengan memperkenalkan katup pelambatan. Titik kerja baru sekarang adalah titik A_2 ($q_2=0.5 \times q_n; H_2; \eta_2$) dengan aliran yang sama dengan titik A_1 tetapi dengan peningkatan head. Peningkatan head ini sesuai dengan daya poros yang dibutuhkan:



Gambar 10.9 Titik kerja dengan regulasi disipatif dan non-disipatif (lihat contoh pada bagian 10.6)



Gambar 10.10 Kurva karakteristik pompa untuk pompa tertentu dengan kecepatan tetap (lihat contoh pada bagian 10.6)

$$P \times (A_2 - A_1) = \frac{(0.5 \times q_n) \times (H_2 - H_1) \times \rho \times (g/g_c)}{\eta_2} \quad (W)$$

Dimana nilai efisiensi pada titik A_2 disediakan oleh kurva kinerja pabrikan pompa (lihat Gambar 10.10). Daya yang sekarang diperlukan dititik kerja baru A_2 adalah

$$P_{A_2} = \frac{(0.5 \times q_n) \times H_2 \times \rho \times (g/g_c)}{\eta_2} \quad (W)$$

Penggunaan peraturan non-disipatif memvariasikan kecepatan poros dan dengan demikian kurva pompa sampai kurva baru melintasi kurva beban pada titik kerja yang diinginkan A_1 ($q_1 = 0.5 \times q_n$; H_1 ; η_1). Kurva pada kecepatan yang berbeda diberikan oleh pabrik pompa atau dapat dibangun titik demi titik mengikuti hubungan yang dijelaskan dalam bagian 10.2, dimana efisiensi disumsikan tidak berubah secara berarti untuk variasi kecepatan yang masuk akal. Kecepatan baru sama dengan 2.750 r/menit. Total daya pada poros pompa adalah

$$P_{A_1} = \frac{(0.5 \times q_n) \times H_1 \times \rho \times (g/g_c)}{\eta_1} \quad (W)$$

Dimana efisiensi harus dihitung dari data yang disuplai oleh pabrik pompa. Efisiensi terkait dengan titik A_1 akan lebih besar daripada efisiensi pada titik A_2 (nilai efisiensi pada A_1 pada kurva kecepatan nominal dengan q dan H yang terkait dengan q_1 dan H_1 seperti yang ditunjukkan pada Bagian 10.2).

- Perbedaan head antara A_2 dan A_1 menunjukkan penghematan daya dan energi karena penggunaan metode non-disipatif. Penghematan ini tergantung pada peningkatan head dan pada perbedaan efisiensi antara kedua titik.

- Energi yang dihemat tergantung pada jam kerja

$$ES = (PA_2 - PA_1) \times \text{Jam kerja} \quad (Wh)$$

Pengehematan energi khas untuk pengurangan 50% dari kapasitas berkisar dari 25 hingga 50% dari energi terkait yang diperlukan dengan metode non-disipatif.

10.5 Metode-metode Regulasi Pompa dan Kipas

Regulasi pompa dan kipas non-disipatif dalam aplikasi industri merupakan area penghematan energi efektif dalam banyak proses seperti kertas, bahan kimia, dan kilang, dalam sistem pompa air, dan dalam sistem HVAC. Dalam rentang daya rendah dan menengah, dari 1 hingga 200 kW, penggerak kecepatan variabel listrik dapat dengan mudah diterapkan. Motor dinkron dan asinkron diberikan pada frekuensi dan tegangan variabel, sangat cocok untuk beroperasi dilokasi berhasya dengan pilihan motor yang tepat dan peralatan terkait. Rentang daya yang lebih tinggi juga dapat ditutup dengan penggerak yang sama, tetapi juga turbin gas, motor uap dan turbin, dan mesin disel dapat digunakan secara ekonomis jika limbah panas dipulihkan seperti yang ditunjukkan dalam sistem kogenerasi (lihat Bab 9).

Jumlah energi yang dihemat tergantung pada kebutuhan kapasitas berkecepatan rendah, jam kerja sistem, dan biaya energi listrik, selalu tidak signifikan. Keuntungan lain, selain penghematan energi yang merupakan factor utama, adalah kesederhanaan yang lebih besar karena penghapusan katup pelambat, peredam, dan perangkat sejenis, dan desain yang lebih sederhana dari sirkuit mekanis dan elektrik yang dimungkinkan oleh permulaan yang lebih lembut.

10.6 Contoh-contoh Praktis

Contoh bandingkan konsumsi energi pompa sentrifugal jika aliran dikurangi hingga 50% dari nilai pengenalan dengan (1) metode disipatif dan (2) metode non-disipatif.

Contoh diberikan dibawah ini, perbandingan teknis dan ekonomi antara sistem disipatif (katup pelambatan) dan yang tidak disipatif (drive variabel kecepatan listrik). Contoh ini merujuk pada pompa berdaya rendah yang bekerja pada 50% kapasitas pengenalan sepanjang tahun, tetapi dapat dianggap sebagai model dasar untuk untuk situasi lain. Tabel 10.1(a) dan (b) menunjukkan karakteristik teknis pompa dan prosedur elaborasi data dengan unit-unit SI dan non-SI. Kurva karakteristik pompa dan sirkuit adalah yang di ilustrasikan pada Gambar 10.9 dan 10.10, dimana diilustrasikan perbandingan antara metode disipatif dan non-disipatif. Pemahaman korelasi antara angka-angka dan konten tabel di fasilitasi dengan memperkenalkan indeks titik kerja (A_n, A_1, A_2).

Penghematan energi ditunjukkan pada Tabel 10.1(a) dan (b), dan evaluasi ekonomi pada Tabel 19.4.

Tabel 10.1 Perbandingan antara metode disipatif dan non-disipatif (lihat Gambar 10.9 dan 10.10)

								Kapasitas yang dikurangi (50 %)
						t kapasitas terukur (100 %)	Metode dissipative (I)	Metode Non-dissipative (II)
Unit SI						Titik kerja	Titik kerja	Titik kerja
(a)								
α	Kapasitas	m ³ /min	A _n	0.312	A1, A2	0.16	A1	0.16
$d = \alpha / 60$		m ³ /s		0.005		0.0027		0.0027
b	Head (beban dasar)	m	A _n	53.20	A1	37.50	A1	37.50
c		m			A2	67.00		
d	Efisiensi pompa	%	A _n	9.00	A2	38.00	A1 (A1n)	44.00
$e = \frac{\alpha' \times b \times 9.81 \times r}{1,000}$	Daya dikirim ke rangkaian pengguna akhir	kW	A _n	2.72	A1	0.98	A1	0.98
$f = \frac{\alpha' \times (c-b) \times 9.81 \times r}{1,000}$	Mengatur rugi-rugi Rugi-rugi katup pada poros pompa	kW		0	A2 - A1	0.77		0
$g = f \times 100/d$	Rugi-rugi katup pada poros pompa	kW		0	A2 A1	2.03		0
$h = g + e \times 100/d$	Daya pompa poros total	kW	A _n	5.54	A2	4.61	A1	2.23
i	Efisiensi motor listrik	%		90.00		90.00		90.00
$l = h' (100/i - 1)$	Rugi-rugi motor listrik	kW	A _n	0.62	A2	0.51	A1	0.25
m	Rugi-rugi kontrol drive	kW		0.00		0.00	A1	0.28
	Daya listrik							
$n = m + l + h$	Disediakan dari jaringan	kW	A _n	6.16	A2	5.12	A1	2.750
o	Jam kerja	h/tahun	A _n	8,640	A2	8,640	A1	8,640
	Energi listrik							
$p = n \times o$	Disediakan dari jaringan	kWh/tahun	A _n	53,222	A2	44,237	A1	23,760
	Penghematan listrik pada kapasitas yang berkurang							
$q = p(I) - p(II)$	Metode (I) Metode (II)	kWh/tahun						20.477
r	Kepadatan cairan	kg/m ³		1,000		1,000		1,000

								Kapasitas yang dikurangi (50 %)
						t kapasitas terukur (100 %)	Metode dissipative (I)	Metode Non-dissipative (II)
Unit SI						Titik kerja	Titik kerja	Titik kerja
(b)								
α	Kapasitas	ft ³ /min	An	11.02	A1, A2	5.651	A1	5.651
$d = \alpha / 60$		gpm		82.42		42.26		0.0027
b	Head (beban dasar)	ft	An	174.54	A1	123.26	A1	123.26
c		ft			A2	219.82		
d	Efisiensi pompa	%	An	49.00	A2	38.02	A1 (A1n)	44.00
$e = \alpha \times b \times r / 60$	Daya dikirim ke rangkaian pengguna akhir	ft x lbf/s	An	2,001	A1	725	A1	725
$e' = e \times b \times r' \times 0.0226$		kW		2.7		0.98		0.98
$e'' = \alpha' \times 1.356 / 1,000$		kW		2.7		0.98		0.98
$f = \frac{\alpha \times (c-b) \times r}{60 \times d}$	Mengatur rugi-rugi Rugi-rugi katup pada poros pompa	Ft x lbf/s		0	A2 -A1	1,490		0
$g = f \times 1.356 / 1,000$		kW		0	A2 A1	2.03		
$g' = \alpha' \times (c-b) \times r' \times 0.0226 / d$		kW				2.03		
$h = f + e \times 100 / d$	Daya pompa poros total	ft lbf/s	An	4,080	A2	3,400	A1	1,647.16
i	Electric motor efficiency	%		90.00		90.00		90.00
$l = h' (100/i - 1)$	Efisiensi motor listrik	kW	An	0.62	A2	0.51	A1	0.25
$h' = h \times 1.356 / 1,000 = g' + e' \times 100 / d$		kW		5.54		4.61		2.23
i	Efisiensi motor listrik	%		90.00		90.00		90.00
$l = h' (100/i - 1)$	Rugi-rugi motor listrik	kW	An	0.62	A2	0.51	A1	0.25
m	Rugi-rugi motor listrik	kW		0.00		0.00	A1	0.28
	Daya listrik							
$n = m + l + h'$	Disediakan dari jaringan	kW	An	6.16	A2	5.12	A1	2.75
o	Jam kerja	h/year	An	8,640	A2	8,640	A1	8,640
	Energi listrik							
$p = n \times o$	Disediakan dari jaringan	kWh/year	An	53,222	A2	44,237	A1	23,760

	Penghematan listrik pada kapasitas yang berkurang							
$q = p(I) - p(II)$	Metode (I) Metode (II)	kWh/year						20.477
r	Kepadatan cairan	lb/ft ³		62.43		62.43		62.43
r'	Metode (I) Metode (II)	lb/gallon		8.35		8.35		8.35

11. Kompresor-Kompresor Gas



11.1 Pendahuluan

Kompresor gas terutama digunakan dalam industri kimia dan petrokimia; kompresor udara banyak digunakan di setiap jenis industri untuk keperluan yang berbeda. Aplikasi kompresor udara dapat diklasifikasikan secara luas sebagai berikut: (1) memberikan daya seperti pada alat atau mesin lain dan dalam sistem kontrol untuk HVAC dan untuk peralatan industri; (2) proses penanganan gas, biasanya di kilang pabrik kimia, dan mendistribusikan gas di jalur pipa; dan (3) menyediakan udara untuk pembakaran seperti dalam siklus turbin gas. Penggunaan tambahan adalah untuk membersihkan atau mengeringkan bahan lebih efisien daripada energi panas.

Karakteristik kurva yang telah ditunjukkan pada Gambar 10.1 dapat digunakan juga untuk berbagai jenis kompresor: kompresor perpindahan positif menunjukkan volume konstan dan rasio tekanan variabel; kompresor sentrifugal (tipe kecepatan rendah) bekerja dengan rasio tekanan dan volume variabel yang hampir konstan; dan kompresor sentrifugal aksial dan berkecepatan tinggi memiliki karakteristik di antara kedua jenis ini.

Kompresor gas dapat diklasifikasikan sebagai; (1) perpindahan positif atau aliran intermittent, dan (2) aliran kontinu.

Pada kelas (1) volume gas yang berurutan terbatas dalam ruangan tertutup dan dinaikkan ke tekanan yang lebih tinggi. Contohnya adalah pergerakan kompresor maju mundur dan kompresor putar seperti baling-baling geser, lobus lurus, piston cair, dan lobus heliks atau kompresor-kompresor ulir.

Kelas (2) terdiri dari kompresor dinamis seperti kompresor sentrifugal dan aksial (lihat juga Gambar 10.1 dan 10.2) di mana kecepatan elemen-elemen yang berputar diubah menjadi tekanan sebagaimana dalam elemen yang berputar dan sebagian dalam diffuser atau blade yang stasioner, dan juga campuran aliran kompresor dan ejector. Perhatikan bahwa jenis ejector menggunakan uap atau gas berkecepatan tinggi untuk mengangkat gas yang masuk; kemudian ubah kecepatan campuran menjadi tekanan dalam diffuser (lihat Bagian 7.5).

Jika tekanan pelepasan dijaga konstan, tekanan masukan berkurang sesuai dengan tingkat kompresi kompresor vakum). Semua jenis kompresor utama (maju mundur, sekrup, dinamis) digunakan untuk kompresi udara. Jika laju kompresi, yaitu rasio antara tekanan pelepasan absolut dan tekanan masukan absolut, terlalu tinggi, mungkin perlu untuk menggabungkan kelompok elemen secara seri untuk membentuk sistem multistage dengan dua atau lebih langkah kompresi. Tahap pendinginan gas untuk mengurangi suhu dan kemudian volume

memasuki tahap berikutnya. Daya minimum teoritis dengan intercooling sempurna dan tidak ada kerugian tekanan antara tahap diperoleh jika rasio kompresi adalah sama semua. Prinsip dasar dari proses kompresi dilaporkan dan diaplikasikan untuk sistem tekanan udara.

11.2 Prinsip Dasar Sistem Udara Terkompresi

Dua teori dasar proses ompresi, isothermal dan adiabatic, focus pada kompresor dua perpindahan positif dan aliran kontinu, meskipun dalam prakteknya tidak satupun dari kedua proses tersebut dapat diimplementasikan.

11.2.1 Kompresi Isotermal

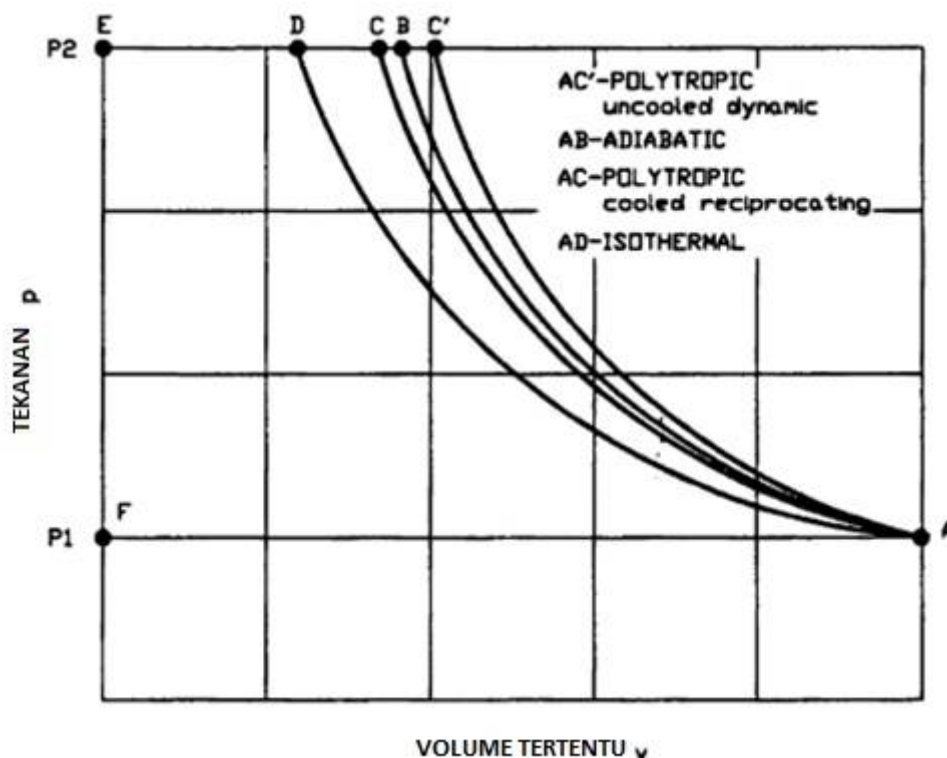
Suhu dijaga konstan ketika tekanan meningkat. Ini membutuhkan panas untuk dikeluarkan terus menerus dari kompresor.

Kompresi dari kondisi 1 ke kondisi 2 yaitu dapat dituliskan rumus:

$$P_1 \times V_1 = P_2 \times V_2 = \text{konstan}$$

11.2.2 Kompresi Adiabatik

Tidak ada panas yang ditambahkan atau dihilangkan dari kompresor selama proses kompresi isentropik (atau reversible).



Gambar 11.1 Kurva volume khusus tekanan untuk variasi proses kompresi gas

Kompresi dari kondisi 1 ke kondisi 2 mengikuti rumus:

$$P_1 \times V_1^k = P_2 \times V_2^k = \text{konstan}$$

Dimana k adalah rasio spesifikasi parameter panas c_p/c_v , ($k= 1.4$ untuk udara)

Gambar 11.1 menunjukkan hubungan antara tekanan p dan spesifikasi volume v untuk proses sebelumnya; perhatikan bahwa area ADEF merepresentasikan kerja yang diperlukan selama kompresi isothermal; sedangkan area ABEF kompresi adiabatik. Kompresor sering dirancang untuk menghilangkan panas sebanyak mungkin tetapi kompresi panas tidak bisa dihilangkan secepat itu dihasilkan dan suhu meningkat selama kompresi. Jelas bahwa area isothermal jauh lebih kecil dari pada adiabatik; dalam praktiknya, tidak dapat diperoleh baik kompresi isothermal maupun adiabatik.

Sebagian besar unit-unit perpindahan positif mendekati proses adiabatik cukup erat; unit dinamis umumnya mengikuti proses politis dengan formula yang mirip dengan adiabatik, tetapi eksponenya berbeda. Tentu saja, dalam semua kasus, eksponen bergantung pada mesin dan kondisi operasinya.

11.2.3 Kompresi Polytropic

Kompresi dari kondisi 1 ke kondisi 2 yang tidak dapat dipulihkan, mengikuti rumus:

$$P_1 \times v_1^n = p_2 \times v_2^n = \text{konstan}$$

Eksponen n ditentukan secara eksperimental dan kemungkinan lebih rendah atau lebih tinggi dari koefisien adiabatik k , tergantung pada tingkat pendinginan. Karena n berubah selama kompresi gas, nilai rata-rata umumnya digunakan ($n= 1.3$ atau lebih tinggi dari 1.4 adalah nilai polytrophic). Gambar 11.1 juga menunjukkan kurva polytropic untuk unit dinamis yang tidak didinginkan dan untuk unit berpendingin air resiprokal; area ACEF dan ACOEF mewakili pekerjaan yang diminta untuk kompresi.

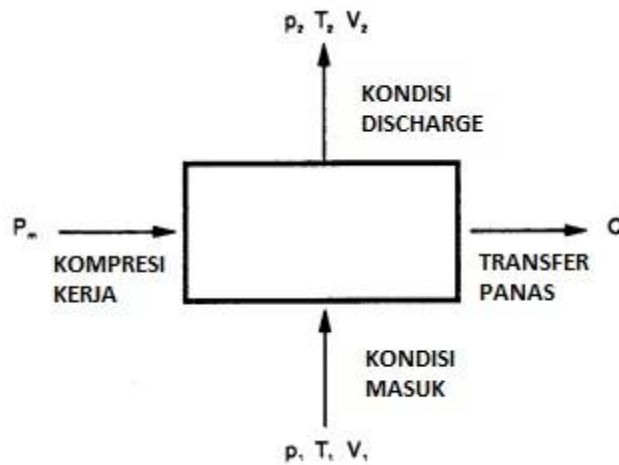
Persyaratan daya dari proses teori dengan kompresi udara isothermal ($T_2 = T_1$), ditunjukkan sebagai area ADEF pada Gambar 11.1 untuk unit massa, adalah sebagai berikut (perhatikan bahwa hubungan diubah dari referensi unit massa ke aliran massa dengan mengalikan spesifik volume dengan laju aliran massa):

$$P_{is} = P_1 \times q_1 \times \ln \frac{P_2}{P_1} \times \frac{1}{1,000} = 101,325 \times q_1 \times \frac{1}{1,000} \ln \frac{P_2}{P_1} = 101.325 \times q_1 \times \ln \frac{P_2}{P_1} (kW)$$

Diman (untuk unit Bahasa Inggris lihat Tabel 20.1) P_2 = keluaran tekanan absolut (p_a), p_1 = absolut tekanan masuk (biasanya tekanan atmosfer = 101,325 p_a), q_1 = laju aliran udara masuk ($m^3/detik$) mengacu pada kondisi saluran masuk = volume spesifik laju aliran massa udara saluran masuk(biasanya kondisi saluran masuk adalah kondisi atmosfer standar: 0,1,11 MPa; 15,6 C, 60 F. lihat catatan pada Tabel 2.5).

Kebutuhan daya dari teori proses kompresi adiabatik, ditampilkan sebagai area ABEF pada Gambar 11.1 untuk unit massa adalah sebagai berikut:

$$P_a = p_1 \times \frac{k}{k-1} \times \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \times q_1 \times \frac{1}{1,000} = 101.325 \times \frac{k-1}{k} \times \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \times q_1 \text{ (kW)}$$



Gambar 11.2 Keseimbangan energi dalam sistem volum yng terkontrol

Hubungan antara suhu inlet (T_1) dan outlet (T_2) adalah:

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{((k-1)/k)}$$

Maka

$$T_2 = T_1 \times (p_2/p_1)^{((k-1)/k)}$$

Perhatikan bahwa semua tekanan dan suhu. Jika rasio kompresi ditentukan, suhu saluran keluar hanya bergantung pada suhu saluran masuk. Semua hubungan diatas dapat digunakan untuk proses kompresi politrofik dengan mengganti n untuk parameter k . tergantung pada jenis ppreose kompresi, dapat dibuat keseimbangan panas dan energi yang berbeda. Keseimbangan energi dapat ditulis dengan mengacu pada sistem vlume terkontrol seperti yang ditunjukka pada Gambar 11.2:

$$P_m = +Q - m \times (u_1 + P_1 v_1 + V_1^2/2 + H_1 g/g_c) + m \times (u_2 + p_2 v_2 + V_2^2/2 + H_2 g/g_c) = +Q - m (h_1 + V_1^2/2 + H_1 g/g_c) + m(h_2 + V_2^2/2 + H_2 g/g_c)$$

Dimana P_m = daya mekanik (positif jika memasuki sistem), laju perpindahan panas Q =(positif jika meninggalkan sistem), m = laju aliran massa h_1, h_2 =inlet, entalpi outlet (yang didefinisikan sebagai jumlah energi iternal, umumnya disebut u , dan tekanan produk dan spesifik volum = $u+pv$), inlet V_1, V_2 = kecepatan outlet, H_1, H_2 =inlet head outlet statis, g = grafitasi percepatan $9.81 \text{ m/s}^2 = 32.17 \text{ ft/s}^2$,

$$g_c = \text{factor konversi} = \frac{1 \text{ kg} \times (\text{m/s}^2)}{N} \qquad 32.17 \frac{\text{lb} \times (\text{ft/s}^2)}{\text{lbf}}$$

jika mengabaikan perubahan energi statis, seperti yang biasanya terjadi, maka:

$$P_m = Q + m (h_2 - h_1) + m \times (V_2^2 - V_1^2)/2$$

Kontribusi energi kinetic diabaikan dalam banyak kasus, jadi:

$$P_m = Q + m \times (h_2 - h_1)$$

Ini berarti bahwa kerja mekanis sama dengan panas yang ditransfer (yang merupakan nol dalam proses adiabatic) ditambah perbedaan entalpi udara (yang merupakan nol dalam proses isothermal) antara outlet dan inlet. Bergantung pada parameter yang diketahui, entalpi udara dapat dihitung dari grafik atau dengan mengalikan spesifik panas pada tekanan konstan dengan suhu, seperti untuk gas ideal (lihat bagian 13.2).

Perhatikan bahwa perbedaan antara pekerja yang diperlukan dalam proses actual dalam proses adiabatik mewakili jumlah kerugian didalam mesin. Jumlah energi input kekompresor dalam bentuk tenaga mekanis dan energi lainnya ketika panas ditambahkan atau dihilangkan ditransformasikan ke dalam istilah berikut: panas dipancarkan dari kerangka dan bagian lain ke atmosfer; panas terjadi dari bingkai ke fondasi; panas dibawa dari dalam dengan oli pelumas dan pendingin dan dipancarkan ke atmosfer atau dipindahkan ke cairan pendingin untuk dibuang; panas terbawa oleh median pendingin dalam dinding dilinder (untuk kompresor bolak balik); panas terbawa oleh median pendingin di intercooler; dan panas yang dilakukan dari kompresor di udara terkompresi. Efisiensi dari proses kompresi dapat didefinisikan sebagai rasio antara kebutuhan daya di p_{ad} kompresi adiabatic atau isentropic dan p_{actual} daya actual, pada poros kompresor:

$$\eta_{ad} = P_{ad}/P_{actual} = (h_{2ad} - h_1)/(h_2 - h_1) = (T_{2ad} - T_1) / (T_2 - T_1)$$

Efisiensi dari proses kompresi juga dapat didefinisikan sebagai rasio antara kebutuhan daya dalam kompresi isothermal P_{isoth} yang sudah ditentukan dan P_{actual} pada poros kompresor. Perhatikan bahwa efisiensi isothermal kompresor memperhitungkan kerugian di seluruh sistem ini.

$$\eta_{isoth} = P_{isoth}/P_{actual}$$

Selain itu, efisiensi polytrophic yang dapat dianggap sebagai efisiensi aerodinamis sebenarnya dari kompresor itu sendiri dengan gas ideal, diperkenalkan dengan mengembangkan hubungan klasik. Kemudian:

$$\eta_p = (n/(n-1)) / (k/(k-1))$$

Efisiensi polytrophic dari kompresor selalu lebih besar daripada efisiensi adiabatic yang telah ditentukan.

Tabel 11.1 menunjukkan nilai teoritis kW yang dibutuhkan untuk aliran udara masuk $1 \text{ Sm}^3/\text{menit}$ ($35.3 \text{ Sft}^3/\text{menit}$) dalam kondisi atmosfer standar (60° F , 15.6° C ; 0.1 MPa , 14.5 psi ; lihat catatan pada Tabel 2.5) dan nilai suhu akhir dengan proses kompresi yang berbeda (isothermal, adiabatic, polytrophic). Jika efisiensi penggerak (90%) dan kerugian lain seperti pengeringan dan operasi tanpa beban dari kompresor dipertimbangkan, tipikal nilainya adalah $0.11\text{-}0.14 \text{ kWh}$ per 1 Sm^3 udara masuk dalam kondisi atmosfer standar ($0.00031\text{-}0.004 \text{ kWh}$

per Sft³ untuk kompres pada 0.8 MPa (116 psi). oleh karena itu diperlukan kisaran daya khusus antara 6.5 dan 8.5 kW per 1 Sm³/menit (0.19-0.24 kW per Sft³/menit).

Tabel 11.1 persyaratan nilai teoritis untuk berbagai proses kompresi udara (1 Sm³/min = 35.3 Sft³/min udara input dalam kondisi atmosfer standar, 15.6 °C, 60° F, dan 0.1013 MPa, 14.5 psi; lihat catatan pada Tabel 2.5)

Tekanan keluar (absolut)	Rasio komparasi		Isothermal 15.6 °C= 60°F	Poly tropic n = 1.3			Adiabatic k=1.4		
					Suhu keluar		Daya (kW)	Suhu keluar	
MPa	psi		Daya (kW)	Daya(kE)	°C	°F		°C	°F
0.2	29	1.97	1.15	1.24	65	148	1.27	78	172
0.3	44	2.96	1.83	2.08	98	208	2.15	121	249
0.4	58	3.95	2.32	2.73	123	254	2.84	154	310
0.5	73	4.94	2.70	3.26	144	292	3.42	182	360
0.6	87	5.92	3.00	3.71	162	324	3.91	207	404
0.7	102	6.91	3.26	4.11	178	352	4.36	228	443
0.8	116	7.90	3.49	4.47	192	378	4.76	248	478
0.9	131	8.88	3.69	4.80	205	401	5.12	266	510
1	145	9.87	3.87	5.09	217	422	5.46	282	540
1.1	160	10.86	4.03	5.37	228	442	5.77	298	568
1.2	174	11.85	4.17	5.63	238	460	6.07	312	594
1.3	189	12.83	4.31	5.87	247	477	6.34	326	618
1.4	203	13.82	4.43	6.10	256	493	6.61	338	641
1.5	218	14.81	4.55	6.31	256	508	6.86	351	663

Semua tekanan bersifat absolut; hubungan untuk perhitungan suhu menggunakan suhu absolut (lihat bagian 11.2) 1m³/menit = 35.3 ft³/menit = 0.0167 m³/s = 0.588 ft³/s untuk konversi dari volume actual ke volume standar, lihat catatan ke Tabel 2.5 nilai praktis dari daya input 30-60% lebih tinggi dari nilai proses teori

11.3 Peralatan Bantu

Dalam praktiknya, sistem kompresor mencakup peralatan bantu yang penting untuk operasi yang baik. Peralatan standar untuk kompresor bolak-balik termasuk pemasukan filter, aftercooler, dan penerima udara. Kompresor dinamis memerlukan filter saluran masuk, tidak ada penerima, dan terkadang aftercooler. Setiap kompresor harus dilengkapi dengan pembersih udara untuk memasok udara dingin, bersih, dan bebas asam yang memadai setiap saat. Jika pembersih udara harus ditempatkan pada jarak yang jauh dari compressor harus diberikan untuk menyediakan saluran penghipas yang sesuai ke kompresor. Pendingin dapat diklasifikasikan sebagai precooler, intercooler, dan aftercooler tergantung pada fungsinya. Mereka pada dasarnya penukar panas yang dirancang untuk mengurangi suhu gas sebelum, selama atau setelah kompresi.

Embun aftercooler dan menghilangkan kelembaban dari udara terkompresi sebelum memasuki sistem distribusi. Mereka termasuk perangkat kondensat dan udara dapat didinginkan dengan air. Yang terakhir lebih baik. Air pendingin harus bersih, dingin, dan lunak. Air pendingin umumnya menghilangkan 15-40% dari total panas kompresi, tergantung

pada ukuran mesin dan karakteristik pengoperasian. Nilai hingga 80-90% dapat dicapai dalam mesin sentrifugal yang didinginkan ulang.

Pendingin udara untuk mengurangi kedua temperature dan volume udara, mengembun serta menghilangkan uap air dan cairan yang dapat dikondensasi lainnya. Kebutuhan daya poros berkurang jika dipengaruhi pendingin selama kompresi. Setelah kompresi pendingin dapat meningkatkan keselamatan dengan mengurangi kemungkinan kondensasi yang dapat menyebabkan berbagai masalah: mencuci pelumas, berkarat pada beberapa bagian, membekukan kondensasi dan pembekuan kelembaban di outlet ketika ekspansi cukup besar. Perhatikan bahwa udara yang memasuki kompresor pada tahap pertama adalah campuran udara kering dan uap air. Rasio kelembaban (massa uap air/massa udara kering) bervariasi dengan suhu; jika suhu campuran dikurangi pada tekanan campuran konstan, keadaan uap air bergerak ketitik embun pada tekanan parsial konstan dan pada rasio kelembaban konstan. Kemudian, jika pendinginan terus berlanjut, terjadi kondensasi dan suhu akhir lebih rendah dari suhu awal. Sistem akan terdiri dari campuran jenuh udara kering dan uap air pada tekanan parsial lebih rendah daripada yang awal karena fraksi mol uap air dalam keadaan akhir kurang dari nilai pada suhu awal. Penjelasan lebih lengkap tentang prinsip-prinsip dasar pengolahan udara dan definisi suhu titik-embun diberikan dalam bagian 13.2.

Dalam aplikasi pada 0.7 – 0.8 MPa, yang merupakan tekanan operasi khas di pabrik industry, titik embun pada 10-15°C (50-35°F) umumnya memadai, tergantung pada rasio outlet kelembaban udara. Jika tekanan ini tidak pernah turun dibawah titik embun, tidak akan kondensasi lebih lanjut. Ketika tekanan berkurang sebelum penggunaan akhir, titik embun yang sesuai dengan tekanan yang dikurangi lebih rendah dari yang sebelumnya.

Sistem pengeringan dan penyerapan bahan kimia adalah sistem udara kering atau sistem humidifikasi yang bisa digunakan sebagai pengganti peralatan pendingin. Perhatikan bahwa semua sistem ini dimaksudkan untuk menghilangkan uap air dan bukan minyak pelumas dalam kondisi uap. Jika udara bebas oli mutlak diperlukan, sistem non pelumas adalah yang terbaik. Sistem pendingin menggunakan kompresor pendingin (lihat Bab 12) dan dapat menggunakan ekspansi langsung (gas pendingin mengembang di penukar udara/ pendingin) atau ekspansi tidak langsung dengan menggunakan air dingin sebagai media untuk mendinginkan udara. Dalam kasus terakhir, sistem regenerative dapat dengan mudah digunakan: udara masuk sebagian didinginkan oleh udara buang, sehingga mengurangi kekuatan kompresor pendingin dan memanaskan kembali udara outlet ke jalur distribusi.

Keuntungan dari memanaskan kembali udara yang dikeluarkan adalah volume udara meningkat dan dengan demikian lebih sedikit udara bebas diperlukan untuk memindahkan peralatan, disamping itu, kemungkinan kondensasi pada titik embun di sepanjang jalur distribusi semakin berkurang. Penerima udara digunakan dengan kompresor bolak balik. Kompresor dinamis tidak memerlukan penerima karena mereka memiliki kontrol kapasitas yang harus menyamakan saluran keluaran dengan permintaan.

Penerima udara adalah peralatan tambahan yang sangat penting untuk memastikan operasi kompresor yang benar. Penerima udara menyerap denyut disaluran pembuangan dari

kompresor dan memperlancar aliran ke saluran pengguna. Ia berfungsi sebagai reservoir untuk menyimpan tekanan udara untuk mengatasi permintaan puncak yang tiba-tiba melebihi kapasitas kompresor. Kompresor bekerja antara batas bawah dan atas tekanan pelepasan; dimensi penyimpanan harus dipilih dengan kriteria teknis dan ekonomi dengan mempertimbangan faktor-faktor yang berbeda, yaitu persyaratan muatan. Penerima udara juga memungkinkan uap air mengendap dan mengembun dibagian bawah, dan mencegahnya dibawa disepanjang pipa distribusi udara.

Jika kelebihan kondensat yang dihasilkan, aftercooler dan separator berpendingin air harus ditambahkan antara kompresor dan penerima. Peralatan ini mengeringkan dan mendinginkan udara, yang berarti efisiensi dan operasi yang lebih aman untuk pabrik kompresor. Ketika pasokan air langka atau terlalu mahal, aftercooler berpendingin udara dibenarkan secara teknis dan ekonomis.

11.4 Data Teknis Industri Kompresor Udara dan Sistem Kontrol

Table 11.2 mencantumkan sifat-sifat utama kompresor industri yang khas (daya poros, kecepatan poros, volume udara dan tekanan terkompresi). Operasi yang efisien selalu dipengaruhi oleh faktor-faktor berikut: suhu udara masuk (seedingin mungkin), tekanan sistem minimum, tidak adanya kebocoran disepanjang pipa, pemulihan panas dan pemilihan kompresor yang sesuai dalam jenis dan ukuran untuk setiap aplikasi. Suhu udara yang masuk harus dijaga serendah mungkin untuk mengurangi kerja kompresor yang bervariasi dengan volume udara yang tergantung secara linier pada suhu. Tabel 11.3 menunjukkan bagaimana kebutuhan daya bervariasi dengan suhu udara.

Table 11.2 Karakteristik khas kompresor udara berdaya menengah

Tipe kompresor	Daya (kW)	Kecepatan (r/min)	Aliran volume (sm ³ /mi)	Tekanan absolut MPa	psi	Rasio kompresor	Daya isoterma (15.6 ⁰) (kW)	Efisiensi isothermal (%)
Rotary berpendingin udara	20	2,950-3,550	2.77	0.79	115	7.8	9.6	48
	56	2,950-3,550	9.76	0.45	65	4.4	24.4	44
	112	1,450-1,775	20	0.80	116	7.9	69.7	62
	146	1,450-1,775	23	0.85	123	8.4	82.5	57
	162	1,450-1,775	23	1.00	145	9.9	88.8	55
Rotary berpendingin air	20	2,950-3,550	2.77	0.79	115	7.8	9.6	48
	56	2,950-3,550	9.91	0.79	115	7.8	343	61
	90	1,450-1,775	17.8	0.79	115	7.8	61.6	68
	298	1,450-1,775	58.6	0.39	115	7.8	202.8	68
recipro casting	56	400-450	9.9	0.79	115	7.8	34.3	61
	165	550-600	23	0.90	131	8.9	84.7	51
	300	550-600	64	0.79	115	7.8	221.5	74

Sebuah kondisi atmosfer standar 15.6⁰C, 60⁰F, 0.1013 MPa, 14.5 psi 1Sm³= 35.3 Sft³

Tabel 11.3 Penghematan daya versus suhu saluran masuk udara pada tekanan masuk dan rasio kompresi yang konstan (konsumsi dibandingkan dengan kebutuhan daya dalam kondisi atmosfer).

Temperature udara masukan		Volume masukan untuk dikirim	Penghematan power (%)
⁰ C	⁰ F	1 Sm ³ (m ³)	
0	32	0.946	5.40
5	41	0.963	3.67
10	50	0.981	1.94
15	59	0.998	0.21
15.6	60	1.000	0.00
20	68	1.015	-1.52
25	77	1.033	-3.26
30	86	1.050	-4.99
35	95	1.067	-6.72
40	104	1.085	-8.45
45	113	1.102	-10.18
50	122	1.19	-11.91
a	b	$C=(a+273.15)/(15.6 + 273.15)$	$D= (1.c) \times 100$

Untuk setiap kenaikan suhu inlet 5⁰C (9⁰F), kenaikan konsumsi energi 1.7% akan diperlukan untuk mencapai output yang setara (a) kondisi atmosfer standar 15.6⁰C, 60⁰F, 0.1013 MPa, 14.5 psi; 1 Sm³=35.3 Sft³

Konsumen mungkin memerlukan tekanan berbeda tergantung pada karakteristik peralatan; sebagai aturan umum, semakin rendah tekanan sistem, semakin rendah daya poros kompresor yang bervariasi lebih dari linier. Penghematan energi yang signifikan dapat diperoleh dengan mengurangi tekanan sistem ke nilai yang tepat. Ketika berbagai mesin pengguna akhir memiliki kebutuhan daya yang berbeda, tipikal pendekatan adalah memasang kompresor yang dapat memenuhi kebutuhan tekanan tertinggi dan untuk mengurangi tekanan di dekat pengguna bertekanan rendah. Pendekatan alternatif adalah membagi beban menjadi kelompok yang berbeda, berdasarkan kebutuhan tekanan, dan memasang kompresor yang berbeda

Kompresor digunakan dengan peralatan pendingin udara atau air tergantung pada ketersediaan media pendingin dan suhu mereka sepanjang tahun. Pendingin udara disarankan untuk ukuran daya rendah dan sedang (kurang dari 100kW). Pemulih panas dapat dengan mudah diterapkan, terutama dengan unit perpendingin air yang besar (lihat bagian 12.4).

Kompresor berpindah positif dapat didinginkan dengan air yang dapat dicapai suhu maksimum 35-40⁰C (95-104⁰F); pengguna air ini untuk pemanasan ruang dikaitkan dengan penukar air/udara yang harus dirancang dan dilengkapi dengan sistem ventilasi. Selama musim panas, panas harus dikeluarkan oleh sistem pendingin.

Kompresor ulir adalah kompresor yang dibanjiri oli dimana oli disuntikkan untuk menutup, menyerap panas kompresi, mencegah kontak logam antar rotor dan melumasi bantalan. Pemisahan oli dilakukan segera setelah kompresi. Campuran oli dan udara melewati katup buangan ke reservoir minyak, atau kombinasi reservoir minyak dan penerima udara.

Udara kemudian melewati pemisah sebelum mengalir ke saluran pembuangan dimana sebagian besar minyak yang tersisa dihilangkan. Kontrol suhu oli dipasang disemua unit untuk menjaga oli yang disuntikkan dalam kisaran 54-71°C (130-160°F).

Pada kompresor ulir, penukaran panas biasanya dipasang berpendingin air atau udara; suhu panas yang dapat dipulihkan yaitu 60-80°C (140-160°).

11.5 Kontrol Kompresor Udara

Output kompresor harus dikontrol agar sesuai dengan permintaan sistem. Parameter untuk mengontrol biasanya adalah pelepasan tekanan. Berbagai variasi sekitar 10% antara tekanan buangan dan permintaan pengguna akhir diterima secara umum.

1. Kompresor yang bergerak maju mundur. Kontrol start-and -stop otomatis dimana kompresor berjalan pada beban penuh selama suatu perioded n kemudian dihentikan , dapat digunakan jika pembongkaran start diterapkan dan jika itu tidak dimulai terlalu sering. Kontrol kecepatan konstan dilakukan dengan metode yang berbeda (throttling asupan, bypass eksternal, permukaan katup masuk). Kontrol kecepatan variabel, yang merupakan kontrol ideal untuk kompresor perpindahan positif, dapat dengan mudah dicapai dengan memasang drive berkecepatan variabel, khususnya a.c drive untuk alasan keamanan. Drive berkecepatan variabel juga menyediakan fitur soft-start dengan arus start minimum, sehingga menghindari kerusakan pada motor melalui start. Hal ini memungkinkan kompresor untuk berhenti sepenuhnya dan mulai lagi lebih sering daripada di instalasi dimana motor listrik diumpankan langsung dari saluran.
2. Kompresor berputar. Kontrol start-and-stop otomatis dapat digunakan jika diinstal sistem otomatis. Untuk membongkar kompresor dan dengan demikian mengurangi daya yang dibutuhkan, sistem yang mudah digunakan adalah yang mencakup penutupan katup saluran masuk, melepaskan tekanan reservoir oli, dan mengurangi aliran oli ke kompresor. Drive berkecepatan variabel juga dapat digunakan;
3. Kompresor sentrifugal. Ada tiga metode utama untuk mengendalikan kompresor sentrifugal: kecepatan variabel, blowoff output yang tidak diinginkan, dan pemasukan intake. Kecepatan bervariasi dengan menggunakan drive berkecepatan variabel, baik turbin listrik atau uap atau gas tergantung pada ukuran sistem. Daya berkurang setelah pengurangan kecepatan (lihat juga Bagian 10.3 pada pompa dalam Bab 10). Kontrol blow off dan resirkulasi dapat digunakan untuk melepaskan udara berlebih ke atmosfer atau untuk menekan udara berlebih ke tekanan masuk dan memasukkannya ke kompresor lagi. Daya berkurang setelah pengurangan kecepatan (lihat juga Bagian 10.3 pada pompa dalam Bab 10). Kontrol blow off dan resirkulasi dapat digunakan untuk melepaskan udara berlebih ke atmosfer atau untuk menekan udara berlebih ke tekanan masuk dan memasukkannya ke kompresor lagi. Penyempitan intake mengurangi tekanan untuk volume yang diberikan. Metode ini banyak digunakan dengan mesin berkecepatan konstan. Untuk unit-unit yang besar baling-baling saluran masuk dapat dipasang didepan impeller pertama. Penghematan daya lebih kecil dibandingkan dengan drive berkecepatan variabel, tetapi masih signifikan;

4. Kompresor aksial. Baling-baling yang dapat disesuaikan biasanya digunakan pada beberapa tahap awal kompresor aksial karena mereka sangat sensitif terhadap serangan sudut gas dan memiliki jangkauan operasi yang sangat singkat.

Kompresor penggerak kecepatan variabel banyak digunakan untuk mengatur aliran udara sesuai dengan kebutuhan pengguna akhir. Ini umumnya dipasang di pembangkit tekanan udara bersama-sama dengan kompresor lain untuk memperlancar diagram alir dan mengurangi jam pengoperasian tanpa beban dari kompresor berkecepatan tetap. Rasio persentase antara tanpa-beban dan total jam operasi tidak boleh melebihi 10%: dalam hal ini, nilai 0.11 kWh per 1 Sm³ (0.0031 kWh per 1 Sft³) dari udara masuk dalam kondisi atmosfer standar untuk kompres pada 0.8 MPa (116) psi bisa tercapai.

11.6 Sistem Udara Terkompresi: Jalur Distribusi dan Pengguna Akhir

11.6.1 Jalur Distribusi

Tujuan dari sistem distribusi adalah untuk membawa udara terkompresi dari kompresor ke pengguna akhir pada tekanan yang diperlukan, umumnya dalam kisaran 0,5-0,8 MPa (73-116 psi). Kecepatan umumnya berkisar dari 5 hingga 10 m/s (11,4-32,8 kaki/s); semakin pendek jalur, semakin tinggi kecepatan. Sebagian besar sistem terdiri dari jalur utama dari mana jalur sekunder menuju ke area produksi yang berbeda di mana jalur pengumpan individual membawa udara terkompresi ke pengguna akhir. Untuk permintaan intermiten yang berat, penerima udara dipasang sedekat mungkin titik permintaan dapat mengurangi kehilangan tekanan. Kehilangan tekanan harus dipertimbangkan dalam memilih ukuran pipa dengan menggunakan tabel dan grafik dari literatur khusus.

Kehilangan tekanan berkisar antara 40 Pa/m dan 150 Pa/m (antara 1.768 dan 6.631 psi/ft) dengan kecepatan aliran udara dari 5 hingga 10 m/s (16.4-32.8 kaki/s). Kecepatan yang lebih tinggi akan memicu kerugian yang lebih tinggi. Kebocoran di sepanjang pipa dapat menyebabkan kerugian yang signifikan. Perhatikan bahwa lubang dengan diameter 5 mm (0,02 kaki) kehilangan setidaknya 5 kW daya input listrik (dengan kebocoran sekitar 1 Sm³/mnt, 35,3 Sft³/mnt). Tabel 11.4 mencantumkan nilai kerugian pada kondisi tipe operasi.

Tes yang digunakan adalah untuk mematikan semua peralatan yang membutuhkan tekan udara dan untuk mengukur kebutuhan daya kompresor: nilai yang dihasilkan mewakili kebocoran sistem karena tidak ada pekerjaan yang berguna dikirim ke pengguna akhir.

Efisiensi jalur distribusi antara dua bagian A dan B (lihat Gambar 11.3) dapat dihitung sebagai berikut:

$$\eta = (\ln(P_B/P_1)/\ln(P_A/P_1)) \times (100 - \text{leak } \%)$$

Di mana p_1 = tekanan masuk kompresor (biasanya tekanan atmosfer), p_A = jalur tekanan hulu atau tekanan pelepasan dari kompresor (bagian A), p_B = tekanan hilir saluran

(bagian B, $p_B < p_A$), $p_A - p_B$ = tekanan turun di antara bagian A dan B, kebocoran % = persentase kebocoran aliran antara bagian A dan B.

Tipikal nilai dari kebocoran aliran berkisar dari 10% hingga 30% tergantung pada kondisi operasi dan pemeliharaan pipa; efisiensi total dari jalur distribusi berkisar dari 80% hingga 60%. Gambar 11.3 menunjukkan keseimbangan energi dari sistem lengkap: energi input listrik, energi keluaran sebagai panas (kehilangan dan panas yang dipulihkan), udara tekan, kehilangan distribusi pipa (kebocoran dan kehilangan tekanan), dan pengguna akhir.

11.6.2 Pengguna Akhir

Pengguna akhir dari udara tekan untuk keperluan daya dapat diklasifikasikan sebagai mesin perpindahan positif, di mana piston diberikan gerakan bolak-balik di dalam silinder dengan cara memberi masukan alternatif pasokan udara dari satu sisi piston ke sisi lainnya, dan mesin berputar di mana piston atau turbin atau bilah mengubah energi yang terakumulasi dalam udara terkompresi menjadi gerakan berputar.

Tabel 11.5 mencantumkan nilai khas konsumsi udara untuk berbagai alat dan mesin lain. Koefisien dengan koefisien yang memperhitungkan mode operasi terputus harus digunakan. Dalam praktiknya, kapasitas kompresor udara sama dengan jumlah konsumsi udara pengguna akhir tunggal dengan faktor beban minimal 20%.

Tabel 11.4 Hilangnya tekanan dan kebocoran pada hantaran udara dan daya terkait pada kondisi operasi tertentu

				Drop tekanan per 100 m		Power ekuivalen		
Nominal lubang (mm)	Aliran udara dalam kondisi standar (Sm ³ /min)	Aliran udara pada 0,8 MPa (mutlak) (m ³ /min)	Kecepatan udara pada 0,8 MPa (mutlak) (m/s)	MPa	psi	Rugi-rugi tekanan (100m) (kW)	Rugi-rugi kebocoran (kW)	Efisiensi pipa(%)
40 ^a	11.9	1.5	19.9	0.07	10.15	1.7	4.1	86
50	9.2	1.2	9.9	0.015	2.18	0.3	3.2	89
65	15.8	2.0	10.1	0.01	1.45	0.3	5.5	89
80	21.1	2.7	8.8	0.006	0.87	0.3	7.3	90
100	29.0	3.7	7.8	0.005	0.73	0.3	10.1	90
125	46.1	5.8	7.9	0.004	0.58	0.4	16.1	90

Kebocoran aliran melalui lubang dapat dihitung dengan menggunakan persamaan Bernoulli untuk aliran gas kompresibel dan dengan mempertimbangkan proses sebagai adiabatik:

$$\frac{k}{k-1} \times \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} \times V^2 = \text{konstan}$$

Kecepatan udara dalam pipa dapat diabaikan dibandingkan dengan yang langsung di luar lubang (rasio khas antara dua kecepatan kira-kira 30-40)

Itu mengikuti:

$$m(\text{kg/s}) = C_d \times A \times \rho_i \times \sqrt{\left[2 \times \left(\frac{k}{k-1} \right) \times \frac{p_i}{\rho_i} \times r_p^{2/k} \times \left(1 - r_p^{(k-1)/k} \right) \right]}$$

Dimana C_d = coefficient koefisien pembuangan, = 0.96 (nilai tipikal), area lubang ((m^2), ρ_i , p_i = kepadatan udara (kg/m^3) dan tekanan (Pa) dalam pipa, k = koefisien adiabatic= 1.4, r_p = rasio antara tekanan eksternal dan internal (p_o/p_i pressure tekanan atmosfer/ p_i) Data untuk perhitungan (misalnya, diameter lubang 0.005 m)

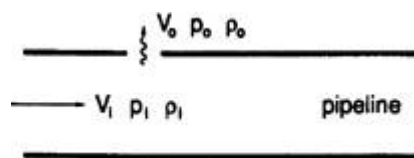
$$P_o = 0.1013 \text{ Mpa}, \rho_o = 1.23 \text{ kg/Sm}^3, p_i = 0.8 \text{ MPa}$$

$$P_i = 1.23 \times \frac{0.8}{0.101} \text{ kg/m}^3 (\text{lihat juga pada catatan dari Tabel 2.5})$$

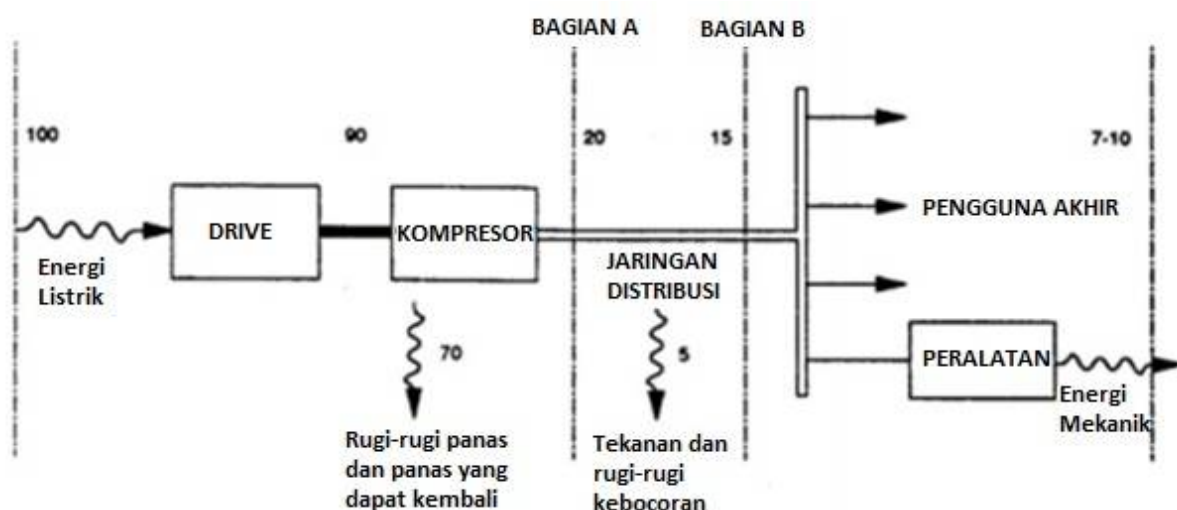
$$A = \frac{\pi}{4} \times (5 \times 10^{-3})^2 \text{ m}^2$$

$$r_p = 0.1013/0.8, m = 0.0212 \text{ kg/s}$$

$$Q = (\text{Sm}^3/\text{min}) = m(\text{kg/s}) \times \frac{60}{1.23} = 1.034 \text{ Sm}^3/\text{min} (\text{lihat Tabel 11.1 berkaitan dengan power})$$



Kondisi anomali karena kondisi atmosfer kecepatan udara standar tinggi 15.6^o C, 60^o F, 0.1013 MPa, 14.5 psi rasio kompresi sama dengan 7,9; aliran udara m^3 pada 0.8 MPa = $\text{Sm}^3/7.9$ persentase kebocoran aliran diasumsikan sama dengan 10% dari kekuatan setara aliran udara pipa dievaluasi oleh formula kompresi isothermal. Nilai praktis lebih tinggi (lihat catatan pada Tabel 11.1).



Gambar 11.3 Aliran energi dari bagian input ke bagian pengguna akhir energi mekanik dalam sistem udara terkompresi

Tabel 11.5 Kebutuhan udara dari mesin pengguna akhir bertekanan udara (absolut 0,7 MPa, 101,5 psi; faktor muatan 100%)

Tipe dari mesin	Aliran udara 0.7 MPa =101.5 psi		Aliran udara mengacu pada kondisi standar
	m ³ /min	m ³ /s	Sm ³ /min
Screw driver	0.15–0.3	0.0025–0.005	1–2
Concrete vibrator	1–2	0.016–0.032	7–14
Paint spray	0.2–0.5	0.003–0.0086	1.4–3.5
Steel drills	0.5–2	0.008–0.032	3.5–14
Chipping hammers	0.35–1	0.006–0.016	2–7

Kekuatan motor bolak-balik pengguna akhir tergantung pada diferensial tekanan rata-rata di seluruh saluran masuk dan keluar udara, perpindahan piston melalui silinder pada langkah maksimum dan jumlah pukulan per unit waktu. Sejauh mana udara dapat diperluas ditentukan oleh pembekuan kelembaban udara yang dapat menghalangi saluran pembuangan dengan es, dan bukan oleh efisiensi sistem yang akan memaksakan rasio ekspansi yang tinggi. Pembekuan dapat terjadi dengan rasio ekspansi sekecil 2 banding 1.

Diagram kerja motor piston mencakup dua fasa: fasa tekanan konstan (udara pada tekanan saluran distribusi memasuki silinder melalui katup dan menggerakkan piston) diikuti oleh ekspansi terbatas (katup saluran masuk ditutup dan piston -cylinder melakukan pekerjaan dengan menggunakan energi yang dikirim selama ekspansi). fasa pertama umumnya yang utama; konsumsi udara dapat dikurangi untuk pekerjaan keluaran yang sama dengan memotong udara masuk sedini mungkin (fase pertama), dan kemudian memungkinkan ekspansi (fase kedua). Kebalikan dari fasa kompresi, ini, selalu merupakan bagian kecil dari total pekerjaan di peralatan pengguna akhir.

Keseimbangan energi yang sudah diperkenalkan untuk proses kompresi dapat digunakan untuk proses pengguna akhir.

Persyaratan pengguna akhir umumnya dinyatakan dalam m³ / mnt jika hanya pekerjaan tekanan konstan dianggap Daya (W) dapat dihitung dengan perkiraan sebagai berikut:

$$\text{Aliran udara (m}^3\text{/s)} \times \text{Tekanan pengguna akhir (Pa)}$$

Nilai yang lebih tinggi dapat diperoleh jika pekerjaan ekspansi (kebalikan dari pekerjaan kompresi) ditambahkan.

11.7 Investasi Hemat Energi

Seperti yang dibahas dalam Sect. 11.2, energi dapat dihemat dengan meningkatkan efisiensi keseluruhan sistem.

Sarannya adalah:

- Tekanan pelepasan harus dijaga serendah mungkin, tergantung pada kebutuhan pengguna akhir yang sebenarnya. Pengurangan tekanan dengan katup pelambat harus dihindari;
- Suhu udara terkompresi harus diturunkan untuk mengurangi volume yang mengalir melalui kompresor;
- Kebocoran di sepanjang pipa harus dihindari dengan hati-hati dengan pemeliharaan yang tepat;
- Jam pengoperasian tanpa beban harus dijaga serendah mungkin dengan menggunakan drive kecepatan variabel;
- Pemulihan panas dari sistem pendingin, terutama untuk sistem daya tinggi, selalu disarankan;
- Penentuan ukuran yang tepat pada kompresor, penggerak tetap dan variabel, dan peralatan terkait memungkinkan pengoperasian dengan efisiensi tinggi

11.8 Contoh Praktis

Contoh 1 Pengurangan tekanan pelepasan kompresor ke kebutuhan pengguna akhir yang sebenarnya.

Sebuah pabrik memiliki pembangkit kompresor udara yang bekerja pada tekanan pelepasan 0,9 MPa (130,5 psi). Sebagian besar peralatan dapat beroperasi dengan benar pada 0,6-0,65 MPa (87- 94,3 psi), kecuali yang membutuhkan 0,8-0,85 MPa (116–123,2 psi) dengan persyaratan aliran udara kecil (sekitar 10% dari total aliran udara). Katup throttling digunakan untuk mengurangi tekanan pada kebutuhan pengguna akhir.

Tabel 11.6 Penghematan energi terkait dengan penurunan tekanan pengiriman dari 0,9 MPa (130,5 psi) ke nilai yang lebih rendah; laju aliran udara masuk 30 Sm³ / mnt (1.059 Sft³ / mnt) dalam kondisi atmosfer standar

Referensi pembangkit Pembangkit baru(1)m+ (2)					
			Ref	(1)	(2)
α	Pembaungan tekanan	MP _a	0.9	0.7	0.9
$b = \alpha / 0.0006895$		psi	130.5	101.5	130.5
c	Aliran udara	Sm ³ /min	30	27	3
$d = c / 60$		Sm ³ /s	0.5	0.45	0.05
$e = \alpha / 0.1013$	Rasio kompresor		8.89	6.9	8.89
f	Power input listrik	kW	184	147	18.44
$g = f(\text{ref}) - f(1)$ $g' = g \times 100 / f(\text{ref})$	Penghematan daya (1)	kW %		37.54 20.35%	
$h = f(2)$	Tambahan daya (2)	kW			18.44
i	jam bekerja	h/tahun	5000	5000	5000
$I = (g-h) \times i$	Hemat energi	kWh/tahun	95.492		

Evaluasi energi yang dihemat jika pembangkit kompresor udara beroperasi pada tekanan lebih rendah, 0,7 MPa (101,5 psi), untuk memasok peralatan utama. Pengguna pada 0,8-0,85 MPa (116–123,2 psi) akan dilengkapi dengan kompresor udara terpisah.

Daya isothermal teoretis = $101,325 \times d \times \ln(a/0,1033)$ Daya input listrik = daya isothermal teoretis / 0,6 (lihat Bagian 11.2)

Tabel 11.6 menunjukkan penghematan energi yang terkait dengan pengurangan tekanan pelepasan dari 0,9 MPa (130,5 psi) menjadi 0,7 MPa (101,5 psi) untuk peralatan utama (sekitar 20% penghematan energi) dan energi tambahan yang dibutuhkan untuk memasok pengguna akhir tekanan dengan kompresor terpisah. Selama 5.000 jam/tahun, energi yang dihemat adalah 95.492 kWh/tahun. Evaluasi ekonomi ditunjukkan pada Tabel 19.4

Contoh 2 Pemulihan panas dari kompresor sekrup.

Kompresor sekrup bekerja di antara udara masuk pada tekanan atmosfer dan udara keluar dengan tekanan keluar 0,7 MPa (101,5 psi). Udara didinginkan oleh minyak yang disuntikkan ke dalam rotor kompresor. Temperatur udara keluaran relatif rendah (55–65 C, 131–149 F) dan tidak diperlukan pendinginan tambahan. Data operasi dasar adalah sebagai berikut:

Contoh 3 Pemulihan panas dari putaran kompresor.

Putaran Kompresor bekerja di antara udara masuk pada tekanan atmosfer dan udara keluar dengan tekanan keluar 0,7 MPa (101,5 psi). Udara didinginkan oleh minyak yang disuntikkan ke dalam rotor kompresor. Temperatur udara keluaran relatif rendah (55–65⁰ C, 131–149⁰ F) dan tidak diperlukan pendinginan tambahan. Data operasi dasar adalah sebagai berikut:

Putaran kompresor

- Udara masuk dalam kondisi atmosfer standar (0,1 MPa dan 15,6 C, 14,5 psi, dan 60 F)
- Tekanan pelepasan udara 0,7 MPa (101,5 psi)
- Laju aliran volume udara sama dengan 9,3 Sm³ / mnt (328,4 Sft³ / mnt)
- Daya input mekanis 55 kW
- Suhu udara rata-rata outlet 55 C (131 F)

Tabel 11.7 Penghematan energi terkait dengan pemulihan panas dari putaran kompresor

Aliran udara masuk dalam kondisi atmosfer standar 9,3 Sm ³ / mnt (328,4 Sft ³ / mnt)			
Tekanan pelepasan 0,7 MPa (101,5 psi)			
α	Daya masukan mekanis	kW	55
$b = \alpha/0.9$	daya masukan listrik	kW	61.1
$C = 0.65 \times \alpha$	Pemulihan panas	kW	35.75
$d = c \times 3,600/1.055$		Btu/h	121990.5
$e = c/0.85$	Nahan bakar setara	kW	42.1
$f = e \times 3,600/1.055$		Btu/h	143,518.2
$g = e \times 3,600/41,860$		Kgoil/h	3.6
h	Jam kerja	h/year	5000
$i = g \times h/1000$	Hemat energi	TOE/year	18.1

LHV minyak 41.860 kJ / kg

^aEfisiensi motor listrik sama dengan 0,9

b Pemulihan panas diasumsikan setara dengan 65% daya input mekanis

^cBoiler efisiensi 0,85 (Nilai Pemanasan Lebih Rendah sebagai referensi)

Sistem pemulihan

- Penukar panas oil/ air
- Suhu oli masuk 95⁰ C (203⁰ F)
- Laju aliran volume air 1,6 m³ / jam
- Suhu saluran masuk air 60⁰ C (140⁰ F)
- suhu outlet air 80⁰ C (176⁰ F)
- Jam kerja 5.000 jam/tahun

Tabel 11.7 mencantumkan data dasar untuk evaluasi energi yang dihemat ketika air digunakan

untuk pemanasan ruang dan layanan lainnya di dalam pabrik.

Energi yang dihemat sama dengan 18,1 TOE/tahun.

Evaluasi ekonomi ditunjukkan pada Tabel 19.4. Perhatikan bahwa hasil dari contoh ini dapat dengan mudah diperluas ke yang serupa lainnya kompresor dengan injeksi oli atau kompresor yang didinginkan dengan udara/air atau penukar panas udara / udara.

12. Sistem Pendingin



12.1 Pendahuluan

Sistem pendingin untuk aplikasi proses dan pendingin ruangan mengubah pekerjaan menjadi aliran panas dari sumber proses atau dari ruang yang didinginkan ke wastafel lingkungan. Jenis utama dapat digambarkan sebagai kompresi uap, penyerapan, dan siklus Brayton.

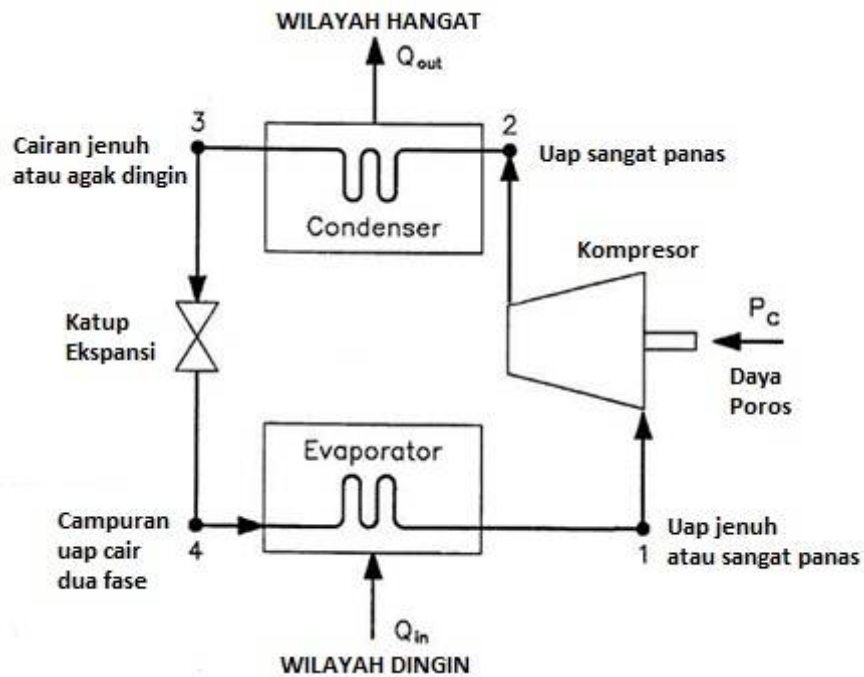
Sistem kompresi uap (*vapor compression*) adalah yang paling umum. Transfer panas menggunakan kondensasi dan penguapan dari media yang mudah menguap (*refrigerant* atau *coolant*) seperti amonia, hidrokarbon ringan, atau fluorokarbon. Pengendali kompresor memasok daya input. Prinsip dasar operasi kompresor telah dibahas dalam Bab. 11.

Sistem penyerapan (*absorption*) membutuhkan sumber suhu tinggi sebagai input daya utama dan daya mekanik hanya sebagai daya tambahan untuk menggerakkan pompa. Sistem air amonia dan air lithium bromida umumnya digunakan.

Siklus Brayton (*Brayton cycles*) digunakan untuk sistem pendingin gas, di mana perubahan fasa tidak terjadi. Sistem ini dipilih untuk mencapai suhu yang sangat rendah untuk pencairan udara dan gas lainnya dan untuk aplikasi khusus seperti pendinginan kabin pesawat.

12.2 Prinsip Dasar Sistem Kompresi Uap

Gambar 12.1 menunjukkan skema dasar dari sistem pendingin kompresi uap, di mana aliran daya dan perpindahan panas juga ditunjukkan (positif ke arah panah).



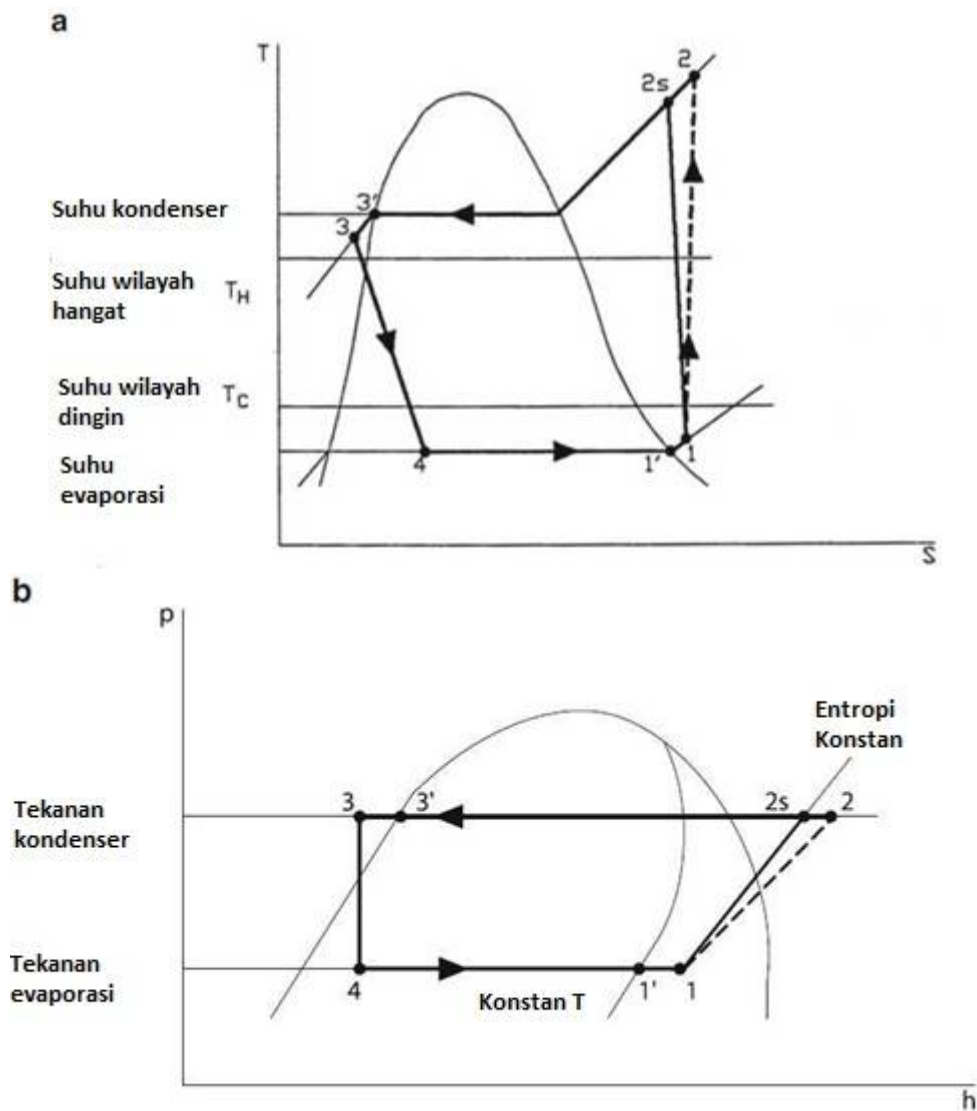
Gambar 12.1 Sistem pendingin kompresi uap.

Komponen utama adalah sebagai berikut:

- **Evaporator** di mana panas yang ditransfer dari sumber proses atau dari ruang yang didinginkan (daerah dingin) menghasilkan penguapan refrigeran (juga disebut pendingin)
- **Kompresor** di mana pendingin gas dikompresi ke tekanan dan suhu yang relatif tinggi
- **Kondensor** tempat refrigeran mengembun dan panas yang dihasilkan dipindahkan dari refrigeran ke lingkungan yang lebih dingin (daerah hangat)
- **Katup ekspansi** di mana refrigeran cair mengembang ke tekanan evaporator dan meninggalkan katup sebagai campuran dua fasa cair-uap

Sebagai langkah pertama, mari kita pertimbangkan siklus reversibel ideal yang mewakili batas atas kinerja siklus pendinginan kompresi uap. Ini berarti bahwa tidak ada rugi tekanan gesekan, dan bahwa refrigeran mengalir pada tekanan konstan melalui kondensor dan evaporator. Selain itu, kompresi diasumsikan sebagai proses isentropik dan ekspansi melalui katup pelambatan merupakan proses adiabatik.

Perbedaan utama antara siklus ideal dan siklus aktual adalah dalam proses kompresi. Dalam kasus proses kompresi, hanya adiabatik dan entropi meningkat. Penurunan tekanan, yang selalu terjadi dalam siklus, umumnya diabaikan.



Gambar 12.2 Diagram siklus pendinginan kompresi uap: (a) Diagram temperatur-entropi, (b) diagram tekanan-entalpi

Diagram suhu-entropi atau tekanan-entalpi dapat digunakan untuk mewakili siklus. Keduanya ditunjukkan pada Gambar. 12.2a, dan 12.2b.

Empat fasa siklus dijelaskan di bawah ini.

12.2.1 Vaporisasi/Penguapan (Proses dari 4 ke 1' atau 1)

Ketika zat refrigeran, sebagai campuran dua fasa cair-uap, melewati evaporator, zat tersebut menyerap panas dari ruang dingin (wilayah dingin) dan berubah menjadi uap jenuh pada titik 1'. Hal ini terjadi pada tekanan dan suhu konstan. Suhu evaporator harus lebih rendah dari suhu ruang dingin (suhu wilayah dingin). Dalam praktiknya, kondisi terakhir adalah uap super panas pada titik 1 (lihat juga Bagian 6.4).

Laju perpindahan panas per unit laju aliran massa refrigeran adalah

$$\frac{Q_{in}}{m} = h_1' - h_4 \quad \text{atau} \quad h_1 - h_4$$

di mana Q_{in} = laju perpindahan panas atau kapasitas pendingin (W), m = laju aliran massa (kg/s), dan h_1' , h_1 serta h_4 = enthalpi per unit massa (J/kg).

Unit SI kapasitas pendinginan adalah W.

Kapasitas sering dinyatakan dalam ton, di mana satu ton kapasitas pendinginan didefinisikan sebagai perpindahan panas pada laju 3,52 kW (12.000 Btu/jam) per ton kapasitas pendinginan, yang kira-kira tingkat pendinginan yang diperoleh oleh es yang mencair dengan kecepatan satu metrik ton per hari.

12.2.2 Kompresi (Proses dari 1 ke 2s atau ke 2)

Refrigeran, dalam keadaan uap jenuh atau super panas, dikompresi untuk tekanan dan suhu yang lebih tinggi. Nilai terakhir harus lebih tinggi dari itu di wilayah hangat. Perhatikan bahwa proses dalam siklus ideal adalah isentropik, tanpa perpindahan panas ke atau dari kompresor. Uap pada titik 2s umumnya sangat panas.

Dalam siklus aktual, bukannya 2s, titik terakhir adalah 2 yang sesuai dengan nilai entropi yang lebih tinggi.

Input daya sebagai daya mekanik per unit laju aliran massa pendingin adalah

$$\frac{P_c}{m} = h_{2s} - h_1' \quad \text{atau} \quad h_2 - h_1$$

di mana P_c = daya input sebagai daya mekanis pada poros kompresor (W), dan h_2 , h_{2s} , h_1' serta h_1 = entalpi per unit massa (J/kg).

Efek kompresi ireversibel dalam siklus aktual dapat diperhitungkan dengan memperkenalkan efisiensi kompresor isentropik antara titik 1 dan titik 2:

$$n_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Selain itu, efisiensi mekanis harus diperkenalkan (rugi gesekan, tenaga tambahan seperti pompa oli pelumas, dll.). Perhatikan bahwa dalam kompresor kedap udara (di mana motor listrik ditempatkan di engkol yang sama dengan kompresor), banyak digunakan dalam peralatan berukuran kecil-menengah, panas yang terkait dengan rugi motorik juga harus dimasukkan dalam siklus termodinamika.

Karena efisiensi yang disebutkan di atas, daya poros kemudian lebih besar dari pada siklus ideal dengan faktor 1,3-1,4.

12.2.3 Kondensasi (Proses dari 2 ke 3' atau 3)

Refrigeran melewati kondensor di mana ia berubah dari keadaan super panas ke keadaan uap jenuh, dan kemudian mengembun dengan memindahkan panas ke media sekitarnya

(daerah hangat) yang harus pada suhu lebih rendah dari pendingin. Keadaan akhir adalah cairan jenuh (3') atau cairan *subcooled* (3).

Laju perpindahan panas dari refrigeran per unit laju aliran massa refrigeran adalah

$$\frac{Q_{out}}{m} = h_2 - h_{3'} \quad \text{atau} \quad h_2 - h_3$$

di mana Q_{out} = laju perpindahan panas ke daerah hangat (W), dan h_2 , h_{2s} , $h_{3'}$, dan h_3 = entalpi per unit massa (J/kg).

12.2.4 Ekspansi (Proses dari 3' atau 3 ke 4)

Refrigeran, dalam keadaan cair jenuh atau *subcooled*, mengembang melalui katup ekspansi untuk menurunkan tekanan dan suhu dalam keadaan uap-cair dua fasa. Selama proses ini, entalpi tetap konstan karena penguapan terjadi dengan mengurangi panas dari cairan sehingga suhu menurun.

Poin 4 mewakili akhir siklus, setelah itu mulai lagi.

Dalam siklus lengkap, daya input netto adalah daya input mekanik-kompresor (atau mekanik dan listrik dalam kompresor kedap udara), karena katup ekspansi tidak memerlukan daya apa pun.

Koefisien kinerja COP dari sistem pendingin kompresi-uap ditunjukkan pada Gambar 12.1 adalah

$$COP = \frac{(Q_{in}/m)}{(P_c/m)} = \frac{h_{1'} - h_4}{h_{2s} - h_{1'}} \quad \text{untuk siklus ideal dan}$$

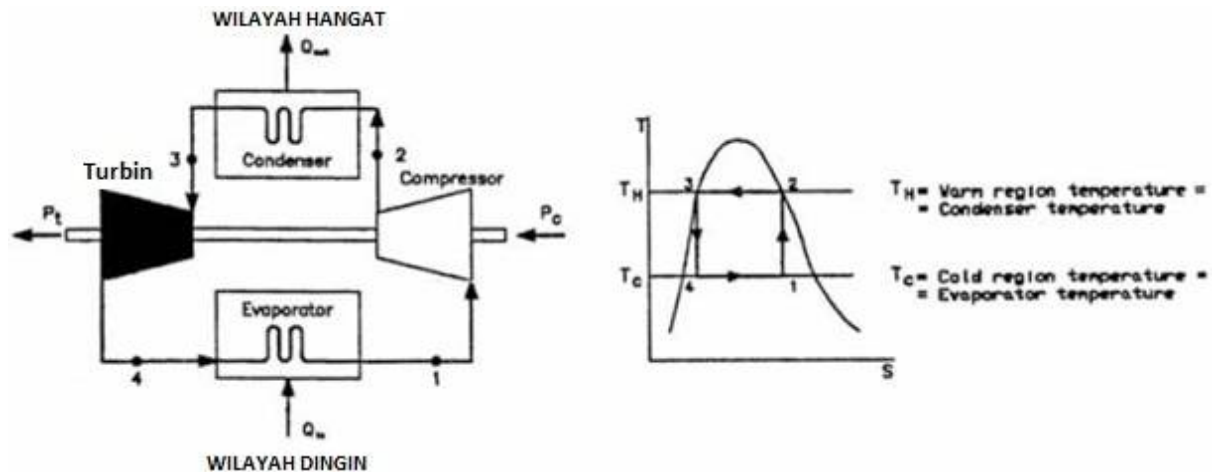
$$COP = \frac{(Q_{in}/m)}{(P_c/m)} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_{1'}} \quad \text{untuk siklus aktual.}$$

Perhatikan bahwa suhu operasi siklus pendinginan kompresi uap terutama dikondisikan oleh suhu T_C yang harus dijaga di daerah dingin dan oleh suhu T_H dari daerah hangat di mana panas harus dibuang. Seperti yang ditunjukkan pada Gambar 12.2a, suhu penguapan harus lebih rendah dari suhu daerah dingin T_C dan suhu kondensasi harus lebih tinggi dari suhu daerah hangat T_H .

Ketika suhu penguapan jatuh lebih jauh di bawah daerah dingin dan suhu kondensasi naik lebih tinggi dari suhu panas, koefisien kinerja menurun. Suhu daerah hangat dan dingin mewakili batas atas dan bawah dari siklus Carnot balik (*reverse Carnot*), seperti yang ditunjukkan pada Gambar. 12.3. Tentu saja, jika suhu T_H atau T_C bervariasi, koefisien kinerja juga bervariasi.

Koefisien teoritis maksimum kinerja untuk siklus pendinginan yang beroperasi antara daerah dingin pada suhu T_C (K) dan daerah hangat pada suhu tinggi T_H (K) (siklus Carnot balik seperti yang ditunjukkan pada Gambar 12.3) adalah

$$COP_{max} = \frac{T_C}{T_H - T_C}$$



Gambar 12.3 Siklus pendingin uap *reverse* Carnot.

Perbedaan utama antara siklus Carnot balik dan siklus lainnya dapat diringkas sebagai berikut:

- Untuk mencapai laju perpindahan panas yang signifikan, perbedaan antara suhu refrigeran dalam evaporator dan suhu daerah dingin T_C harus sama dengan 5–10°C (9–18°F). Juga, suhu pendingin dalam kondensor harus beberapa derajat di atas suhu T_H . Akibatnya, koefisien kinerja lebih rendah daripada koefisien Carnot balik.
- Siklus Carnot balik memiliki proses kompresi dengan campuran fasa cair-uap dua kali atau kompresi basah. Dalam praktiknya hal ini dihindari karena tetesan cairan dapat merusak kompresor, jadi kompresi kering hanya dengan uap jenuh atau super panas diperlukan. Karena itu, koefisien kinerja bahkan lebih jauh berkurang di bawah koefisien Carnot balik.
- Proses ekspansi, yang dalam siklus Carnot balik terjadi pada turbin yang melakukan pekerjaan mekanis, berlangsung di katup pelambatan dengan penghematan biaya modal dan perawatan, tetapi dengan pengurangan lebih lanjut dari koefisien kinerja.

12.2.5 Siklus Kompresor Uap Praktis

Dalam praktiknya, uap memasuki kompresor sebagai super panas daripada uap jenuh. Ketika superheating terjadi di evaporator atau di pipa relatif di dalam ruang yang akan didinginkan, kapasitas pendinginan meningkat. Oleh karena itu, massa zat pendingin dalam kompresor berkurang karena peningkatan volume uap tertentu. Selain itu, suhu meningkat dalam kondisi kompresi akhir (titik 2, bukannya 2s). Perhatian harus diberikan pada nilai ini untuk menjaga kinerja minyak pelumas yang baik.

Direkomendasikan untuk membiarkan refrigeran memasuki katup pelambat pada suhu yang lebih rendah daripada cairan jenuh (titik 3, bukannya titik 30 pada Gambar 12.2). Dalam hal ini, suhu penguapan di hilir katup pelambat tercapai dengan penguapan yang kurang cair.

COP untuk siklus praktis kira-kira 40-50% dari COP siklus Carnot balik yang sesuai dalam aplikasi HVAC dan lebih tinggi ketika suhu daerah dingin jauh di bawah titik es (273,15°K; 0°C; 32°F). Nilai praktis kisaran COP antara 0,75 dan 5,5 tergantung pada kondisi operasi, suhu, dan tekanan. Nilai yang lebih rendah terjadi dengan suhu wilayah dingin di bawah titik es.

Sistem berkapasitas tinggi dengan kompresor ulir dan sentrifugal biasanya memiliki nilai COP yang tinggi.

12.3 Properti dan Aplikasi Pendingin (*Coolant*)

Kondisi utama (lihat nilai parameter khas pada Tabel 12.1) yang menjadikan fluida media yang baik untuk siklus pendinginan adalah sebagai berikut:

- Entalpi penguapan harus tinggi dan panas spesifik cairan harus rendah. Akibatnya, selama ekspansi lebih sedikit uap akan diproduksi menjadi dingin.
- Cairan dengan suhu penguapan dan kapasitas pendinginan akan lebih tinggi.
- Suhu yang sesuai dengan titik kritis harus sangat tinggi dan lebih besar dari suhu kondensasi yang tergantung pada suhu daerah hangat.
- Titik beku harus lebih rendah dari suhu penguapan minimum, yang tergantung pada suhu daerah dingin.
- Volume spesifik uap harus serendah mungkin untuk meminimalkan ukuran kompresor bolak-balik. Sebaliknya, untuk ukuran yang tepat dari kompresor sentrifugal, aliran volume yang signifikan diperlukan untuk menghindari diameter yang terlalu kecil dan kecepatan putaran terlalu tinggi.

Tabel 12.1 Sifat fisik pendingin.

Properti fisik		R717	R22	R12	R1
Titik didih	K	240	232	243	297
	°F	-28	41.5	-21.6	74.5
	°C	-33.3	-40.8	-29.8	23.7
Titik beku	K	195.5	113	115	162
	°F	-107.9	-256	-252	-168
	°C	-77.7	-160	-158	-111
Suhu kritis	K	406	369	385	471
	°F	271.5	204.8	233.6	388.4
	°C	133	96	112	198
Tekanan kritis	MPa	11.4	4.97	4.1	4.4
Volume tertentu saat hisap	m ³ /kg	0.51	0.07	0.09	0.7
Panas laten pada titik didih	kJ/kg	1,367	234	234	182
Tekanan evaporator	MPa	0.24	0.29	0.18	0.02
Tekanan kondensor	MPa	1.16	1.19	0.74	0.12
Rasio kompresi		4.94	4.03	4.07	6.25
Rasio panas spesifik c_p/c_v		1.187	1.19	1.14	1.12
Efek pendinginan bersih	kJ/kg	1,100	163	117	156

Suhu penguapan rata-rata 258°K, 5°F, 15°C

Suhu kondensasi rata-rata 303°K, 86°F, 30°C

R717 ammonia, R22 monochlorodifluoromethane, R12 dichlorodifluoromethane, R11 trichlorofluoromethane

- Tekanan operasi, yang terkait dengan suhu operasi, harus menghindari nilai yang terlalu rendah dalam proses penguapan dan nilai yang terlalu tinggi dalam proses kondensasi (nilai khasnya adalah 0.1-0.2 MPa, 14.5-29 psi untuk tekanan evaporator dan 0.8-2 MPa, 116–290 psi untuk tekanan kondensor). Tekanan evaporator harus lebih tinggi daripada tekanan atmosfer untuk menghindari input udara dalam pipa. Perhatikan bahwa rasio tekanan sedang harus dijamin agar kompresor mencapai kinerja yang lebih baik.
- Sifat-sifat lain seperti stabilitas kimia, sifat korosif, toksisitas, kelarutan dalam air, kompatibilitas dengan pelumas dan bahan lainnya, dan biaya juga harus dipertimbangkan ketika memilih pendingin.

Sebagai aturan umum, kompresor sentrifugal paling cocok untuk tekanan evaporator rendah dan refrigeran dengan volume spesifik yang relatif tinggi pada tekanan rendah. Kompresor reciprocating bekerja dalam kisaran tekanan yang lebih tinggi dan dengan refrigeran volume spesifik rendah.

Pendingin yang paling umum adalah amonia, yang merupakan senyawa alami, klorofluorokarbon (CFC), hidroklorofluorokarbon (HCFC), dan hidrofluorokarbon (HFC).

CFC termasuk R406, R408, R409, R502 (campuran azeotropik R22 dan R115), R11, R12, dan R115.

HCFC termasuk R22 dan gas hidroklorofluorokarbon lainnya.

HFC termasuk R134a, R144, dan senyawa hidrofluorokarbon lainnya.

CFC dan HCFC berbahaya bagi lapisan ozon di atmosfer bagian atas (mereka disebut gas perusak ozon) dan karenanya penggunaannya dalam industri pendingin telah dilarang di beberapa negara

HFC, yang banyak digunakan sebagai pendingin alternatif, adalah gas rumah kaca (GRK)/*greenhouse gases* (GHG) (lihat juga Bagian 6.11).

Sifat utama pendingin dilaporkan dalam Tabel 12.1. Bidang aplikasi yang umum adalah R12 (pendinginan domestik, pabrik kecil dengan $T_c > -20^\circ\text{C}$, AC otomotif), R22 dan R134a (konservasi makanan, AC ruang ukuran kecil dan menengah), R502 (konservasi makanan suhu rendah), amonia (konservasi dan pembekuan makanan suhu rendah), dan R11 (pabrik pendingin udara besar).

12.4 Komponen Utama Sistem Kompresi Uap

Seperti ditunjukkan pada Gambar. 12.1, komponen utama dari sistem kompresi uap adalah evaporator, kompresor, kondensor, dan katup ekspansi.

12.4.1 Evaporator

Evaporator pada dasarnya adalah penukar (*exchanger*) di mana refrigeran, sebagai cairan atau campuran cairan-uap pada suhu dan tekanan rendah, menguap dengan mengurangi panas dari proses atau dari ruang yang akan didinginkan.

Campuran cairan-uap ada ketika evaporator diumpankan segera ke hilir katup ekspansi.

Dua jenis dasar evaporator digunakan dalam industri pendingin: (1) jenis ekspansi langsung, di mana fluida menguap di dalam tabung, cocok untuk pendinginan udara langsung, dan (2) tipe flooded (*pool boiling*) di mana fluida mendidih dalam kontak dengan tabung yang berisi cairan hangat (seperti untuk produksi air dingin).

Perhatian harus diberikan pada pembentukan es di sekitar evaporator yang bekerja di udara pada suhu di bawah 0°C (32°F). Pencairan es dapat dilakukan dengan mensirkulasi kembali gas panas atau dengan membalik siklus atau dengan resistor listrik. Konsumsi energi dalam fasa ini harus diperhitungkan saat menghitung COP sistem.

12.4.2 Kompresor

Kompresor memiliki tugas untuk meningkatkan tekanan refrigeran dari nilai penguapan ke nilai kondensasi, yang sesuai dengan suhu kondensasi. Suhu ini harus kompatibel dengan suhu sekitar atau daerah hangat, seperti yang sudah dijelaskan.

Kompresor untuk pendinginan dapat diklasifikasikan utama sebagai kompresor bolak-balik (*reciprocating*), kompresor ulir (*screw*), dan kompresor sentrifugal. Pilihan di antara mereka tergantung pada rentang daya, suhu kerja, kisaran permintaan dari pengguna akhir, dll. Informasi terperinci tentang kompresor dapat ditemukan di buku teks khusus.

Sebagai aturan umum, kompresor bolak-balik digunakan hingga kapasitas pendinginan maksimum 500-600 kW; kompresor sentrifugal praktis tidak memiliki batas atas dan penerapannya dimulai dari batas bawah beberapa ratus kW; kompresor ulir biasanya mencakup kisaran antara 200 dan 4.000 kW. Kompresor bolak-balik dan ulir dapat dengan mudah disesuaikan dengan suhu dan tekanan kerja yang berbeda. Kompresor sentrifugal beradaptasi buruk terhadap variasi tekanan.

Kompresor sentrifugal dan ulir dapat mengatur daya yang berguna secara terus menerus; Perhatian harus diberikan pada batas operasi yang rendah, yang selalu ada dalam kompresor sentrifugal, yang dibuat oleh daerah lonjakan di mana ketidakstabilan dapat terjadi. Jika batas ini tercapai, salah satu beban tambahan harus ditempatkan pada mesin dengan mendaur ulang uap dari pelepasan (*discharge*) ke pengisapan (*suction*) atau satu kompresor harus dikeluarkan dari servis. Kompresor ulir dapat mengatur kapasitas dalam kisaran yang luas, antara 10 dan 100%, dengan mengatur jumlah gas saat hisap.

Kompresor bolak-balik dapat mengatur daya yang berguna selangkah demi selangkah dengan mengoperasikan katup hisap secara berurutan.

Kontrol kecepatan oleh pengendali berkecepatan variabel selalu dimungkinkan.

12.4.3 Kondensor

Tiga mode operasi utama terjadi dalam kondensor tergantung pada kondisi berbeda yang dilewati refrigeran: dari uap super panas ke jenuh, dari uap jenuh ke cairan jenuh, dan dari cairan jenuh ke cairan *subcooled*. Jumlah dari tiga istilah yang disebutkan di atas adalah Q_{out} , sudah diperkenalkan.

Kondensor pada dasarnya adalah penukar panas. Fungsi utamanya adalah untuk mengembunkan zat pendingin dari keadaan uap ke keadaan cair (jenuh atau *subcooled*) dengan menggunakan media sekitarnya (daerah hangat) pada suhu yang lebih rendah. Dengan mengacu pada Gambar 12.1 laju di mana panas (Q_{out}) dikurangi dari refrigeran adalah

$$Q_{out} = Q_{in} + P_c \quad (W)$$

di mana Q_{in} = kapasitas pendinginan (W), dan daya mekanik P_c pada poros kompresor atau daya listrik di kompresor kedap udara (W).

1. Panas yang akan dibuang pada langkah pertama, dari uap super panas ke jenuh, adalah

$$c_p \times m \times (t_2 - t_k)$$

di mana c_p = panas spesifik pada tekanan konstan uap super panas, t_2 = suhu uap memasuki kondensor, t_k = suhu kondensasi sesuai dengan tekanan kerja, dan m = laju aliran massa refrigeran.

2. Panas yang akan dibuang selama fasa kondensasi adalah

$$m \times h_1$$

di mana h_1 = panas laten pada kondisi kerja (suhu dan tekanan).

3. Panas yang akan dibuang selama fasa *subcooling* adalah

$$c \times m \times (t_k - t_3)$$

di mana c = panas spesifik dari cairan, dan t_3 = suhu keluaran dari cairan yang didinginkan.

Tergantung pada kondisi lokal dan pertimbangan teknis, air atau udara dapat digunakan sebagai media pendingin.

Jika air digunakan, kondensor adalah penukar cairan/air pendingin. Air dapat dibuang, tetapi lebih baik untuk mendinginkan dan sirkulasi ulang dengan peralatan pendingin yang tepat seperti menara pendingin (*cooling towers*). Sistem ini didasarkan pada penguapan sejumlah kecil air yang bersirkulasi dengan mengurangi panas dari air yang tersisa, yang kemudian didinginkan. Perhatikan bahwa suhu air yang didinginkan selalu lebih tinggi dari suhu bohlam basah (*wet-bulb*) yang menunjukkan nilai terendah dimana air yang bersirkulasi dapat didinginkan. Dalam prakteknya, suhu desain pada outlet menara penguapan diasumsikan setidaknya 5°C (9°F) lebih tinggi dari suhu *wet-bulb* (lihat juga Bagian 13.2).

Ketika air buangan digunakan untuk pendinginan, dalam kasus perubahan suhu *outlet-inlet* 15-20 °C (27-36°F), nilai praktis kisaran konsumsi air antara 0,1 dan 0,2 m³/kWh energi input, umumnya listrik energi yang dikonsumsi oleh penggerak utama kompresor. Nilai yang

lebih tinggi terjadi jika perubahan suhu saluran keluar air lebih kecil. Ketika menara penguapan digunakan untuk pendinginan, nilai konsumsi air berkisar antara 0,01 dan 0,02 m³/kWh. Konsumsi energi listrik untuk peralatan bantu (pompa, dll.) Berkisar antara 0,05 dan 0,1 kWh/kWh energi input yang dikonsumsi oleh penggerak utama kompresor.

Kondensor penguapan juga digunakan, di mana kondensasi terjadi karena penguapan air eksternal. Suhu kondensasi umumnya 10-12°C (18-22°F) lebih tinggi dari suhu udara eksternal.

Jika udara digunakan, sirkulasi udara paksa harus dilakukan untuk memfasilitasi perpindahan panas pada penukar fluida/penukar udara (kondensor udara). Sistem ini, yang membutuhkan daya listrik untuk kipas angin, memiliki kelemahan yaitu suhu kerja bervariasi dengan suhu udara. Jika suhu terlalu tinggi, suhu kondensasi yang terlalu tinggi mungkin diperlukan. Akibatnya, COP berkurang.

Nilai praktis dari konsumsi energi pada kipas kondensor udara adalah 0,05-0,1 kWh/kWh energi input, umumnya energi listrik yang dikonsumsi oleh penggerak utama kompresor.

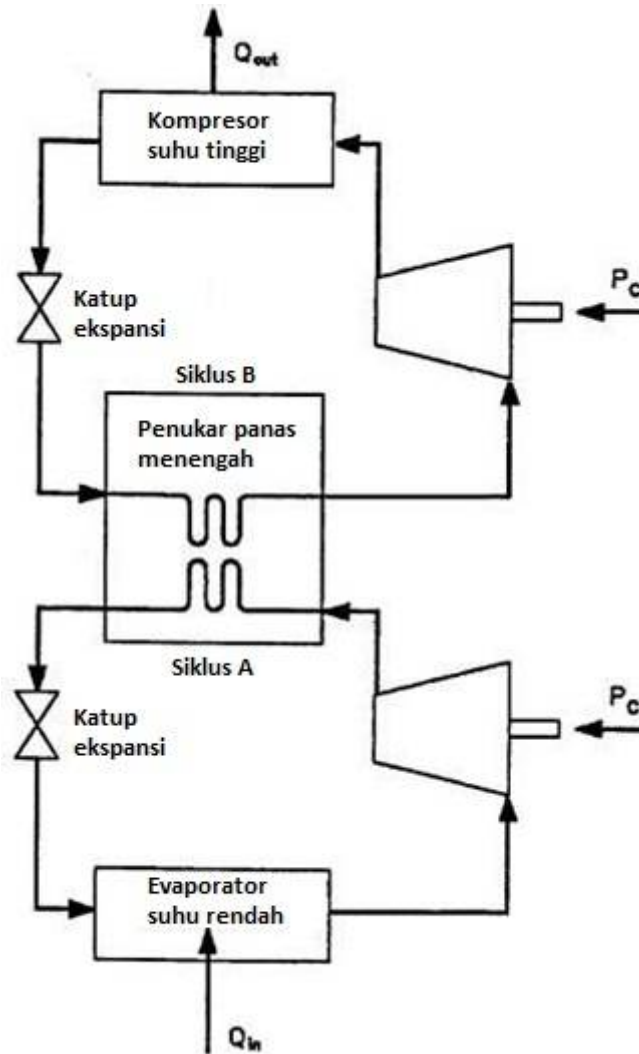
12.4.4 Katup Ekspansi

Katup ekspansi adalah katup reduksi khas yang menurunkan tekanan ke nilai yang sesuai untuk operasi evaporator hilir. Tekanan dikontrol oleh tingkat cairan cair dalam evaporator *flooded* dan oleh suhu uap super panas dalam evaporator ekspansi langsung (dengan demikian memastikan kira-kira 5-8°C; 9-14,4°F peningkatan suhu pemanasan super pada garis hisap).

12.5 Sistem Kaskade dan Multistage

Untuk memperoleh koefisien kinerja yang baik dengan tekanan penguapan yang sangat rendah dan tekanan kondensor yang relatif tinggi, siklus kaskade dan multistage umumnya digunakan.

Siklus kaskade, di mana dua siklus kompresi uap terletak secara seri, diilustrasikan pada Gambar 12.4. Penukar panas aliran balik (*counterflow*) terletak di antara dua siklus: panas ditolak selama kondensasi siklus suhu rendah (siklus A) digunakan untuk menguapkan refrigeran dalam siklus kedua yang bekerja dalam kisaran suhu yang lebih tinggi. Jika perlu, dua refrigeran dengan hubungan suhu tekanan saturasi berbeda dapat dipilih untuk memastikan suhu dan tekanan terbaik untuk dua rentang suhu: suhu penguapan rendah tanpa tekanan terlalu tinggi untuk siklus pertama, dan suhu kondensasi yang relatif tinggi tanpa tekanan kondensasi yang terlalu tinggi untuk siklus kedua.

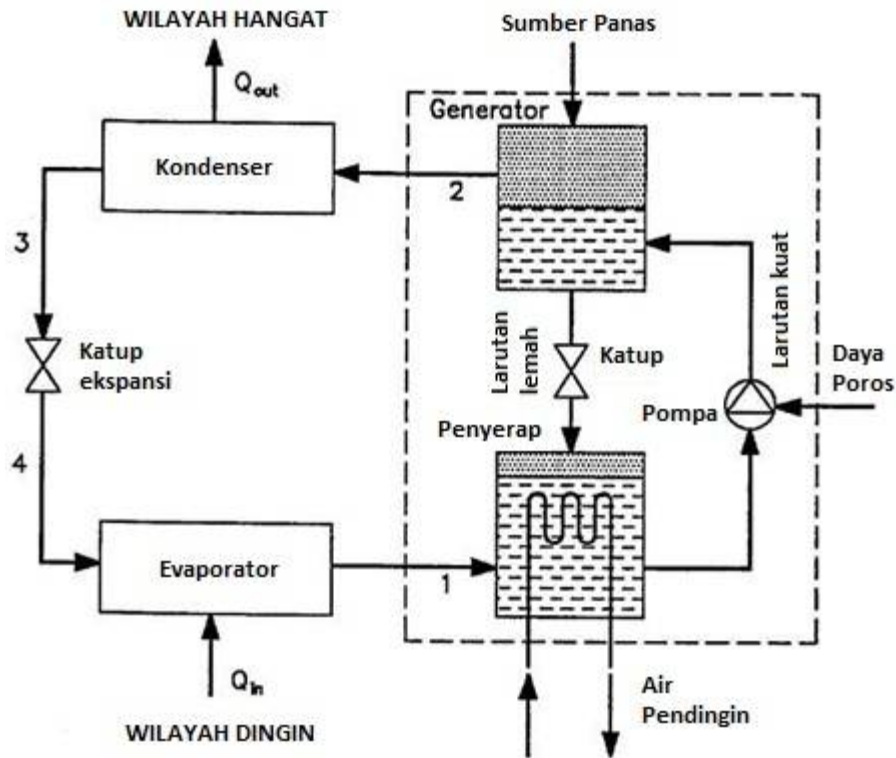


Gambar 12.4 Contoh dari siklus pendinginan kompresi uap kaskade.

Kompresi multistage dengan *intercooling* antara tahapan, dicapai dengan menggunakan pendingin itu sendiri, juga dapat digunakan jika perbedaan suhu tinggi antara daerah dingin dan hangat diperlukan.

12.6 Sistem Pendingin Penyerapan (Absorpsi)

Siklus refrigerasi absorpsi yang membutuhkan panas alih-alih energi mekanik karena daya input utama dapat digunakan dalam aplikasi tertentu dan di pabrik trigenerasi (lihat Bab 9). Skema dasar ditunjukkan pada Gambar. 12.5. Perhatikan bahwa sistem ini harus selalu beroperasi pada suhu di atas 0°C (32°F).



Gambar 12.5 Sistem pendingin absorpsi.

Mereka berbeda dari siklus kompresi uap dalam dua hal penting:

- Di hilir evaporator (titik 1), refrigeran dalam keadaan uap diserap oleh zat sekunder, yang disebut absorben, untuk membentuk larutan cair. Larutan ini kemudian dipompa ke tekanan yang lebih tinggi (tekanan kondensor) melalui pompa yang membutuhkan kerja jauh lebih sedikit daripada kompresi uap, karena volume spesifik larutan yang rendah. Daya input mekanik akibatnya sangat rendah.

Perhatikan bahwa pembentukan larutan cair adalah reaksi eksotermik. Karena jumlah zat pendingin yang dapat dilarutkan ke dalam cairan absorben meningkat ketika suhu larutan menurun, sistem pendingin dapat dipasang untuk menjaga suhu penyerap serendah mungkin dan untuk memungkinkan solusi penyerap refrigeran yang kuat.

- Di hulu kondensor (titik 2), uap refrigeran harus diambil dari larutan cair (sebagai hasilnya, larutan penyerap refrigeran yang kuat menjadi larutan yang lemah) sebelum memasuki kondensor. Ini adalah proses endotermik dan akibatnya diperlukan daya input termal, yang mewakili input utama sistem. Uap atau limbah panas umumnya digunakan; gas alam atau bahan bakar lain dapat dibakar untuk menyediakan sumber panas. Pilihan sumber panas ditentukan terutama oleh biaya.

Uap refrigeran mengalir ke kondensor dan larutan yang tersisa, yang merupakan larutan lemah pendingin, mengalir kembali ke tangki penyerap melalui katup tanpa memasuki kondensor.

Siklus yang paling umum menggunakan larutan lithium bromide-air di mana air adalah refrigeran dan lithium bromide penyerap; tekanan selalu lebih rendah dari nilai atmosfer. Jenis lain dari sistem penyerapan menggunakan larutan amonia-air di mana amonia adalah pendingin dan air penyerap.

Suhu penguapan harus selalu lebih tinggi dari 3–5°C (37–41°F). Sebagai indikasi umum, panas 2–1 kW pada suhu antara 80 dan 120°C (176–250°F) atau lebih tinggi diperlukan untuk menghasilkan 1 kW kapasitas pendinginan. Koefisien kinerja bervariasi antara 0,5 dan 1, yang jauh lebih rendah dari koefisien yang sesuai untuk siklus kompresi uap. Nilai yang lebih rendah sesuai dengan air panas suhu rendah sebagai sumber panas dan yang lebih tinggi untuk penggunaan langsung bahan bakar. Tenaga panas yang akan dibuang melalui peralatan kondensasi (menara pendingin, kondensor udara, dll.) Kira-kira 2,5 kW untuk kapasitas pendinginan 1 kW (sumber panas $Q_{out} = Q_{in} + \text{sumber panas}$).

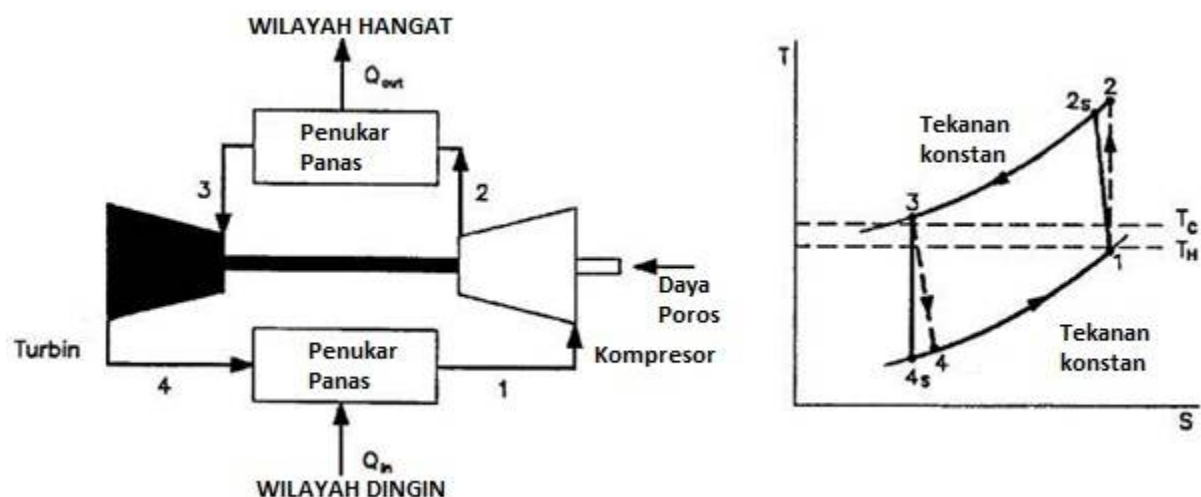
COP yang lebih tinggi hingga 1,2 dapat diperoleh dalam siklus menggunakan sistem penembakan langsung yang diumpankan oleh bahan bakar, dengan sistem penyerapan dua tahap.

Peralatan tambahan diperlukan untuk meningkatkan koefisien kinerja, misalnya penukar panas yang memungkinkan larutan kuat memasuki generator dipanaskan terlebih dahulu oleh larutan lemah yang meninggalkannya, dan penyearah untuk menghilangkan jejak air dari pendingin sebelum memasuki kondensor.

Dalam kebanyakan kasus, sistem penyerapan menggunakan pemulihan panas di pabrik-pabrik trigenerasi (lihat juga Bab 9).

12.7 Siklus Pendinginan Brayton

Siklus pendinginan Brayton adalah salah satu sistem pendingin gas yang prosesnya tidak melibatkan perubahan fasa. Skema dasar dari siklus ini direpresentasikan pada Gambar 12.6. Skema yang dimodifikasi menggabungkan penukar panas antara cairan yang meninggalkan dua penukar dasar adalah bentuk yang paling sering digunakan.



Gambar 12.6 Skema dasar siklus pendinginan Brayton.

12.8 Penghematan Energi dan Kontrol Komputer

Koefisien kinerja adalah indeks yang biasa digunakan untuk membandingkan sistem pendingin.

Seperti yang dijelaskan dalam Bagian. 12.2, batas atas terkait dengan siklus Carnot di mana indeks COP hanya bergantung pada suhu daerah dingin dan hangat (T_C , T_H).

Perlunya perbedaan antara suhu penguapan dan kondensasi dengan yang dari daerah dingin dan hangat (yang merupakan suhu pembatas T_C dan T_H dari siklus Carnot) bersama dengan kerugian di dalam komponen sistem membuat siklus nyata kurang efisien daripada yang ideal.

Untuk mendapatkan kondisi operasi dengan COP terbaik, dan untuk memastikan penghematan energi yang signifikan, saran berikut dapat dibuat untuk manajemen pabrik dan investasi modal:

Manajemen pabrik

- Suhu penguapan harus tertinggi yang diizinkan oleh kebutuhan pengguna. Ini dapat dicapai dengan mengatur kontrol suhu fluida yang akan didinginkan atau dari tekanan hisap katup.
- Suhu kondensasi harus yang terendah yang diizinkan oleh sistem pendingin dan oleh suhu daerah hangat.
- Laju beban kompresor tunggal harus dijaga setinggi mungkin dengan mengeluarkan mesin tunggal secara berurutan untuk menghindari efisiensi rendah yang terjadi pada laju rendah.

Penanaman Modal

- Memasang titik apung untuk kontrol suhu penguapan sesuai dengan kondisi eksternal dan kebutuhan pengguna
- Meningkatkan efisiensi peralatan pendingin untuk memungkinkan suhu kondensasi yang lebih rendah
- Memasang kendali berkecepatan variabel untuk mengatur aliran refrigeran tanpa disipasi
- Menginstal kontrol komputer terpusat

Biaya dan energi juga dapat dihemat dengan memasang sistem penyimpanan dingin, seperti es atau air dingin atau penyimpanan eutektik, untuk mengalihkan konsumsi energi dari jam sibuk ke jam laju rendah dan untuk memperlancar permintaan beban sehingga profil daya sistem (lihat profil daya sistem). Bagian 4.9).

Pemulihan panas dari air panas dari sirkuit pendingin kondensor selalu dimungkinkan. Panas maksimum yang dapat diperoleh kembali sama dengan panas yang akan dikurangkan dari refrigeran dalam kondensor; nilai aktual lebih rendah (sekitar 50%) tergantung pada suhu

pengguna potensial. Kegunaan yang umum adalah penghangat ruangan, air panas saniter, dan pembersihan.

Pemulihan panas dari sistem pendingin oli pelumas memungkinkan suhu lebih tinggi daripada pemulihan dari fasa kondensasi.

Untuk sistem daya tinggi, driver seperti turbin uap atau gas dapat digunakan dalam siklus kogenerasi.

12.9 Operasi Pompa Panas

Pompa panas adalah sistem yang beroperasi secara siklikal untuk mengubah energi suhu rendah menjadi energi suhu lebih tinggi dengan penerapan pekerjaan eksternal. Baik sistem kompresi uap dan penyerapan dapat digunakan sebagai pompa panas dengan modifikasi kecil.

Koefisien kinerja memiliki arti yang sama seperti dalam sistem pendingin yang ditunjukkan pada Gambar 12.1 dan 12.2, tetapi energi input dan output memainkan peran yang berbeda. Output berguna atau efek yang diinginkan adalah panas yang diarahkan ke massa yang akan dipanaskan (Q_{out}) sehingga

$$COP = \frac{(Q_{out}/m)}{(P_c/m)} = \frac{h_{2s} - h_{3'}}{h_{2s} - h_{1'}} \quad \text{untuk siklus ideal dan}$$

$$COP = \frac{(Q_{out}/m)}{(P_c/m)} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad \text{untuk siklus aktual.}$$

Pompa panas dapat digunakan untuk pemanasan ruang atau untuk proses industri untuk menaikkan suhu dari panas yang tersedia, umumnya membuang panas pada suhu rendah, atau udara ambien atau wastafel air, ke tingkat yang dapat diterima oleh pengguna akhir. Penggerak utama adalah motor listrik atau mesin bahan bakar.

Sebagai indikasi umum, hanya jika COP lebih besar dari 3 dapat memanaskan pompa dianggap sebagai sumber energi yang secara ekonomis lebih menarik daripada boiler. Ini tergantung pada efisiensi keseluruhan penggerak utama, yang mungkin merupakan motor termal atau listrik, dan pada biaya energi pengguna akhir.

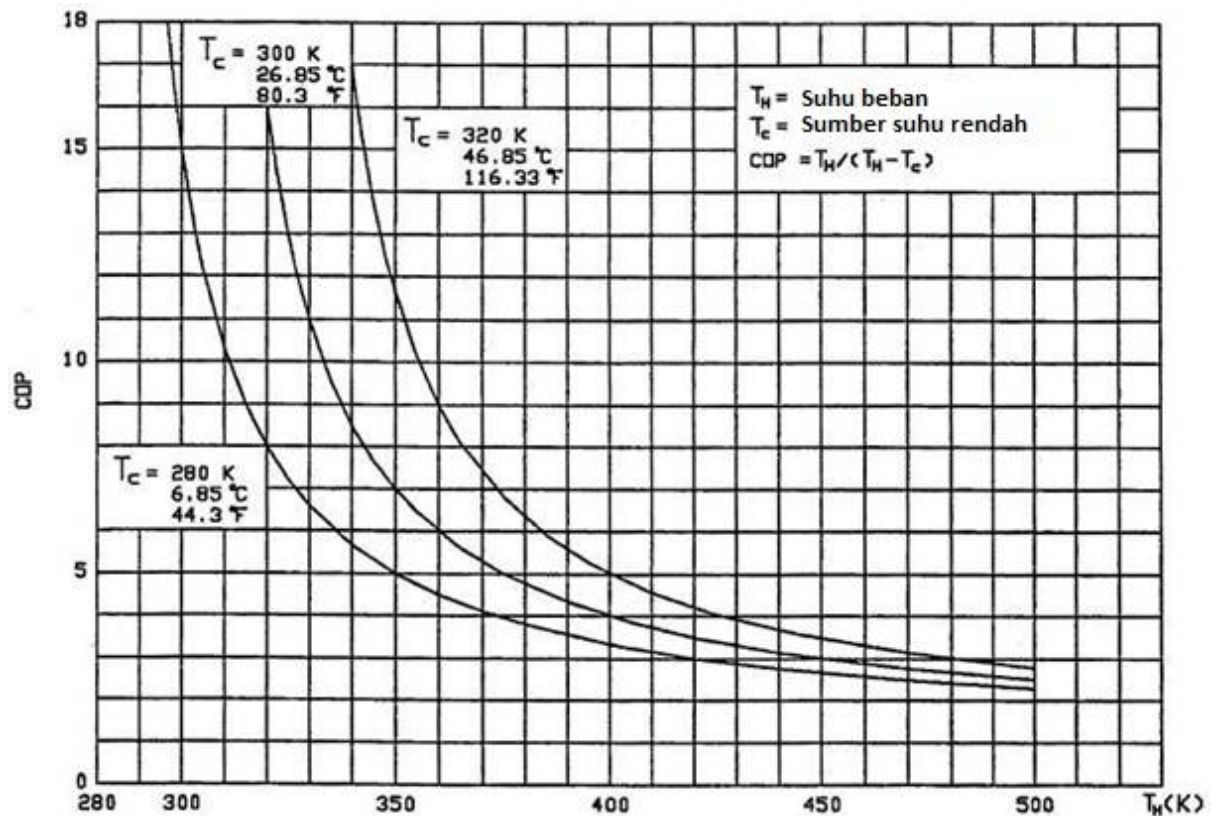
Penghematan energi primer, lebih dari penghematan biaya, tergantung pada efisiensi semua transformasi energi. Dalam kasus mesin bahan bakar, efisiensi adalah rasio antara tenaga mekanik di poros dan daya input sebagai bahan bakar di mesin itu sendiri. Dalam kasus motor listrik, efisiensi adalah rasio antara daya mekanik pada poros dan daya input termal yang diperlukan dalam pembangkit listrik utilitas untuk menghasilkan energi listrik.

Seperti dalam sistem pendingin, dalam operasi pompa panas, COP teoretis maksimum yang dapat diperoleh adalah dari siklus Carnot balik:

$$COP_{max} = \frac{T_H}{T_H - T_C}$$

Salah satu kelemahan utama pompa panas adalah kisaran suhu pengoperasian: penguapan yang terlalu rendah atau suhu daerah dingin (sumber panas) menghasilkan COP yang rendah, jika suhu yang relatif tinggi diperlukan sebagai output yang bermanfaat. Sebaliknya, dalam aplikasi industri, kendala tambahan adalah bahwa limbah suhu tinggi di atas 95°C (200°F) tidak dapat disuplai langsung ke pompa panas karena batas yang ditentukan oleh karakteristik pendingin.

Gambar 12.7 menunjukkan rata-rata nilai COP teoritis pompa panas versus temperatur beban (daerah hangat) untuk sejumlah suhu sumber.



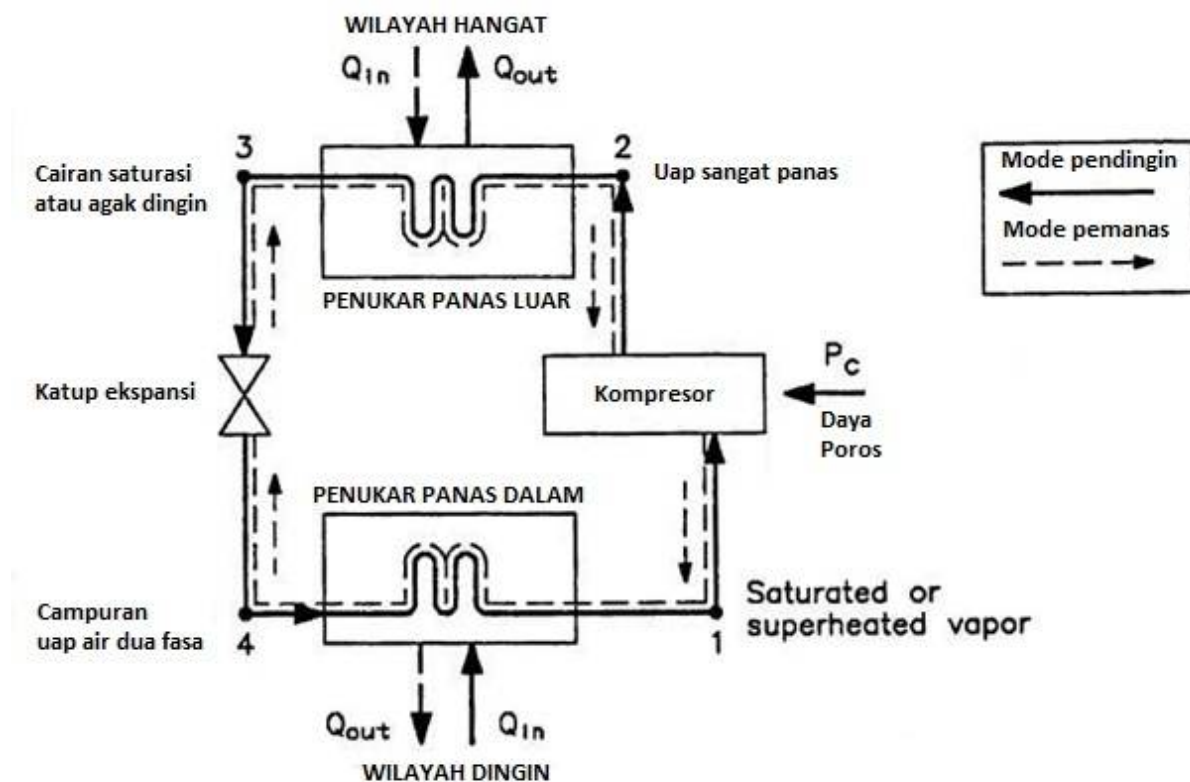
Gambar 12.7 Theoretical COP versus temperatur beban untuk pompa kalor.

Dalam aplikasi HVAC, pompa panas memiliki evaporator yang bersentuhan langsung dengan udara luar, yang berfungsi sebagai sumber energi selama musim dingin. Di musim panas, sumber udara yang sama dapat memberikan pendinginan melalui katup balik. Gambar 12.8 menunjukkan bagaimana refrigeran mengalir di dalam komponen yang sama dalam mode pemanasan dan pendinginan. Perhatikan bahwa dalam mode pemanasan penukar panas luar berfungsi sebagai evaporator (terhubung dengan lubang masuk kompresor) dan penukar bagian dalam berfungsi sebagai kondensor. Dalam mode pendinginan, penukar panas luar menjadi kondensor dan penukar dalam menjadi evaporator (terhubung dengan lubang masuk kompresor).

12.10 Contoh Praktis

Dua contoh penghematan energi disajikan di sini. Yang pertama mengacu pada penggantian sistem penyerapan dengan sistem kompresor berputar di situs di mana aliran panas limbah tidak tersedia, sehingga semua panas yang dibutuhkan oleh sistem penyerapan harus dipasok dengan bahan bakar.

Yang kedua menyangkut pemulihan panas dari kondensasi dan pendinginan oli pelumas, yang kemungkinan selalu ada, tetapi dapat dieksploitasi hanya ketika pengguna akhir benar-benar membutuhkan panas pada suhu rendah.



Gambar 12.8 Contoh pompa kalor balik udara ke udara.

Contoh 1. Penggantian sistem penyerapan dengan sistem kompresor berputar.

Sistem penyerapan dengan kapasitas pengenal 1.744 kW (496 ton) dipasang di pabrik pengolahan makanan dan diumpankan dengan uap pada 0,7 MPa. Kapasitas pendinginan aktual adalah 995 kW (283 ton) dengan laju aliran uap sama dengan 2.299 kg/jam. Penggantian sistem ini dengan kompresor berputar di sini diperiksa dari sudut pandang hemat energi, dengan asumsi bahwa kebutuhan pengguna akhir puas dalam kedua kasus. Karakteristik operasi dirinci dalam Tabel 12.2 bersama dengan perbandingan teknis.

Evaluasi ekonomi ada pada Tabel 19.4.

Contoh 2 Pemulihan panas dari fasa kondensasi dan pendinginan oli pelumas.

Pabrik pendingin dengan kompresor ulir memiliki kapasitas nominal 1.400 kW (397,7 ton). Daya poros input adalah 500 kW; pabrik pendingin bekerja 5.000 jam/tahun pada 70% dari kapasitas terukur untuk konservasi makanan pada suhu rendah.

Pemulihan panas dapat diperoleh dengan dua cara: (1) dari sirkuit kondensasi melalui penukar gas/air dan (2) dari peralatan pendingin oli pelumas.

Dalam kasus (1), air panas pada 40–45°C (104–113°F) dapat diperoleh jika suhu kondensasi disimpan pada 45–50°C (113–122°F), yang merupakan nilai yang cukup tinggi tetapi masih dapat diterima untuk kompresor ulir. Air panas dapat digunakan untuk keperluan pemanasan di pabrik HVAC di lokasi dan sirkuit air panas yang disuplai dengan boiler untuk integrasi, bila diperlukan.

Panas yang dapat dipulihkan diperkirakan sama dengan 60% dari jumlah daya poros dan kapasitas pendinginan pada beban rata-rata, yaitu, 798 kW.

Tabel 12.2 Perbandingan antara penyerapan dan sistem kompresor berputar (*rotating compressor*).

	Kebutuhan pengguna akhir			
<i>a</i>	Aliran air dingin	m ³ /h	372	372
<i>b</i>	Suhu masuk	°C	9	9
<i>c</i>	Suhu keluar	°C	6.7	6.7
$d=a \times 4.186 \times (b-c)/3.6$	Beban pendinginan	kW	995	995
<i>e</i>	Jam kerja	h/tahun	6,000	6,000
	Pabrik pendinginan		Sistem penyerapan (1)	Sistem kompresor (2)
<i>f</i>	Rated capacity	kW	1,744	1,744
$f'=f/3.52$		tons	496	496
$g=d \times 100f$	% kapasitas yang ternilai	%	57	57
$h=d$	Kapasitas sebenarnya	kW	995	995
<i>i</i>	Daya masukan (uap)	kgsteam/h	2,299	0
$i'=i \times 2,190/3,600$		kW	1,399	0
<i>l</i>	Efisiensi boiler		0.8	
$m=(i \times 2,190/1)/41,860$	Masukan bahan bakar	kgoil/h	150	
<i>n</i>	Daya masuk (listrik)	kW	0	245
$o=h/i'$	COP		0.711	
$o=h/n$	COP		4.067	
	Menara pendingin dan alat bantu			
$p=d$	Beban pengguna akhir	kW	995	995
$q=i'$	Daya masukan (uap)	kW	1,399	
$q=n$	Daya masukan (listrik)	kW		245
$r=p+q$	Total untuk membuang	kW	2,394	1,240
<i>s</i>	Masukan tenaga listrik	kW	113	58
<i>t</i>	Konsumsi air	m ³ /h	7.5	3.9
	Konsumsi energi			
$A=m \times e/1,000$	Energi termal	TOE/tahun	902	0
$B=(s+n) \times e/1,000$	Energi listrik	MWh/tahun	678	1,818
$C=t \times e$	Air	m ³ /tahun	45,000	23,400

	Hemat energi			
A(1)-A(2)	Energi termal	TOE/tahun		902
B(1)-B(2)	Energi listrik	MWh/tahun		-1,140
C(1)-C(2)	Air	m ³ /tahun		21,600

Catatan:

Entalpi berguna = uap entalpi-kondensat entalpi = 2.190 kJ/kg uap LHV minyak 41.860 kJ/k.
Semua angka daya input dari pabrik pendingin dan tambahan adalah nilai rata-rata yang dirujuk ke 6.000 jam/tahun.

Tabel 12.3 Penghematan energi yang terkait dengan pemulihan panas dari instalasi pendingin.

Case (1)	Pemulihan dari fase kondensasi		
<i>a</i>	Kapasitas pendinginan terukur	kW	1,400
<i>b</i>	Nilai daya poros	kW	500
<i>c</i>	Faktor beban rata-rata	%	70
$d=c \times (a+b)/100$	Panas kondensasi pada beban rata-rata	kW	1,330
$e=0.6 \times d$	Panas pulih	kW	798
$f=e/0.8$	Daya masukan setara sebagai bahan bakar	kW	938.8
$g=f \times 3,600/1.055$		Btu/h	3,203,568
$h=f \times 3,600/41,860$		kgoil/h	80.7
<i>i</i>	Jam kerja pengguna pemulihan panas ^b	h/tahun	2,400
$l=h \times i/1,000$	Hemat energi	TOE/tahun	193.8
Case (2)	Pemulihan dari fase kondensasi		
<i>a</i>	Kapasitas pendinginan terukur	kW	1,400
<i>b</i>	Nilai daya poros	kW	500
<i>c</i>	Faktor beban rata-rata	%	70
$d=c \times (a+b)/100$	Panas kondensasi pada beban rata-rata	kW	1,330
$e=0.1 \times d$	Panas pulih	kW	133
$f=e/0.8$	Daya masukan setara sebagai bahan bakar	kW	156,5
$g=f \times 3,600/1.055$		Btu/h	533,928
$h=f \times 3,600/41,860$		kgoil/h	13.5
<i>i</i>	Jam kerja pengguna pemulihan panas ^b	h/tahun	6,000
$l=h \times i/1,000$	Hemat energi	TOE/tahun	80.7

Catatan:

LHV minyak 41.860 kJ / kg

^aEfisiensi boiler 0,85 (Nilai Pemanasan Lebih Rendah sebagai referensi)

^bJam kerja untuk pemanasan

^cJam kerja untuk pemanasan dan penggunaan lainnya

Dalam kasus (2), air panas pada 45–50°C (113–122°F) dapat diperoleh melalui alat penukar pelat terlepas dari suhu kondensasi; suhu pelepasan minyak pelumas berkisar antara 50 dan 55°C (122 dan 131°F), jadi ini dapat diinjeksikan ke kompresor pada 45–50°C (113–122°F) dengan penurunan suhu C (9°F). Panas yang dapat dipulihkan diperkirakan sama dengan 10% dari panas kondensasi, yaitu 133 kW, jauh lebih sedikit daripada dalam kasus (1). Air panas dapat digunakan seperti dalam kasus (1) atau untuk pengguna lain.

Penghematan energi dalam kedua kasus telah dihitung pada Tabel 12.3 dengan memperkenalkan efisiensi boiler setara.

13. Sistem HVAC

13.1 Pendahuluan

Sistem pemanas, ventilasi, dan pendingin udara mungkin merupakan pengguna energi terbesar, tergantung pada kegiatan yang dilakukan di gedung tempat mereka dipasang. Di gedung komersial, rumah sakit, pusat data, dan beberapa industri (farmasi, kimia, pemrosesan makanan, elektronik), pengguna energi utama adalah HVAC dan penerangan, sedangkan di sebagian besar industri, sebagian besar konsumsi disebabkan oleh pengguna proses.

Pada pembangkit HVAC tipikal, pengguna energi listrik utama adalah instalasi pendingin, kipas distribusi udara di unit penanganan udara (*air-handling units/AHU*), dan alat bantu seperti menara pendingin dan pompa sirkulasi. Secara umum, satu-satunya pengguna bahan bakar adalah pabrik boiler (air panas atau uap) untuk keperluan pemanasan ruangan di musim dingin dan untuk pemanasan ulang setelah dehumidifikasi di musim panas. Kepentingan relatif dari konsumsi energi ini tergantung terutama pada iklim setempat dan untuk berapa lama mode pemanasan atau pendinginan diperlukan.

Pabrik HVAC dirancang untuk menyediakan berbagai kondisi nyaman sebagian besar waktu bagi kebanyakan orang yang bekerja di gedung. Tidak mudah untuk merumuskan definisi kondisi nyaman yang dapat diterapkan secara universal; suhu sekitar antara 23 dan 25°C (73-77°F), kelembaban relatif 40-60%, kelembaban spesifik 0,008-0,012 kg air per kg udara kering, dan kecepatan udara maksimum kurang dari 0,15-0,20 m/s (9-12 in/mnt, 30-40 kaki/mnt) umumnya dianggap sebagai kondisi optimal. Nilai-nilai ini berbeda untuk industri, di mana suhu bisa lebih rendah dan kecepatan udara lebih tinggi, hingga 0,5 m/s.

Kebutuhan akan pemanasan, pendinginan, dan ventilasi tergantung pada banyak faktor seperti suhu dan kelembaban eksternal, jumlah orang yang bekerja di ruangan dan aktivitas dan pakaian mereka, daya yang dipasang (mesin dan penerangan), jenis proses yang dilakukan (misal tekstil, pemrosesan makanan, kimia, farmasi), dan fungsi bangunan (pusat komersial, rumah sakit, bank, industri, dll.).

Persyaratan pemanasan dan pendinginan biasanya berkisar antara 50 dan 100 W/m² dan lebih untuk aplikasi tertentu; mempertimbangkan ketinggian langit-langit (*ceiling*), nilai tipikal adalah 20-30 W/m³ untuk bangunan tempat tinggal dan kurang dari 10 W/m³ untuk industri tanpa persyaratan tertentu. Tentu saja, kondisi iklim, jenis kegiatan yang dilakukan, dan persyaratan udara dalam ruangan sangat memengaruhi nilai-nilai ini.

Dalam sistem HVAC, air panas untuk pemanasan umumnya disuplai pada 4.060°C (104-140°F) dan air dingin pada 5-10°C (41-50°F); udara panas pada 30°C (86°F) dan udara dingin

pada 13-15°C (55-59°F). Perbedaan antara suhu air saluran masuk dan keluar adalah 10-20°C (18-36°F) untuk pemanasan dan 5-10°C (9-18°F) untuk pendinginan.

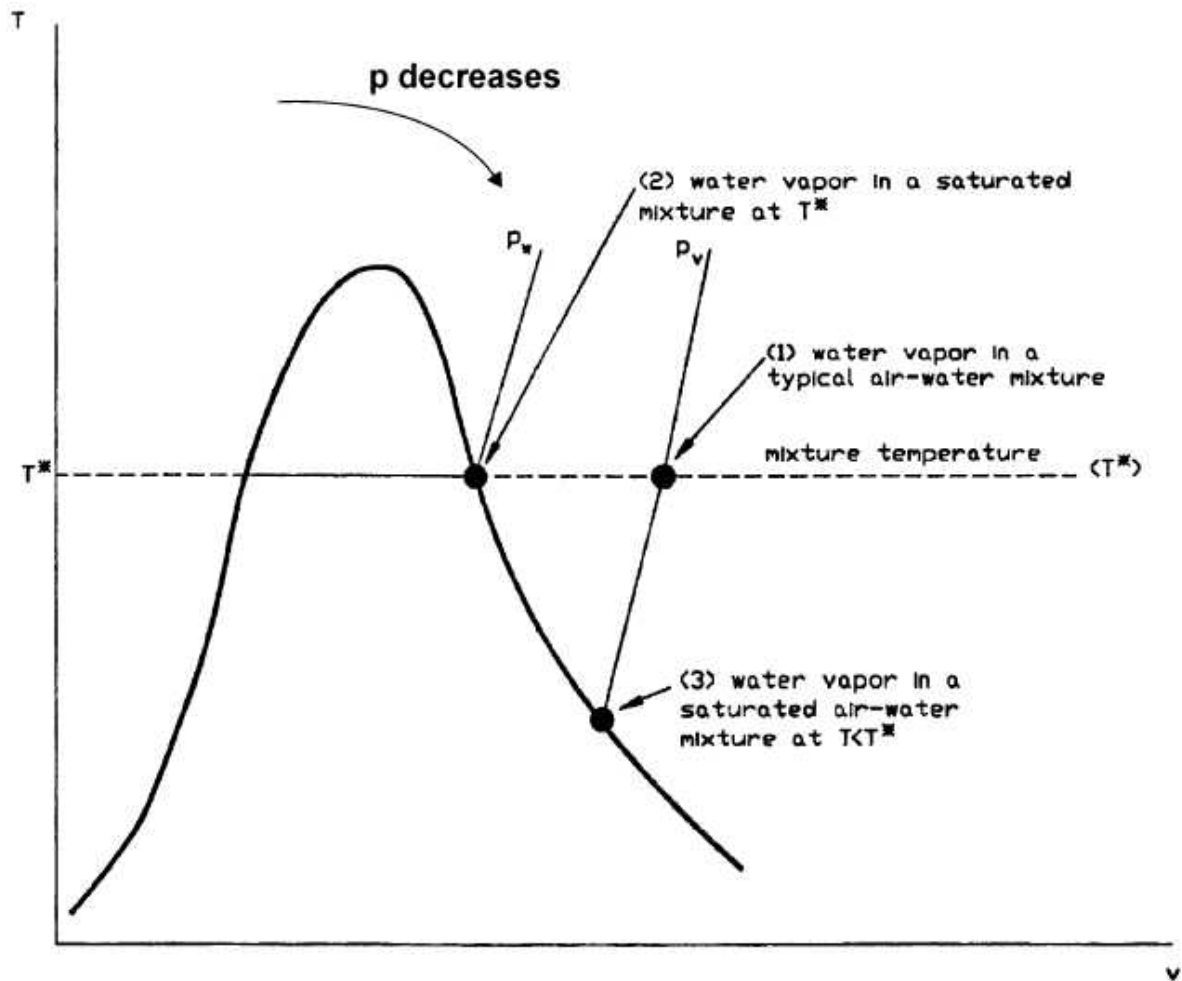
13.2 Prinsip-Prinsip Dasar Sistem HVAC

Tugas dasar dari setiap sistem HVAC adalah untuk mengontrol suhu dan kelembaban udara di dalam bangunan dan dengan demikian untuk memastikan kenyamanan; ekonomi membutuhkan mencapai hasil ini dengan konsumsi energi minimum.

Pada pabrik kecil, kontrol suhu udara adalah teknik yang paling sederhana, tetapi kontrol kelembaban memainkan peran mendasar dalam memastikan kenyamanan bagi penghuni dan lingkungan yang tepat untuk banyak proses industri yang membutuhkan kontrol terhadap konten uap di udara.

Desain dan operasi HVAC didasarkan pada pengetahuan tentang perilaku campuran udara kering dan uap air, yang biasa disebut udara lembab, yang dapat diperlakukan sebagai campuran gas ideal.

Keadaan umum uap air dalam udara lembab ditunjukkan pada T, v diagram Gambar. 13.1: campuran uap air-kering memiliki tekanan p dan suhu T^* dan komponen memiliki suhu dan tekanan yang sama dengan campuran tekanan p dikalikan dengan fraksi mol komponen tunggal (p_v untuk uap, p_a untuk udara; $p_a > p_v$; $p = p_a + p_v$). Pada suhu dan tekanan campuran yang khas, uapnya sangat panas (p_v ; situasi khas seperti pada titik 1).



Gambar 13.1 Keadaan uap air khas dalam campuran udara-air.

Campuran dikatakan jenuh (udara jenuh) ketika tekanan parsial uap p_v memiliki nilai yang sama dengan tekanan jenuh air p_w pada suhu campuran (p_w seperti pada titik 2; biasanya, $p_w > p_v$).

Kuantitas uap air di udara lembab bervariasi dari nol di udara kering hingga nilai maksimum, yang tergantung pada tekanan dan suhu di mana campuran tersebut jenuh. Dua indeks yang berbeda dari jumlah uap air di udara lembab digunakan: rasio kelembaban atau kelembaban spesifik (ω) dan kelembaban relatif (Φ).

Rasio kelembaban atau kelembaban spesifik (ω) adalah rasio antara massa uap air (M_v) dan massa udara kering (M_a). Rasio ini mencapai nilai maksimumnya di udara jenuh (nilai praktis berkisar dari nol untuk udara kering hingga nilai maksimum kurang dari 0,03 kg air per kg udara kering). Dengan menggunakan hukum gas ideal dan berat molekul air dan udara kering, rasio kelembaban dapat dinyatakan sebagai rasio antara berat uap molekul dikalikan dengan tekanan parsial p_v dan berat udara kering molekul dikalikan dengan tekanan parsial ($p - p_v$), yaitu, $0,622 \times p_v / (p - p_v)$.

Kelembaban relatif (Φ) adalah perbandingan antara fraksi mol uap air dalam sampel udara lembab yang diberikan dan fraksi mol uap air dalam sampel udara lembab jenuh pada

suhu dan tekanan campuran yang sama. Rasio ini sama dengan 1 (atau 100 jika dinyatakan dalam persentase) untuk campuran jenuh, sehingga nilainya menunjukkan bagaimana udara lembab harus diperlakukan.

Perhatikan bahwa campuran udara-air dalam kondisi normal memiliki suhu saturasi adiabatik mendekati suhu *wet-bulb* yang dapat diukur dengan psikrometer.

Suhu *wet-bulb* termodinamik adalah suhu di mana air, dengan menguap ke udara lembab pada suhu *dry-bulb* dan rasio kelembaban, dapat membawa udara ke saturasi adiabatik sementara tekanan campuran konstan. Psikrometer terdiri dari dua termometer dengan satu *bulb* tertutup oleh sumbu yang dibasahi dengan air. Ketika *wet-bulb* ditempatkan di aliran udara, air menguap dan suhu kesetimbangan, yang disebut suhu *wet-bulb*, tercapai. Suhu ini dapat dianggap sebagai suhu saturasi adiabatik.

Untuk tujuan praktis, entalpi campuran dihitung dengan menjumlahkan kontribusi udara kering dan uap air. Nilai ini biasanya disebut massa udara kering (M_a) dan rasio kelembaban kemudian diperkenalkan:

$$H_{mix} = M_a \times h_a + M_v \times h_v$$

$$(H_{mix}/M_a) = h_{mix} = h_a + (M_v/M_a) \times h_v = h_a + \omega \times h_v$$

Entalpi udara kering dapat diperoleh dari tabel gas ideal atau dihitung dengan menggunakan panas spesifik (1,005 kJ/kg K yang sedikit bervariasi selama interval 10-30°C (50-86°F)). Entalpi uap air, yang dipanaskan pada titik operasi seperti titik 1 pada Gambar 13.1, diasumsikan sama dengan nilai uap jenuh sesuai dengan suhu yang diberikan (seperti pada tabel uap atau diagram Mollier; lihat Gambar 6.1 dan 6.2). Juga dinyatakan sebagai jumlah entalpi uap jenuh pada suhu standar 273,15°K (0°C, 32°F) dan uap super panas (entalpi yang terakhir sama dengan panas spesifik uap, ketika campuran udara-air berada dalam kondisi atmosfer yang diasumsikan sama dengan 1,8 kJ/kg K, dikalikan dengan suhu).

Kira-kira, entalpi campuran udara kering dan uap air adalah

$$h_{mix} = 1 \times t + \omega \times (2500)1.8 \times t \quad (\text{kJ/kg})$$

dimana

1 kJ/kg K adalah panas spesifik dari udara kering.

t adalah perbedaan antara suhu campuran dalam K dan suhu standar (273,15°K), yaitu suhu dalam C.

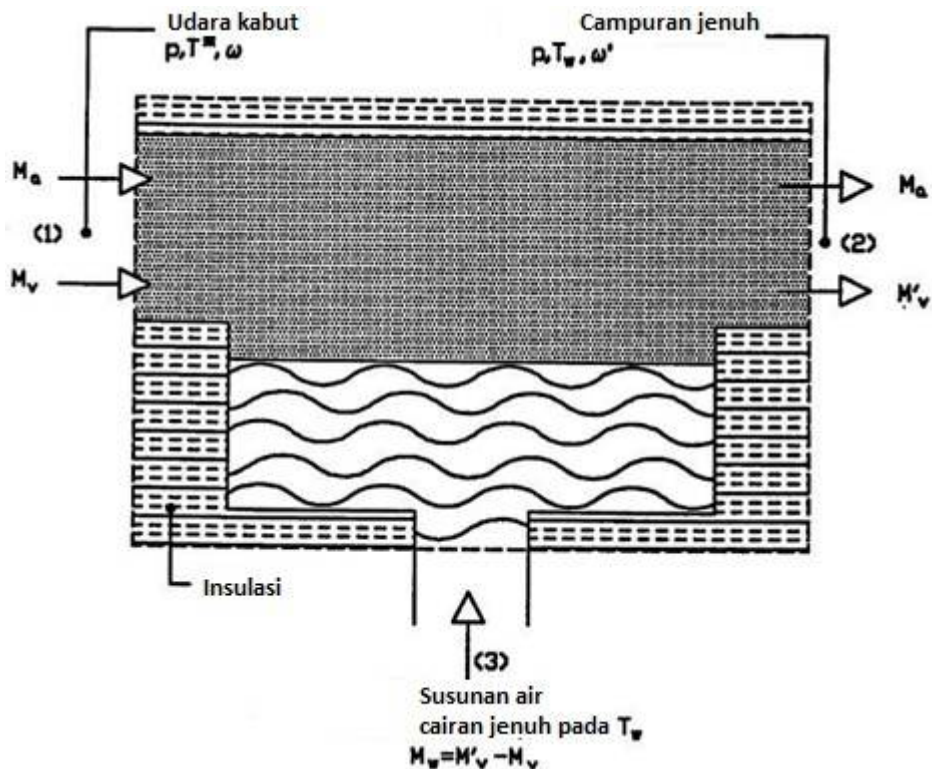
2.500 kJ/kg adalah entalpi uap jenuh dan 1,8 kJ/kg K adalah panas spesifik dari uap yang dipanaskan ketika campuran air-udara berada dalam kondisi atmosfer ($p_v < p_a$; lihat Tabel 2.5).

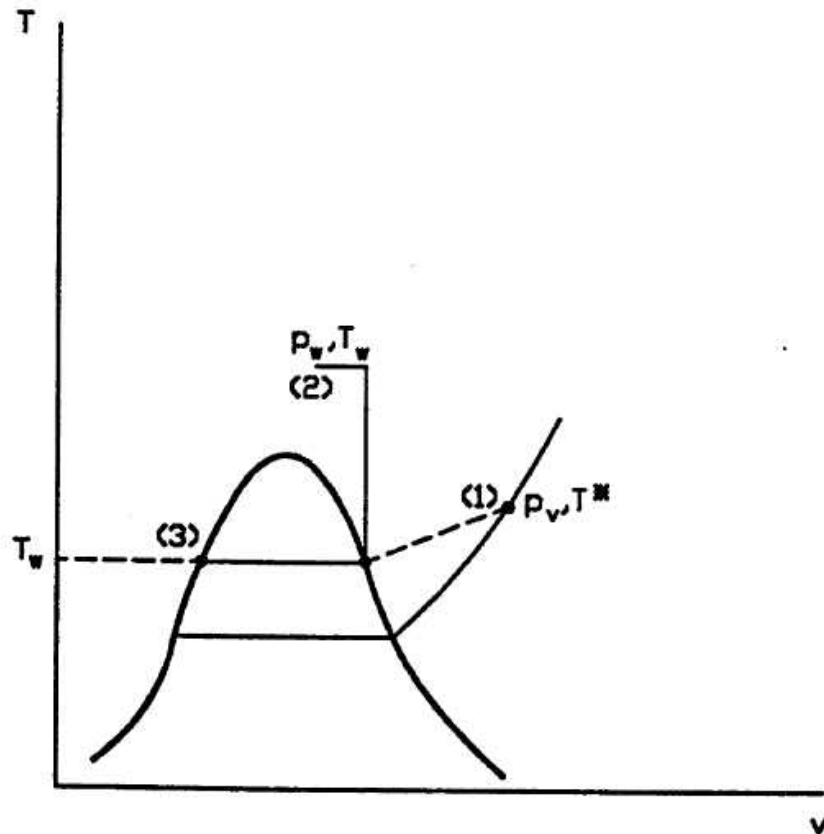
Rasio kelembaban campuran udara lembab bervariasi dengan suhu; jika suhu campuran T^* dikurangi pada tekanan campuran konstan, keadaan uap air bergerak dari titik 1 ke suhu titik embun (titik 3 pada Gambar 13.1) pada tekanan parsial konstan p_v dan pada rasio kelembaban konstan. Kemudian, jika pendinginan terus terjadi kondensasi dan suhu akhir kurang dari T^* . Sistem kemudian akan terdiri dari campuran jenuh udara kering dan uap air

pada tekanan kurang dari p_v , karena fraksi mol uap air pada keadaan akhir lebih kecil dari nilai pada suhu awal.

Temperatur titik embun dari sampel udara yang diberikan adalah suhu udara lembab jenuh pada tekanan yang sama dan dengan rasio kelembaban yang sama dengan sampel udara.

Dengan menambahkan air dalam proses adiabatik ke aliran udara lembab, rasio kelembaban dapat ditingkatkan seperti yang ditunjukkan oleh diagram T, v pada Gambar 13.2. Ketika campuran yang diberikan pada tekanan dan suhu yang diketahui (tekanan p dan suhu T^*) bersentuhan dengan air pada suhu T_w (contohnya memiliki T^* lebih besar dari T_w), sebagian air menguap dengan menggunakan energi dari udara lembab dan sebagainya. suhu campuran menurun. Karena air ditambahkan terus menerus pada laju yang sama dengan air menguap, proses dapat dianggap sebagai adiabatik dan suhu campuran akhir, umumnya dalam kondisi jenuh, sama dengan suhu air makeup T_w .





Gambar 13.2 Adiabatic saturator: Peralatan dasar dan representasi diagram T - v .

Hubungan umum yang didasarkan pada keseimbangan energi adalah (lihat Gambar 13.2, ini berlaku untuk situasi serupa)

$$(M_a \times h_a + M_v \times h_v) + [(M'_v - M_v) \times h_w] = (M_a \times h'_a + M'_v \times h'_v)$$

dimana

M_a , h_a , dan $h'_a = h_a$ = massa dan entalpi udara kering yang masuk dan keluar dari sistem.

M_v dan h_v = massa dan entalpi uap air di udara lembab memasuki sistem.

M'_v = massa uap air meninggalkan sistem.

$(M'_v - M_v)$ dan h_w = massa dan entalpi air susunan sama dengan entalpi cair jenuh pada suhu T_w .

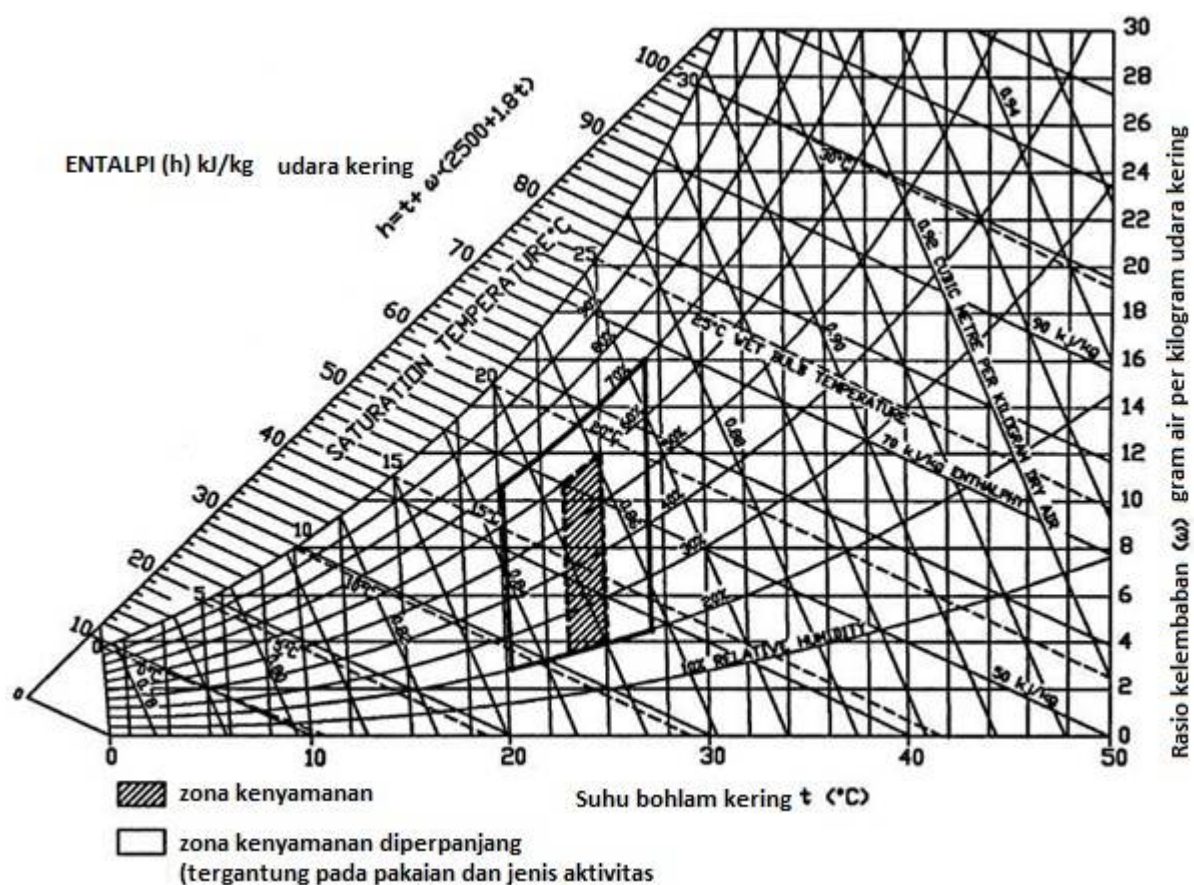
h'_v = entalpi uap air dalam campuran jenuh meninggalkan sistem pada suhu T_w (diasumsikan sama dengan entalpi uap air jenuh pada suhu T_w).

Representasi grafis dari sifat-sifat utama campuran udara lembab disediakan oleh grafik psikrometri, di mana set kurva diberikan untuk tekanan campuran yang umumnya sama dengan tekanan atmosfer (0,1 MPa). Contoh grafik psikrometri, seperti yang disarankan oleh ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers—USA), diilustrasikan pada Gambar 13.3, di mana koordinatnya adalah rasio kelembaban dan entalpi. Grafik lain dapat digunakan, dengan pilihan koordinat yang berbeda.

Dengan mengacu pada Gambar 13.3, perhatikan bahwa:

- Garis rasio kelembaban konstan adalah horisontal.

- Garis entalpi konstan adalah garis miring yang sejajar satu sama lain. Nilai entalpi sesuai dengan hubungan yang diberikan di atas.
- Garis suhu *wet-bulb* termodinamika konstan adalah garis miring yang tidak sejajar satu sama lain dan arahnya sedikit berbeda dari garis entalpi.
- Garis suhu *dry-bulb* konstan cenderung sedikit dari arah vertikal dan tidak sejajar satu sama lain.
- Garis kelembaban relatif konstan ditunjukkan pada interval 10%. Jalur untuk udara kering (0%) adalah garis horizontal ($\omega=0$). Kurva saturasi adalah garis yang sesuai dengan 100%; suhu titik embun dapat ditemukan di persimpangan garis ω yang konstan dengan kurva saturasi.
- Garis volume spesifik konstan lurus, tetapi tidak sejajar satu sama lain.



Gambar 13.3 Contoh grafik psikrometri seperti yang disarankan oleh ASHRAE.

13.2.1 Proses Pendingin Udara Khas

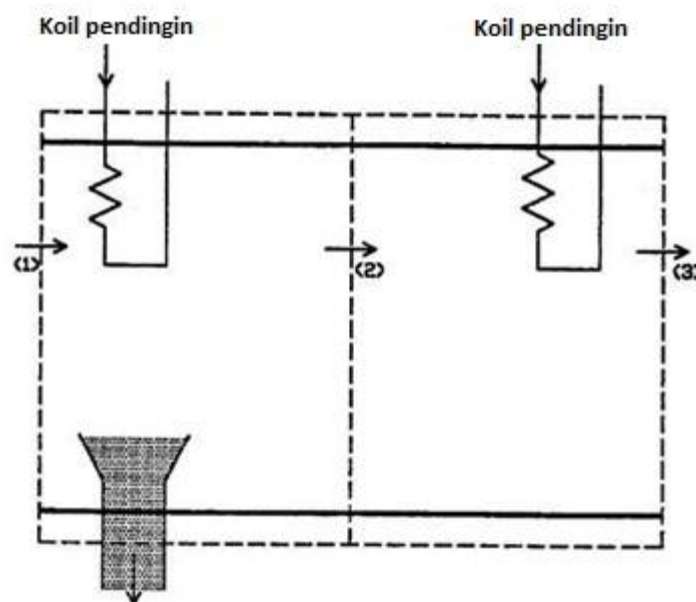
Sebagian besar proses pengkondisian udara khas (dehumidifikasi, humidifikasi, adiabatik, dll.) Dapat dijelaskan dengan menggunakan prinsip-prinsip dasar yang dibahas di atas dan grafik psikrometri. Bila perlu untuk menurunkan kelembaban relatif, dehumidifikasi umumnya dilaksanakan oleh bagian pendingin diikuti oleh bagian pemanasan ulang. Ada juga metode dehumidifikasi lainnya, seperti penyerapan bahan kimia oleh garam.

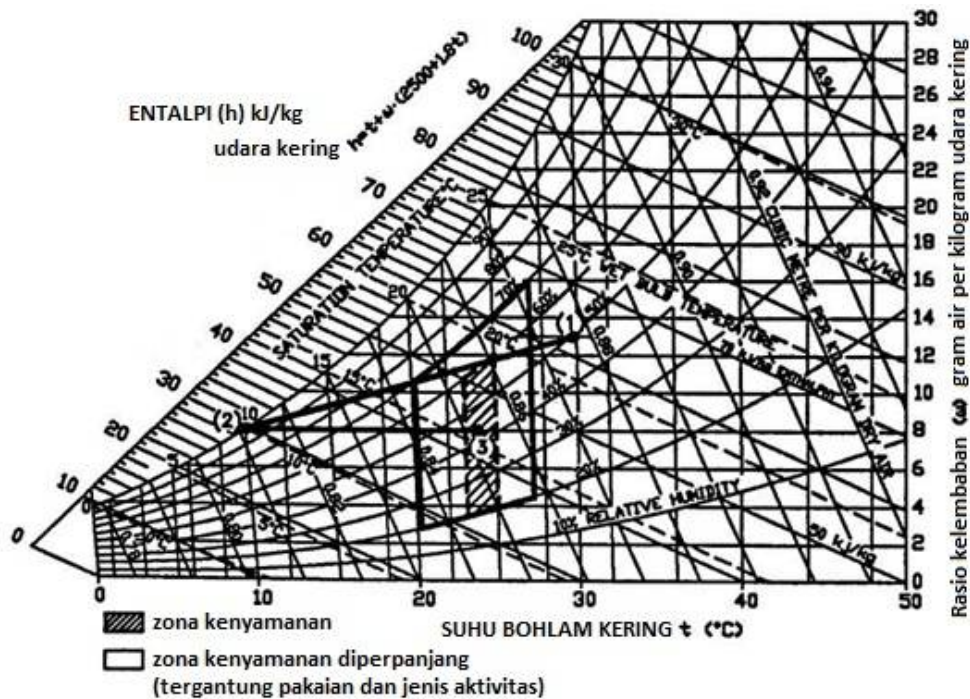
Dalam proses dehumidifikasi oleh bagian pendingin (lihat Gambar 13.4), aliran udara lembab (titik 1) didinginkan di bawah suhu titik embunnya, sehingga uap air awal mengembun. Campuran udara lembab jenuh (dengan kelembaban relatif 100% dalam kondisi operasi ideal dan rasio kelembaban lebih rendah) meninggalkan bagian dehumidifikasi (titik 2) pada suhu jenuh di bawah titik embun (tekanan parsial akhir uap air pada titik 2 lebih rendah daripada tekanan parsial awal uap air dalam campuran, karena kondensat telah dihilangkan). Aliran udara lembab ini umumnya harus dipanaskan kembali di bagian berikut untuk membawanya ke kondisi yang oleh sebagian besar penghuni akan merasa nyaman. fasa terakhir ini terjadi pada tekanan parsial konstan dan rasio kelembaban konstan sehingga suhu baru (titik 3) tercapai dengan kelembaban relatif kurang dari 100%.

Untuk menghindari pemanasan ulang, yang merupakan operasi yang menghabiskan energi, sistem dehumidification dapat membawa campuran udara lembab di dekat zona nyaman alih-alih mencapai saturasi.

Humidifikasi diterapkan ketika perlu untuk meningkatkan kadar air di udara.

Itu bisa dicapai dengan uap atau injeksi air. Dalam kasus pertama, rasio kelembaban dan suhu bohlam kering akan meningkat. Pada yang terakhir suhu di outlet akan lebih rendah dari pada inlet.





Gambar 13.4 Dehumidifikasi oleh bagian pendinginan diikuti oleh bagian pemanasan ulang: Peralatan dasar dan representasi grafik psikrometri.

Pendinginan dengan penguapan dapat dilakukan di iklim panas kering. Ini dilakukan dengan menyemprotkan air ke udara atau dengan memaksa kontak dengan air. Karena kelembaban udara masuk yang rendah, sebagian air menguap, sehingga menurunkan suhu udara dan meningkatkan kelembaban relatif. Jika nilai kelembaban relatif inlet kecil, kelembaban akhir dapat dianggap nyaman. Tidak ada energi yang ditambahkan, sehingga fenomena ini dapat dianggap sebagai proses adiabatik (seperti pelembapan dengan injeksi air). Karena kurva entalpi konstan dari campuran tersebut mendekati kurva suhu *wet-bulb* konstan, proses terjadi pada suhu *wet-bulb* konstan, seperti yang ditunjukkan oleh grafik psikrometri.

Pencampuran adiabatik dari dua aliran udara lembab dapat terjadi ketika aliran panas dan dingin bercampur atau ketika udara buangan atau udara eksternal ditambahkan.

13.3 Perhitungan Beban Pemanasan dan Pendinginan

Desain sistem HVAC membutuhkan analisis rinci tentang beban pendinginan dan pemanasan. Pilihan antara sistem yang berbeda tergantung pada banyak faktor seperti tata letak bangunan dan hunian, persyaratan instalasi dan pemeliharaan, biaya modal dan operasi, biaya energi, dan persyaratan produksi.

Langkah pertama dalam merancang sistem HVAC adalah perhitungan beban pemanasan dan pendinginan.

Untuk menghitung beban pemanasan, kerugian transmisi panas melalui dinding, kaca, langit-langit (*ceiling*), lantai, dan permukaan lainnya harus dipertimbangkan bersama dengan kerugian infiltrasi. Suhu *indoor* dan *outdoor* yang diperlukan jelas harus diperhitungkan. Selain

itu, energi yang dibutuhkan untuk menghangatkan udara luar ke suhu ruang harus dipertimbangkan. Jumlah dari semua istilah ini mewakili total beban pemanasan.

Tabel 13.1 Muatan umum dari penghuni di ruang yang dikondisikan

Jenis aktivitas	Total panas (W)	Panas yang masuk akal (W)	Panas laten (W)
Tidur	70	50	20
Duduk dengan tenang	110	75	35
Duduk ringan	140	140	60
Pekerjaan ringan berdiri	150	80	70
Pekerjaan ringan di pabrik	250	100	150
Menari	275	100	175
Pekerjaan berat di pabrik	450	180	270
Olahraga	600	250	350

Sumber panas internal (panas yang masuk akal dan laten yang dihasilkan oleh orang, motor, dan mesin) dapat memengaruhi ukuran sistem pemanas dan mode operasinya. Di pabrik industri (manufaktur, pusat data, lainnya) dan bangunan komersial, sumber panas internal dapat memasok sebagian besar kebutuhan pemanasan.

Dalam perhitungan pendinginan, panas (panas yang masuk akal atau laten) yang masuk atau dihasilkan dalam ruang harus dihitung. Hal ini dapat disebabkan oleh transmisi (seperti dalam mode pemanasan) ke radiasi matahari, ke infiltrasi luar ruangan dan ventilasi (panas yang masuk akal dan panas), kepada orang-orang (tergantung pada aktivitas yang dilakukan 100–400 W/orang, di mana panas laten mewakili 30–60%: semakin besar upaya fisik, semakin tinggi nilainya), dan ke sumber panas lainnya yang masuk akal seperti penerangan, motor, dan peralatan lainnya (dengan nilai tergantung pada kekuatan dan efisiensinya).

Rincian perhitungan ini dapat ditemukan di buku pegangan khusus dan dalam publikasi ASHRAE. Tabel 13.1 memuat daftar muatan tipikal dari penghuni.

Hubungan dasar yang disederhanakan untuk evaluasi awal beban pemanasan dan pendinginan dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$Q = (c_d + 0.35 \times n_v) \times VB \times \Delta t \pm Q_i$$

dimana

Q = total muatan (W).

c_d = total koefisien dispersi bangunan (W/m³ K).

n_v = tingkat ventilasi dalam jumlah volume bangunan per jam (1/jam).

$0.35n_v$ = laju aliran kapasitas panas udara (W/m³ K); hanya kontribusi dari panas yang masuk akal di sini yang dipertimbangkan (lihat entalpi dari campuran dalam Bagian 13.2).

VB = volume bangunan (m³).

Δt = perbedaan suhu rata-rata antara luar dan dalam.

Q_i = kontribusi sumber internal (W) dikurangi dari konsumsi pemanas di musim dingin dan ditambahkan ke konsumsi pendingin di musim panas. Dalam mode pendinginan,

kontribusi internal dari pencahayaan dan penghuni mencapai 10-20% dari total beban. Nilai yang lebih tinggi dapat ditemukan dalam situasi tertentu.

Nilai koefisien di atas tergantung pada insulasi bangunan (lihat juga Bab 8), pada kapasitas panas (panas spesifik dikalikan dengan massa) dari struktur bangunan yang dipengaruhi oleh suhu dalam ruangan, pada iklim, dan pada rasio antara total permukaan dispersi (lantai dasar, langit-langit (*ceiling*), permukaan eksternal dengan jendelanya) dan volume bangunan.

Semakin dingin suhu luar rata-rata, semakin rendah total koefisien bangunan c_d (nilai-nilai tipikal berkisar antara 0,35 hingga 1 W/m³ K) haruslah; semakin tinggi rasio dispersi permukaan/volume, semakin tinggi koefisien c_d .

Koefisien n_v umumnya tidak melebihi kesatuan jika mengacu pada volume kotor bangunan, sehingga nilai rata-rata ($c_d + 0,35n_v$) mulai dari 0,7 hingga 1,3 W/m³ K dapat diasumsikan untuk perhitungan beban total. Perhatikan bahwa untuk situasi tertentu, koefisien n_v bisa lebih tinggi dari 10.

Panas laten dapat dimasukkan dalam hubungan yang disederhanakan (Q) dengan menggunakan perbedaan antara entalpi total campuran udara-air luar dan dalam (lihat Bagian 13.2).

13.4 Sistem HVAC Khas

Dalam sistem HVAC, mode pemanas umumnya dioperasikan dengan menggunakan boiler, pompa panas, dan panas yang dipulihkan (*recovered heat*); kadang-kadang, tergantung pada kondisi setempat, sistem yang dipanaskan secara listrik dapat digunakan.

Sistem HVAC untuk pendinginan pada dasarnya adalah sistem pendingin dan sistem penguapan.

Sistem pendingin menggunakan kompresor atau sistem penyerapan (lihat Bab 12). Refrigeran menguap melalui evaporator yang bisa menjadi penukar udara/refrigeran atau air/refrigeran. Jika penukar ditempatkan di ruangan untuk didinginkan, udara didinginkan secara langsung ketika bergerak melintasi kumparan. Kondensasi bisa melalui air (dengan menara pendingin) atau melalui udara.

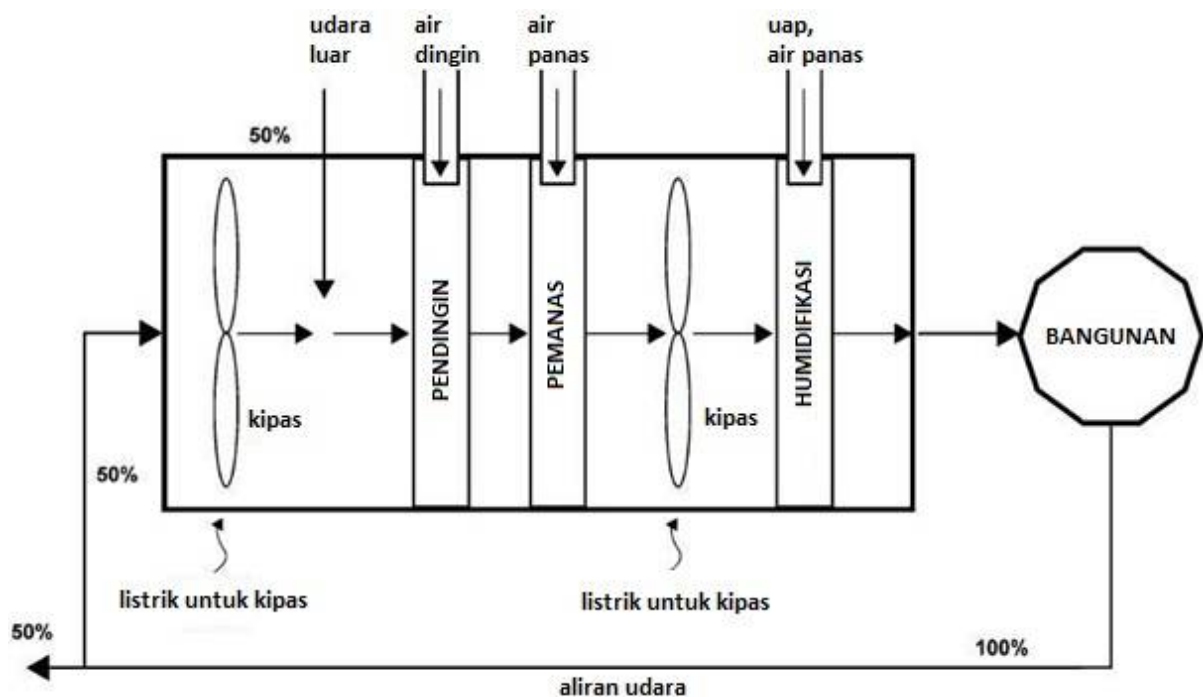
Dalam sistem HVAC penguapan, hanya pompa yang diperlukan untuk memindahkan air ke dalam rangkaian dan untuk memaksa kontak dengan udara.

Pompa panas, sebagai unit individual atau pabrik terpusat, menyediakan pemanas dan pendingin (lihat Bab 12).

Peralatan bantu terdiri dari AHU (*air-handling units* unit/penanganan udara), pompa dan kipas, dan sistem kontrol.

Sistem HVAC dapat diklasifikasikan sebagai (1) sistem semua-udara (*all-air systems*), (2) sistem semua-air (*all-water systems*), (3) sistem air-air (*air-water systems*), dan (4) unit individu (*individual units*). Sistem Kelas (1) melayani ruang yang dikondisikan terutama melalui jaringan saluran. Sistem Kelas (2) didasarkan pada jaringan perpipaan yang mengalirkan energi sebagai air ke unit terdistribusi, biasanya unit koil kipas. Sistem Kelas (3) adalah kombinasi dari sistem sebelumnya. Sistem Kelas (4) didasarkan pada peralatan independen.

Gambar 13.5 menunjukkan skema dasar unit penanganan udara di mana penggunaan energi utama (listrik untuk kipas, air dingin dan panas, uap) ditunjukkan. Perhatikan bahwa pembagian di antara mereka tergantung pada parameter operasi, *indoor* dan *outdoor*. Listrik selalu menjadi bagian terpenting dari konsumsi energi AHU.



Gambar 13.5 Skema dasar unit penanganan udara.

13.4.1 All-Air Systems

All-air system dapat diklasifikasikan sebagai berikut: suhu variabel dan volume konstan, suhu konstan dan volume variabel, dan volume variabel dan suhu variabel.

Suhu variabel dan sistem volume konstan termasuk sistem zona tunggal, zona multi dengan pencampuran terpusat, pemanasan ulang di setiap zona, saluran ganda dengan kotak pencampuran di setiap zona.

Suhu konstan dan sistem volume variabel terutama sistem saluran ganda, satu saluran dengan udara ventilasi dalam kondisi netral sama dengan ruang yang dikondisikan dan yang lainnya untuk pendinginan dan pemanasan.

Volume variabel dan sistem suhu variabel terutama *dual-duct* dengan kotak pencampuran. Banyak kombinasi dari sistem sebelumnya dimungkinkan.

Perhatikan bahwa dalam mode pemanasan ulang, udara dingin disuplai ke setiap zona (untuk mode pendinginan) dan kemudian udara dipanaskan kembali sesuai dengan suhu yang diperlukan untuk setiap zona. Sistem ini mengkonsumsi banyak energi karena duplikasi penggunaan energi. Volume udara variabel, yang memerlukan udara pasokan pada suhu konstan, didasarkan pada kontrol katup atau pada kontrol kecepatan kipas variabel (dengan menggunakan termostat lokal) dari aliran udara yang dipasok ke setiap zona, untuk memastikan hanya pasokan udara yang dibutuhkan oleh beban nyata dari setiap zona. Dengan cara ini konsumsi energi berkurang.

13.4.2 All-Water Systems

Sistem ini menggunakan koil kipas atau ventilator unit, baik dari tipe di bawah jendela atau dipasang di langit-langit (*ceiling*), diumpankan oleh jaringan pipa. Untuk pemanasan saja, radiator umumnya dipasang. Dalam hal ini, pelepasan panas terjadi melalui konveksi (80-60%) dan radiasi (20-40%).

13.4.3 Air-Water Systems

Dalam sistem campuran, udara dan air, energi yang disuplai ke setiap kamar dibagi antara sistem air, seperti radiator, koil kipas, sistem radiasi (untuk instalasi lantai atau langit-langit (*ceiling*) yang diumpankan dengan uap atau air super panas) atau unit induksi, dan pasokan udara sistem. Ada berbagai kombinasi yang tersedia.

Sistem air dapat memasok sebagian besar permintaan pemanas ruangan sementara fungsi utama sistem udara adalah untuk memenuhi persyaratan pembaruan udara dan kualitas serta mengontrol kelembaban.

Dalam sistem induksi, udara primer yang dikondisikan secara terpusat disuplai ke unit plenum pada tekanan tinggi, yang menginduksi udara sekunder dari ruangan mengalir di atas kumparan sekunder tempat dipanaskan atau didinginkan karena zona mungkin menuntut. Unit induksi yang disebut digunakan dalam sistem ini.

13.4.4 Individual Units

Ini adalah unit paket untuk pendinginan. Kondensor umumnya berpendingin udara dan mengeluarkan panas dari ruangan. Biasanya koil pendingin ekspansi langsung dipasang. Unit-unit ini hanya memungkinkan kontrol suhu.

13.4.5 Sistem Radiant untuk Pemanasan

Energi radiasi dapat digunakan untuk pemanasan melalui tabung radiasi di mana cairan panas atau gas panas mengalir. Suhu gas panas kira-kira 300-400°C (572-752°F). Knalpot (*exhausts*) dari proses dapat dengan mudah digunakan.

Sistem ini bisa ekonomis jika pemanasan harus dipusatkan di area yang ditentukan di dalam gedung, tanpa memanaskan seluruh permukaan dan volume. Ini menghindari stratifikasi udara yang terjadi pada konstruksi langit-langit tinggi.

Konsumsi operasi umum sistem radiasi gas panas untuk aplikasi industri adalah 0,02 Sm³/jam gas alam per meter persegi permukaan yang dipanaskan (175 W/m²; 17,5 W/m³ jika tinggi bangunan 10 m, 32,8 kaki).

13.5 Kontrol Terpusat

Kontrol terpusat sistem HVAC memungkinkan penghematan yang signifikan pada konsumsi energi dan biaya.

Strategi kontrol untuk sistem HVAC mencakup banyak fitur seperti kemunduran (*setback*) suhu malam untuk mode pemanasan, *cooldown* malam dengan udara luar untuk mode pendinginan, kontrol suhu luar dan dalam, minimalisasi udara luar selama pemanasan, pengurangan ventilasi berlebihan, penggunaan udara luar untuk pendinginan bila memungkinkan (pendinginan gratis dalam mode pendinginan), kontrol kelembaban, dan implementasi siklus dengan shutdown malam dan pemanasan pagi.

Sistem kontrol terpusat didasarkan pada perolehan sejumlah besar parameter (ratusan atau ribuan nilai suhu, kelembaban, dan tekanan) di semua bagian bangunan dan di luar, dan pada pemodelan bangunan untuk membuat kontrol yang tepat dari setiap instalasi mungkin. Tentu saja, program pemodelan *offline* dan *online* tersedia untuk meningkatkan desain dan pengoperasian sistem HVAC.

Selain kontrol optimal suhu dan kelembaban di setiap zona bangunan, yang didasarkan pada ketersediaan sensor dan transduser untuk mengatur suhu udara atau air yang dipasok ke zona tunggal, penghematan energi yang signifikan dapat dicapai dengan cukup gunakan udara luar atau dengan mengedarkan udara buangan jika memungkinkan.

Laju pemulihan panas dapat dikontrol berdasarkan suhu bohlam kering dari udara luar atau nilai entalpi-nya. Pendekatan terakhir berkinerja lebih baik, karena mengukur kandungan panas udara luar dan menghindari kesalahan karena perbedaan antara suhu *dry-bulb* dan *wet-bulb*; kekurangannya adalah itu membutuhkan lebih banyak perawatan.

13.6 Sistem Penghematan Energi

Penghematan energi dalam sistem HVAC terutama didasarkan pada pemantauan peralatan yang ada dan pengoperasian komponen tunggal seefisien mungkin. Ventilasi yang benar (pasokan udara luar ditambah udara resirkulasi yang telah dirawat di AHU untuk mempertahankan kualitas udara yang diinginkan dalam ruang yang ditentukan) dapat memungkinkan penghematan energi yang signifikan (energi listrik untuk kipas, energi pemanas dan pendingin, dan perawatan tambahan, seperti pelembapan dan dehumidifikasi, dapat dikurangi).

Targetnya harus selalu mengurangi beban dengan mengurangi kerugian dari bangunan dan kontribusi negatif untuk operasi pendinginan dari mesin dan penerangan; Namun, perkuatan yang dibutuhkan cukup mahal.

Pemulihan panas dari peralatan dan sumber lain seperti udara buangan dari bangunan harus selalu dipraktekkan jika memungkinkan.

Kemampuan penyimpanan energi, seperti air dingin atau penyimpanan es untuk pendinginan (lihat Bagian 4.9) dan bangunan yang dirancang khusus dengan struktur kapasitas termal tinggi (lihat Bagian 13.3), akan meningkatkan efisiensi sistem dengan menurunkan profil permintaan. Penyimpanan juga memungkinkan untuk mengalihkan konsumsi energi dari jam sibuk ke jam hemat, sehingga meningkatkan penghematan biaya energi.

Ketika tingkat ventilasi tinggi, sistem yang memungkinkan pemulihan panas dari udara buangan dapat dipasang (lihat contoh pada Bagian 13.7).

Sistem Economizer digunakan untuk mencampur udara eksternal dengan udara balik; misalnya dalam mode pendinginan udara balik pada 24°C (75°F) dapat dicampur dengan udara luar yang dingin untuk mempertahankan udara input pada 10–15°C (50–60°F) dalam ruang dingin. Jika suhu luar sekitar nilai yang ditetapkan, 100% udara luar dapat digunakan. Dengan demikian sistem bekerja dalam mode pendinginan gratis. Di musim panas, integrasi udara luar dijaga serendah mungkin.

13.7 Contoh Praktis

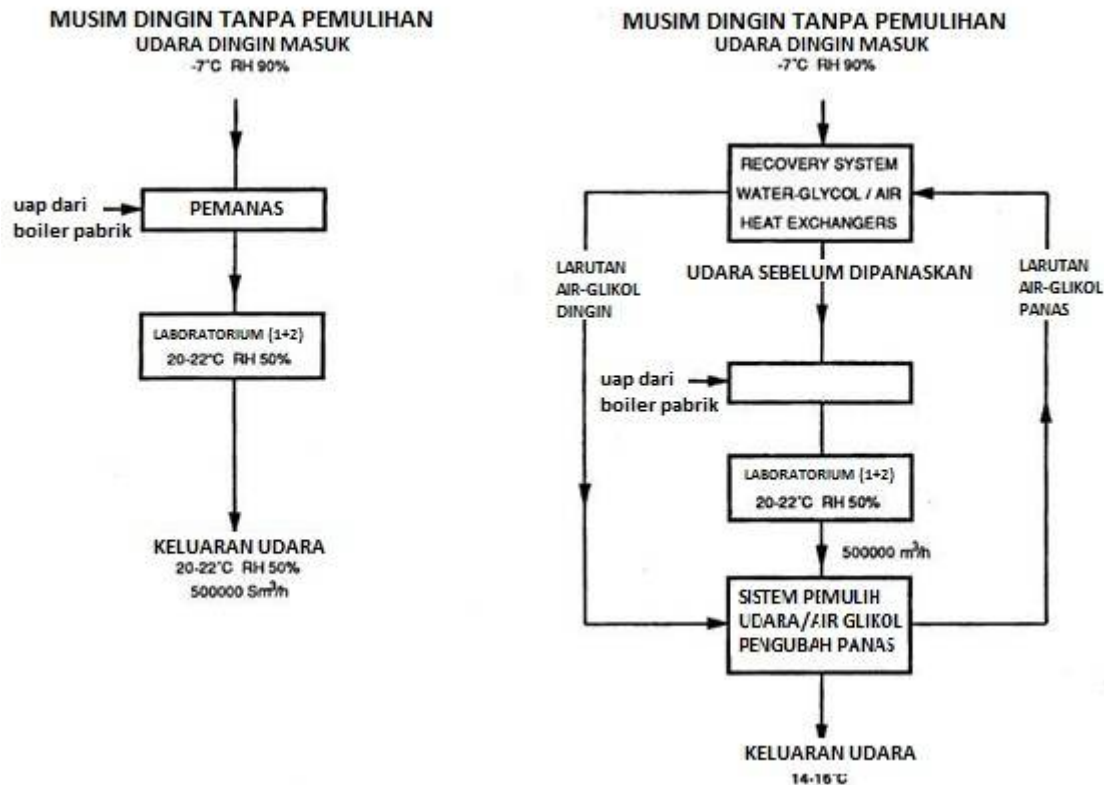
Contoh 1. Pemulihan panas dari udara buangan dari gedung dan udara masuk ke gedung.

Laboratorium industri, seperti yang ada di pabrik farmasi dan kimia, umumnya memerlukan tingkat ventilasi tinggi: 10–15 volume udara luar yang masuk ke dalam gedung dan harus dipanaskan atau didinginkan untuk mempertahankan suhu yang diperlukan dan kelembaban relatif.

Contoh ini menggambarkan penghematan energi oleh sekelompok penukar (udara ke udara dengan larutan glikol air sebagai cairan perantara) yang memulihkan kandungan energi udara saluran pembuangan di musim dingin dan udara masuk di musim panas.

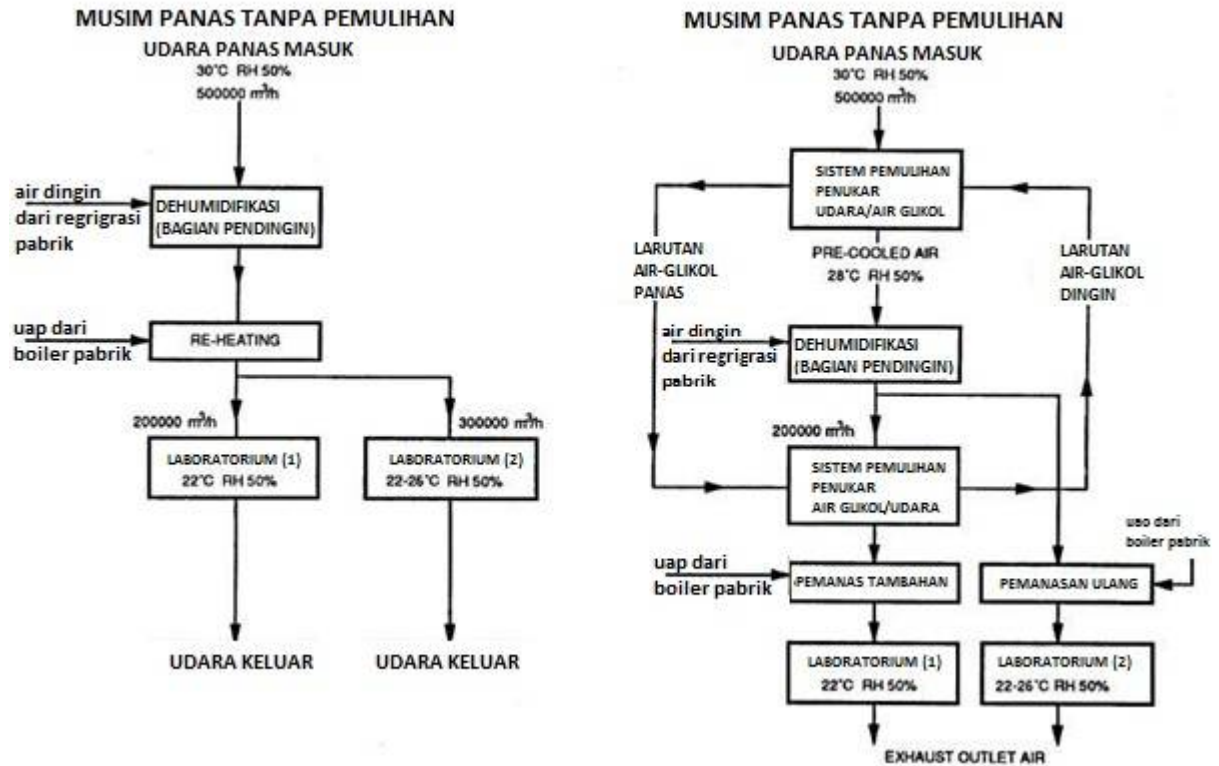
Aliran udara tanpa dan dengan peralatan pemulihan diwakili dalam Gambar. 13.6 dan 13.7. Penukar uap/udara yang disuplai dengan boiler melakukan semua pemanasan. Jika penukar pemulihan diinstal, sistem diubah seperti pada gambar. Ada dua mode operasi:

- Mode musim dingin (lihat Gambar 13.6):
Penukar dipasang untuk memulihkan masuk akal dan kadang-kadang juga panas laten dari udara outlet pembuangan. Panas dilepaskan ke larutan glikol air, yang bersirkulasi melalui pompa, dan bertukar panas dengan udara masuk yang sebaliknya harus dipanaskan oleh penukar uap/penukar udara yang diberi makan boiler.



Gambar 13.6 Aliran udara tanpa dan dengan peralatan pemulihan di musim dingin.

- Mode musim panas (lihat Gambar 13.7):
Udara masuk melewati bagian dehumidifikasi pendingin, diikuti oleh bagian pemanas ulang di mana penukar uap/penukar udara umpan boiler dipasang. Sistem pemulihan mengekstrak panas dari total udara masuk dan memindahkannya ke bagian (40%) dari udara yang meninggalkan bagian dehumidifikasi, sehingga mengurangi konsumsi energi untuk memanaskan kembali yang terakhir. Udara masuk total didinginkan; dengan demikian, konsumsi pabrik pendingin kompresor berkurang.
- Mode musim menengah:
Tidak ada pemulihan yang terjadi dan semua panas disuplai oleh penukar uap/udara yang diberi makan boiler.



Gambar 13.7 Aliran udara tanpa dan dengan peralatan pemulihan di musim panas.

Penghematan energi dalam mode musim dingin dan musim panas dihitung dengan hanya mempertimbangkan (1) energi yang diperlukan sistem HVAC (pabrik boiler dan pabrik pendingin kompresor) tanpa panas yang dipulihkan dan (2) konsumsi tambahan karena sistem baru. Perhitungannya dirangkum dalam Tabel 13.2.

Evaluasi ekonomi ditunjukkan pada Tabel 19.4.

Tabel 13.2 Penghematan energi dengan pemulihan panas dari knalpot dan udara masuk.

		MODE MUSIM DINGIN (lihat Gambar. 13.6)	Sistem pemulihan	Pengisian bahan bakar setara
a	Laju aliran udara buang RH 50 % 22°C	m ³ /h	500,000	
$b = a/0.848$	Laju aliran massa udara kering	kg/h	589,623	
$c = b \times 0.00825$	Laju aliran kelembaban	kg/h	4,864	
d	Peningkatan suhu saluran masuk-keluar	°C	6	
$e = d \times (1 + 0.00825 \times 1.8)$	Penurunan entalpi per kg udara kering	kJ/kg	6.1	
$f = e \times b$	Panas	kJ/h	3,590,271	3,590,271
$f' = f/3,600$		kW	997	997
$g'' = f'/1.055$		Btu/h	3,403,101	3,403,101
g	Efisiensi boiler			0.85
$h = f/g$	Konsumsi boiler (gas alam)	kJ/h		4,223,849
$h' = h/3,600$		kW		1,173
$h'' = h'/1.055$		Btu/h		4,003,648
$i = h/34,325$		Sm ³ /h		123.1
l	Konsumsi listrik tambahan	kW	20	0
m	Jam kerja	h/tahun	3,750	3,750
	Konsumsi energi			
$n = l \times m$	Energi listrik	kWh/tahun	75,000	0
$o = i \times m$	Energi termal	Sm ³ /tahun	0	461,454

(lanjutan)



Tabel 13.2 (lanjutan).

	MODE MUSIM PANAS (see Fig. 13.6)		Sistem pemulihan	Boiler dengan bahan bakar setara
A	Laju aliran udara buang RH 100 % 12°C	m ³ /h	200,000	
$B = A/0.815$	Laju aliran massa udara kering	kg/h	245,399	
$C = B \times 0.0076$	Laju aliran kelembaban	kg/h	1,865	
D	Peningkatan suhu	°C	5	
$E = D \times (1 + 0.0076 \times 1.8)$	Penurunan entalpi per kg udara kering	kJ/kg	5.07	
$F = E \times B$	Panas	kJ/h	1,243,779	1,243,779
$F' = F/3,600$		kW	345	345
$F'' = F/1.055$		Btu/h	1,178,938	1,178,938
G	Efisiensi boiler			0.85
$H = F/G$	Konsumsi boiler (gas alam)	kJ/h		1,463,270
$H' = H/3,600$		kW		406
$H'' = H/1.055$		Btu/h		1,386,985
$I = H/34,325$		Sm ³ /h		42.6
L	Konsumsi listrik tambahan	kW	20	0
M	Laju aliran udara masuk RH 50 % 30°C	m ³ /h	500,000	
$N = M/0.87$	Laju aliran massa udara kering	kg/h	574,713	
$O = N \times 0.0133$	Laju aliran kelembaban	kg/h	7,644	
P	Penurunan suhu keluar-masuk	°C	2.2	
$Q = P \times (1 + 0.013 \times 1.8)$	Penurunan entalpi per kg udara kering	kJ/kg	2.047	2.047
$R = Q \times N$	Ekstraksi panas	kJ/h	1,176,943	1,176,943
$R' = R/3,600$		kW	327	327
$R'' = R/1.055$		Btu/h	1,114,997	1,114,997
S	Pabrik pendingin COP			4.5
$T = R'/S$	Konsumsi energi listrik	kW		72.6
V	Konsumsi listrik tambahan	kW	10	
Z	Jam kerja	h/tahun	1,250	1,250

Tabel 13.2 (lanjutan).

	Konsumsi energi			
$X= Z \times (L + T + V)$	Energi listrik	kWh/tahun	37,500	90,766
$Y= Z \times I$	Energi termal	Sm ³ /tahun	0	53,287
	Mode musim dingin + panas		Sistem pendingin	Boiler + kompresor setara
	Konsumsi energy		(I)	(II)
$EE= X + n$	Konsumsi listrik	kWh/tahun	112,500	90,766
$ET= Y + o$	Konsumsi termal	Sm ³ /tahun	0	514,741
	Hemat daya (II)-(I)			
$SE= EE(II)-EE(I)$ $ST= ET(II)-ET(I)$ $ST'= ST \times 34.325/41,860$	Energi listrik Energi termal	kWh/tahun SDm ³ /tahun TOE/tahun	-21,734 514,741 422	
Mode musim dingin (kondisi desain) Outdoor -7°C, 19.4°F, kelembaban relatif 90 % Masuk 22°C, 71.6°F, kelembaban relatif 50 %		Mode musim panas (kondisi desain) Outdoor 32°C, 89.6°F, kelembaban relatif 50 % Masuk 22–26°C, 71.6–78.8°F, kelembaban relatif 50 %		
Mode musim dingin (kondisi rata-rata) Outdoor 2°C, 35.6°F, kelembaban relatif 90 % Masuk 22°C, 71.6°F, kelembaban relatif 50 %		Mode musim panas (kondisi rata-rata) Outdoor 30°C, 86°F, kelembaban relatif 50 % Masuk 22–26°C, 71.6–78.8°F, kelembaban relatif 50 %		
Entalpi (kJ/kg) per kg udara kering = $t + \text{rasio kelembaban} \times (2,500 + 1.8 \times t)$ dimana t (°C)				
Entalpi (kJ/kg) increase (e) per kg udara kering = $6 \times (1 + 0.00825 \times 1.8)$				
Entalpi (kJ/kg) increase (E) per kg udara kering = $5 \times (1 + 0.0076 \times 1.8)$				
Entalpi (kJ/kg) drop (Q) per kg udara kering = $2 \times (1 + 0.013 \times (1.8))$				
LHV of natural gas 34,325 kJ/Sm ³				



Contoh 2. Kontrol terpusat sistem HVAC.

Kontrol terpusat sistem HVAC dapat diterapkan pada bangunan industri, komersial, dan perumahan untuk menjamin kondisi yang nyaman dengan konsumsi energi minimum.

Semua jenis perangkat lunak dan perangkat keras tersedia di pasar. Perkiraan penghematan energi akan membutuhkan pengetahuan tentang banyak detail dan data di situs yang bersangkutan dan pada perangkat keras dan perangkat lunak yang dipilih.

Sebagai aturan umum, penghematan 15% dari konsumsi energi sebelumnya untuk HVAC dapat dianggap sebagai nilai rata-rata.

Bangunan dengan luas 45.000 m² (485.000 ft²) dan 100.000 m³ (3.531 103 ft³) ruang yang akan dipanaskan dan didinginkan dipertimbangkan. Konsumsi adalah 600 TOE untuk pemanasan di musim dingin (2.500 jam/tahun) dan 1.600 MW jam untuk pendinginan di musim panas (2.000 jam/tahun). Penghematan energi yang terkait dengan pemasangan sistem kontrol terpusat, berdasarkan 750-1.250 titik kontrol di dalam gedung, kemudian diperkirakan sama dengan 90 TOE/tahun dan 240 MW jam/tahun.

Evaluasi ekonomi ditunjukkan pada Tabel 19.4 di mana hanya kontribusi penghematan energi dipertimbangkan.

Keuntungan lain, seperti kenyamanan dan pengurangan jam kerja untuk pemeliharaan dan operasi pabrik, tentunya akan meningkatkan keuntungan ekonomi dari sistem kontrol terpusat (lihat juga Bagian 17.8).

14. Pencahayaan

14.1 Pendahuluan

Setiap bangunan, setiap ruang di pabrik, memiliki karakteristiknya sendiri dan harus disurvei dengan cermat untuk memastikan kualitas dan kuantitas pencahayaan terbaik. Tergantung pada jenis kegiatannya, konsumsi energi untuk penerangan dapat menjadi bagian yang signifikan dari total konsumsi energi, seperti di supermarket dan bangunan komersial (hingga 20-30%), atau persentase yang sangat kecil (kurang dari 5%) dari total konsumsi energi. konsumsi energi total, seperti di pabrik.

Energi dapat dihemat baik dengan pilihan sistem pencahayaan yang tepat untuk instalasi baru atau perkuatan dan dengan kontrol aliran energi (kontrol intensitas, *on/off switching*).

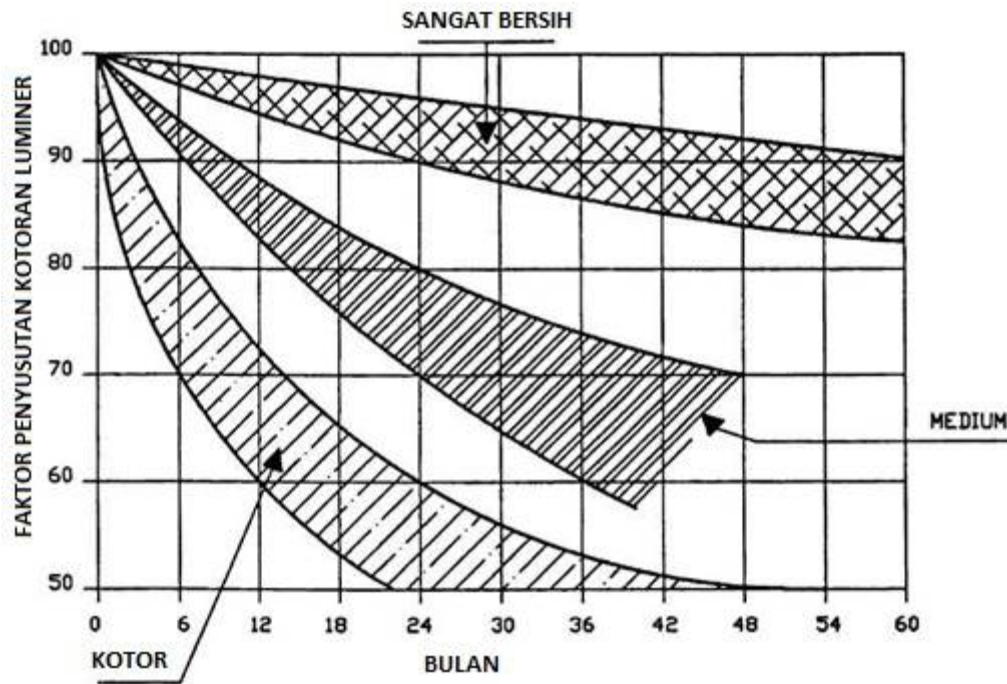
14.2 Prinsip-Prinsip Dasar Sistem dan Definisi Pencahayaan

Konsep dasar dan definisi mengenai pencahayaan dijelaskan secara singkat di bawah ini.

- Luminous intensity. Intensitas cahaya lampu dinyatakan dalam candela (cd; lihat Tabel 2.1).
- Lumen. Lumen adalah unit keluaran fluks bercahaya dari lampu. Fluks bercahaya dinyatakan dalam lumen (lm) = $\text{cd} \times \text{sr}$ (intensitas cahaya dalam candela dikalikan dengan sudut padat di steradian).
- Luminance. Luminance adalah jumlah fluks bercahaya per unit area yang meninggalkan permukaan lampu ke arah tertentu. Ini diekspresikan dalam cd/m^2 atau dalam cd/ft^2 .
- Illuminance. Pencahayaan adalah jumlah cahaya yang jatuh pada suatu permukaan. Ini dinyatakan dalam lux (lx) = lm/m^2 atau di footcandle jika permukaan 1 kaki persegi diasumsikan ($1 \text{ footcandle} = 10.764 \text{ lx}$).
- Lamp efficiency. Efisiensi lampu adalah rasio antara fluks bercahaya dari lampu (lumen) dan daya listrik yang dikonsumsi (watt): dinyatakan sebagai lm/W.
- Reflectance. Reflektansi adalah rasio antara cahaya yang dipantulkan oleh suatu permukaan dan cahaya yang datang di atasnya.
- Chromaticity. Chromaticity atau suhu warna adalah indeks warna terang yang mencakup pertimbangan panjang gelombang dan kemurnian yang dominan. Ini dinyatakan dalam suhu Kelvin. Semakin tinggi suhunya, semakin dingin cahayanya (nilai referensi tipikal 4.100 K untuk bulan; 5.000 K untuk matahari; 10.000–25.000 K untuk langit biru). Chromaticity didefinisikan sebagai suhu benda hitam yang memancarkan cahaya dengan warna yang sama dengan sumber cahaya.
- Color rendering or color rendition. Render warna atau rendisi warna adalah indeks efek sumber cahaya pada penampilan warna objek dibandingkan dengan penampilan warna

di bawah sumber cahaya referensi (nilai rendering warna untuk sumber cahaya referensi sama dengan 100).

- Space distribution. Diagram distribusi ruang memperhitungkan bahwa cahaya yang dipancarkan dari lampu atau luminer dapat bervariasi dalam intensitas cahaya tergantung pada arah. Diagram umumnya dibuat pada bagian bidang dan melaporkan nilai lilin yang mengacu pada fluks 1.000 lm untuk memungkinkan perbandingan antara sistem pencahayaan yang berbeda.
- Luminaire (or fixture). Luminer (atau fixture) didefinisikan sebagai unit pencahayaan lengkap yang terdiri dari lampu atau lampu dan komponen yang dirancang untuk mendistribusikan cahaya (diffuser, reflektor, lensa, dan lainnya) dan untuk menghubungkan lampu ke catu daya.
- Coefficient of utilization (CU) or luminaire efficiency. Koefisien pemanfaatan atau efisiensi luminer adalah rasio dari luminous flux (lumen) yang mencapai bidang kerja dengan total flux (lumen) yang dihasilkan oleh lampu. Koefisien ini memperhitungkan cahaya yang diserap atau dipantulkan oleh dinding, *ceiling*, dan *luminaries*. Nilai-nilainya umumnya ditemukan dalam grafik di katalog pabrikan dan memungkinkan estimasi cepat pencahayaan yang dapat dicapai dengan sistem yang diberikan.
- Lamp and luminaire depreciation factor. Faktor penyusutan lampu dan luminer menghubungkan pencahayaan awal yang disediakan oleh lampu dan luminer baru yang bersih dengan pengurangan iluminasi yang akan mereka berikan pada titik waktu tertentu karena akumulasi kotoran dan penyusutan (lihat Gambar 14.1).
- Task surface. Permukaan tugas adalah area kerja di mana tingkat pencahayaan yang disarankan yang ditentukan oleh asosiasi internasional harus diterapkan. Untuk area sekitarnya, tingkat iluminasi tidak boleh lebih dari 1/3 dari tingkat rata-rata permukaan tugas. Tabel 14.1 menunjukkan nilai iluminasi tipikal untuk permukaan tugas industri yang berbeda; mulai dari 2.000 lx untuk operasi presisi tinggi hingga 50 lx untuk area transit.



Gambar 14.1 Contoh kurva faktor penyusutan (rasio antara iluminasi yang diberikan pada berbagai titik waktu dan yang disediakan oleh sistem baru; ini dinyatakan sebagai persentase)

Tabel 14.1 Pencahayaan permukaan tugas (*task surface*) yang disarankan.

Permukaan tugas	Pencahayaan yang direkomendasikan	
	lx	fc
Tugas yang sangat sulit	1.000–4.000	93–372
Permukaan komersial	750–1.000	70–93
Uji materi, menggambar, menjahit, dll.	750–1,500	70–140
Ruang kantor	250–750	23–70
Area transit	50–150	5–15

14.3 Sistem Pencahayaan Khas dan Peralatan Terkait

Sistem pencahayaan mungkin memiliki banyak komponen: ballast, dimmer, lampu, diffuser, reflektor, lensa, dan peralatan kontrol.

Sistem umumnya diklasifikasikan berdasarkan kategori lampu, sebagai berikut: incandescent, fluoresen, intensitas tinggi seperti uap merkuri, uap logam halida, uap natrium (tekanan tinggi dan tekanan rendah), dan LED (*light emitting diode*).

Untuk semua lampu, kecuali lampu pijar, faktor daya umumnya kurang dari 0,5; untuk meningkatkan nilai ini, kapasitor harus disediakan (lihat Bagian 7.3). Tabel 14.2, 14.3, 14.4, dan 14.5 menunjukkan nilai tipikal dari parameter utama.

Daya pemantulan bervariasi antara 90 dan 30%; chromaticity antara 2.500 dan 3.000 K; dan rendering warna antara 50 dan 90. Sebagai aturan umum, dengan pencahayaan permukaan tugas yang diperlukan berkisar antara 1.000 dan 200 lx dan efisiensi lampu berkisar antara 50 hingga 100 lm/W, nilai khas adalah 20–10 W/m². Tentu saja, nilai yang lebih tinggi dapat

ditemukan jika lampu pijar dengan kurang dari 25 lm/W digunakan atau jika pencahayaan tingkat tinggi direkomendasikan untuk permukaan tugas tertentu.

Tabel 14.2 Nilai rata-rata koefisien reflektansi untuk bahan dan permukaan yang berbeda

Permukaan	Rentang pemantulan (%)
Perak	92
Aluminium	70–60
Zat besi inox	65–55
Cat putih	90-70
Kertas putih	80–70
Dinding putih	90-70
Kayu	30–20
Lantai	60–20

Tabel 14.3 Kromatisitas sumber cahaya

Sumber	Temperatur warna K
Siang hari dengan langit biru	15.000–25.000
Langit yang tertutup	5.000–15.000
Sinar matahari pada siang hari	5.000
Sinar matahari pagi	4,500
Sinar matahari saat matahari terbit	1.700
Lampu pijar	2.500–3.500
Lampu neon	3.000–6.500
Natrium tekanan tinggi	2.000–2.500
Halida logam tekanan tinggi	3.500–4.500
LED	3.000–6.000

Tabel 14.4 Render warna yang disarankan untuk aplikasi khas

Warna rendering	Aplikasi yang disarankan
90	Tugas presisi tinggi, museum
80–90 nada hangat	Rumah, rumah sakit, kantor, sekolah
80–90 nada dingin	Tekstil, percetakan, teknik mesin
60–80	Industri manufaktur
40–60	Industri berat
20–40	Dalam kasus tanpa persyaratan tertentu

Tabel 14.5 Karakteristik keluaran lampu khas

Jenis		Halogen Pijar	Pijar	Frekuensi tinggi berfluorensi	Fluoren	Uap merkuri	Logam halida	Natrium tekanan tinggi	Natrium tekanan rendah	LED
Karakteristik keluaran										
Daya (hanya lampu)	W	100	500	36	32	250	400	400	180	10
Lumen lampu	lm	1.500	12.500	2.600	3.200	14.000	32.000	48.000	33.000	1.000
Efisiensi lampu	lm/W	15	25	72	100	56	80	120	183	100
Kekuatan (hanya pemberat/redup)	W	0	0	10	4	16	25	35	30	< 0.2
Efisiensi lampu+ballast/dimmer	lm/W	15	25	57	89	52	75	110	157	98
Koefisien CU yang khas	%	70	70	70	70	40	40	40	40	90
Efisiensi keseluruhan	lm/W	11	18	40	62	21	32	44	63	88
Masa hidup	h	1.000	3.000	7.500	12.500	10.000	10.000	10.000	10.000	50.000



14.3.1 Lampu Pijar

Lampu pijar terdiri dari filamen resistif di dalam bola kaca yang dievakuasi yang mengandung jejak gas inert. Arus listrik yang melewati filamen menghasilkan cahaya. Dalam lampu pijar khas sekitar 5% dari energi diubah menjadi spektrum yang terlihat, sedangkan keseimbangan dipancarkan sebagai energi dan panas inframerah. Lampu ini memiliki umur yang relatif singkat (kurang dari 2.000 jam), karena filamen secara bertahap menguap, mengurangi diameternya dan meningkatkan ketahanannya. Ini juga mengurangi output cahaya menjadi sekitar 80% dari lumens terukur pada akhir siklus hidup. Lampu pijar tidak membutuhkan pemberat. Nilai khas adalah sebagai berikut: efisiensi lampu 10-15 lm/W, suhu warna 2.800 K, dan rendering warna 100.

Lampu halogen tungsten juga diklasifikasikan sebagai lampu pijar; karakteristik operasi utama adalah bahwa tungsten yang menguap dan mengendap pada dinding bohlam dihilangkan dan disimpan kembali pada filamen. Mereka memiliki banyak keuntungan seperti mempertahankan output lumen mendekati 100% sepanjang hidup, suhu warna yang lebih tinggi (3.000 K), kemanjuran lampu yang lebih tinggi (20-25 lm / W), dan rentang hidup sama dengan 3.000-4.000 jam.

14.3.2 Lampu Fluoresen

Lampu fluoresen membutuhkan ballast yang menyediakan pulsa tegangan tinggi awal untuk memulai pelepasan melalui uap konduksi atau gas (merkuri, argon, kripton, lainnya). Ballast juga membatasi aliran arus melalui lampu. Pada dasarnya ballast dapat berupa induktor atau perangkat elektronik frekuensi tinggi. Yang terakhir ini memiliki keunggulan (1) mengurangi konsumsi daya sistem pencahayaan sekitar 30%, sehingga meningkatkan efisiensi lumener, jika digunakan dengan lampu fluoresen yang dirancang untuk bekerja pada frekuensi tinggi, puluhan kHz, bukannya 50-60 Hz, dan (2) peredupan dari 25 hingga 100%.

Efisiensi lampu meningkat dengan panjang busur; ini menjelaskan mengapa lampu neon umumnya berbentuk tabung. Nilai tipikal adalah 70-100 lm/W. Rentang hidup ditentukan oleh laju kerugian bahan pemancar elektron dan juga dipengaruhi oleh berapa kali lampu dinyalakan (umur khasnya adalah 7.000-12.000 jam, bukan 1.000-2.000 jam untuk lampu pijar). Faktor penyusutan lampu mencapai 90% setelah 1.000 jam dan kemudian perlahan-lahan menurun hingga 85% pada akhir rentang hidup. Spektrum cahaya yang dipancarkan dimodifikasi oleh lapisan fosfor di bagian dalam tabung.

Perhatikan bahwa sekitar 20% energi input dikonversi menjadi cahaya dan 40% menjadi inframerah, sedangkan 40% dihaburkan sebagai panas.

Pilihan kromatisitas dan rendering warna (umumnya 80-90) dapat dibuat tergantung pada campuran fosfor lampu.

14.3.3 Lampu Pelepasan Intensitas Tinggi

Lampu pelepasan intensitas tinggi termasuk uap merkuri, logam halida, dan lampu natrium tekanan tinggi. Mereka bekerja dengan cara yang sama seperti lampu fluoresen dan membutuhkan perangkat start (ballast).

Lampu uap merkuri menghasilkan rendemen warna yang baik (50–60), suhu warna 3.300–4.300 K, dan efisiensi yang baik (35–60 lm/W). Ketika busur dipadamkan, busur tidak dapat dinyalakan kembali sampai tekanan uap diturunkan ke titik yang sesuai untuk tegangan yang diberikan (3–7 menit). Mereka memiliki rentang hidup yang panjang (hingga 10.000 jam) dan faktor penyusutan lebih dari 75%.

Lampu metal halide memiliki efisiensi yang lebih baik (65–85 lm/W), rendisi warna yang lebih baik (65), dan suhu warna 4.500 K, berkat dimasukkannya aditif logam. Rentang hidup umumnya 6.000–7.000 jam dengan faktor penyusutan lebih dari 75%.

Natrium tekanan tinggi adalah lampu pelepasan intensitas tinggi yang paling efisien. Kualitas warna putih keemasannya adalah faktor pembatas untuk penggunaan interior, tetapi peningkatan dalam rendisi warna (dari 20 menjadi 80) telah membuatnya dapat diterima juga untuk interior. Temperatur warnanya sekitar 2.000 K dan efisiensinya sangat tinggi, hingga 130 lm/W. Umur umumnya 10.000–15.000 jam.

Lampu natrium tekanan rendah beroperasi sebagai lampu pelepasan. Mereka membutuhkan ballast khusus. Mereka memiliki efisiensi tertinggi hingga 180 lm/W dan lebih tinggi tetapi lampu kuning monokromatik membatasi penggunaannya. Rentang hidup umumnya 10.000–15.000 jam.

14.3.4 Lampu Light-Emitting Diode

Lampu LED (light-emitting diode) adalah perangkat semikonduktor solid-state yang mengubah energi listrik langsung menjadi cahaya. Pada dasarnya, ini mencakup dua wilayah: wilayah-p yang berisi muatan listrik positif dan wilayah-n dengan muatan listrik negatif. Ketika tegangan diberikan dan arus mulai mengalir, elektron bergerak melintasi wilayah-n ke wilayah-p melalui persimpangan n-p dengan melepaskan energi. Dispersi energi ini menghasilkan foton dengan panjang gelombang yang terlihat. Driver LED selalu diperlukan untuk mengubah daya input menjadi sumber arus yang tetap konstan terlepas dari fluktuasi tegangan; dimmer mengatur daya input dari 20 hingga 100%.

Lampu LED memiliki efisiensi yang baik (hingga 100 lm/W dan bahkan sedikit lebih tinggi), rendisi warna yang tinggi (80–90), dan suhu warna 4.000 K dan lebih tinggi. Umur umumnya 25.000–50.000 jam dengan faktor penyusutan 85% pada akhir umur.

14.3.5 Luminer

Dengan semua jenis lampu, luminer memainkan peran penting dalam sistem pencahayaan.

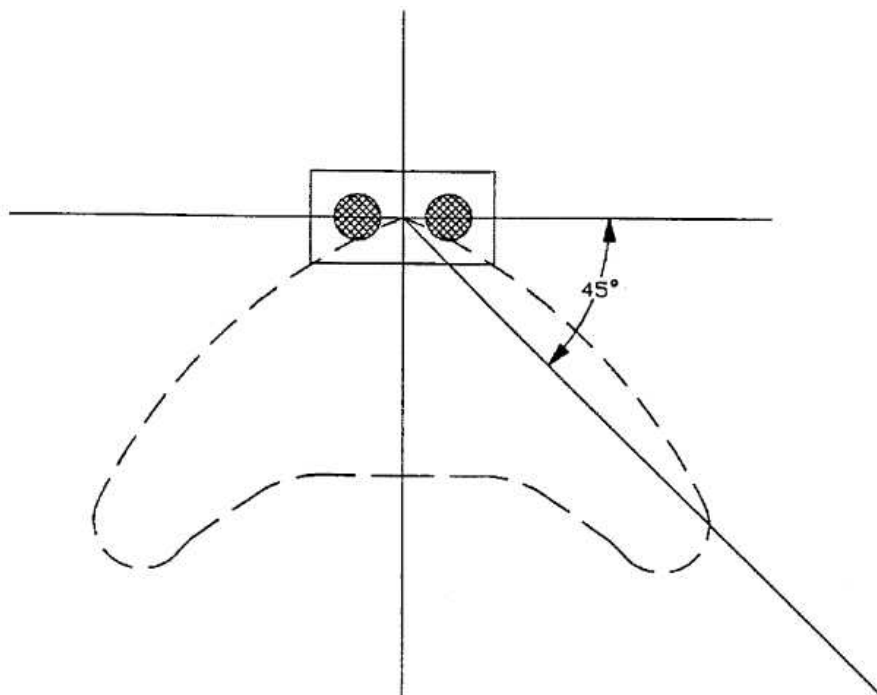
Efisiensi luminer sangat tergantung pada pantulan permukaan interiornya (reflektor dengan film perak dapat memantulkan lebih dari 90% cahaya yang terjadi), dan permukaan luar seperti lensa (dengan bahan polarisasi dan deflektor). Nilai tipikal berkisar antara 60 dan 75%.

Penyusutan kotoran luminer merupakan faktor utama dalam mempertahankan tingkat pencahayaan yang baik dengan biaya energi yang rendah. Kurva faktor penyusutan khas diilustrasikan pada Gambar 14.1 dan disediakan oleh pabrikan. Program pemeliharaan yang baik dapat menghasilkan penghematan energi yang signifikan. Selain itu, faktor penyusutan lainnya seperti permukaan ruangan dan penyusutan kotoran furnitur, dan penuaan dan perubahan warna bahan pelindung luminer, harus dipertimbangkan dengan hati-hati dalam program konservasi pencahayaan.

Luminer juga harus menghindari cahaya terang yang tidak nyaman (biasa disebut efek silau) pada permukaan tugas. Secara umum, cahaya yang dipancarkan di dalam kerucut dengan sudut 90 dan dengan sumbu di sepanjang garis vertikal dari luminer ke lantai tidak berkontribusi terhadap silau langsung. Di dalam kerucut yang sama kehilangan kontras pada permukaan tugas dapat terjadi; sebaliknya, efek ini minimal di luar kerucut.

Bahan pelindung yang mengarahkan cahaya pada sudut tertentu dapat dengan mudah digunakan; distribusi seperti distribusi batwing seperti pada Gambar 14.2, di mana persentase cahaya yang tinggi dipancarkan di dekat 45, memungkinkan kompromi yang baik di antara persyaratan yang berbeda jika stasiun kerja ditempatkan di antara barisan luminer.

Lensa dengan bahan polarisasi dan kisi-kisi (serangkaian baffle umumnya disusun dalam pola geometris) juga digunakan.



Gambar 14.2 Contoh diagram distribusi.

14.3.6 Kontrol Pencahayaan

Cara terbaik untuk menghemat energi dalam pencahayaan adalah memastikan bahwa lampu hanya dinyalakan saat dibutuhkan dan diredupkan selama periode ketika tingkat pencahayaan yang lebih rendah diperlukan.

Jam program tunggal, sakelar, sel fotolistrik, dan dimmer, serta sistem sakelar yang dikendalikan oleh komputer dapat diperkenalkan, tergantung pada situasi dan persyaratan kerja tertentu.

Secara umum, aturan berikut harus diingat. Lampu harus dinyalakan pada awal hari kerja, di area khusus untuk tugas pengawas dan intensitas yang lebih rendah untuk membersihkan kru. Cahaya harus dimatikan pada penutupan hari kerja, setelah menyelesaikan pembersihan, dan dalam kondisi cahaya matahari eksternal yang telah ditentukan.

Untuk kontrol yang lebih efisien, setiap area kerja membutuhkan sakelar sendiri dan area terbuka yang luas membutuhkan sakelar terpisah untuk zona tugas yang berbeda. Semua saran ini harus dipertimbangkan dalam mendesain instalasi baru; untuk perkuatan, setiap kasus harus dipertimbangkan dengan hati-hati karena biaya pemasangan kabel mungkin terlalu tinggi.

Dimmer solid-state untuk memvariasikan tingkat antara nyala dan mati sepenuhnya memberikan fleksibilitas besar, yang dapat berharga jika penggunaan permukaan dan kondisi sinar matahari sering berubah. Mereka mengurangi tegangan yang disuplai ke lampu dari sumber tegangan konstan dan menghemat energi dengan mengurangi tingkat cahaya ke nilai yang tepat untuk setiap situasi.

Lampu pijar dapat benar-benar redup dari 100% menjadi nol. Lampu neon dan lampu pelepasan intensitas tinggi tidak dapat diredupkan sepenuhnya karena mode operasinya (pada tegangan rendah tidak dapat tetap menyala). Lampu neon dan LED berfrekuensi tinggi yang dirancang khusus dapat diatur mulai dari 20 hingga 100%.

14.4 Cara Memilih Sistem Pencahayaan

Level permukaan tugas harus dibuat sesuai dengan rekomendasi lokal dan internasional. Lampu yang efisien dengan lumen tinggi, efisiensi tinggi (lm/W), dan depresiasi lumen lampu rendah harus digunakan. Temperatur warna dan rendisi warna harus diperiksa mengingat jenis aktivitas yang dilakukan.

Pilihan lumener harus didasarkan pada koefisien pemanfaatan/ *coefficient of utilization* yang tinggi (CU) untuk aplikasi spesifik dan pada penghindaran penyusutan karena kotoran di lingkungan.

Evaluasi awal dari sistem pencahayaan dapat dilakukan sebagai berikut:

- Penerangan ($lx = lm/m^2$) yang dibutuhkan pada permukaan tugas dikalikan dengan luas (m^2) yang akan dinyalakan adalah total fluks bercahaya yang dibutuhkan (lm).
- Output lumen untuk lampu tunggal dikalikan dengan koefisien pemanfaatan (CU) lumener memberikan output lumen yang akan mencapai permukaan tugas. Koefisien

CU dapat ditemukan dalam grafik pabrian di mana karakteristik lampu dan luminer diperhitungkan bersama dengan parameter lingkungan (dimensi kamar, furnitur, dll.). Nilai tipikal berkisar antara 35 dan 60%.

- c) Output lumen seperti pada langkah (b) harus dikurangi dengan memasukkan faktor penyusutan lampu dan luminer seperti yang diberikan oleh pabrian (setelah masa hidup referensi sistem pencahayaan).
- d) Rasio antara nilai total fluks luminous (lm) yang diperlukan pada langkah (a) dan nilai lumen per lampu pada langkah (c) memberikan evaluasi awal tentang jumlah lampu dan luminer yang dibutuhkan dan kemudian biaya dari sistem pencahayaan.
- e) Daya listrik yang diperlukan kemudian sama dengan produk dari daya lampu tunggal (atau lampu dengan pemberat, jika perlu) dikalikan dengan jumlah lampu seperti pada langkah (d). Mengetahui jam kerja per tahun memungkinkan untuk menghitung konsumsi energi.

Pengetahuan yang lebih rinci tentang diagram distribusi lampu dan luminer akan menempatkan luminer untuk memastikan tingkat permukaan tugas di semua area kerja sambil memberikan tingkat pencahayaan yang lebih rendah di zona sekitarnya. Dengan cara ini, modal dan biaya operasi berkurang sementara persyaratan penerangan dipenuhi.

Seperti halnya investasi lain dalam penghematan energi, analisis ekonomi harus memperhitungkan banyak aspek operasi (energi dan lainnya) dan biaya modal.

Lembar kerja yang menunjukkan parameter teknis utama bersama dengan modal dan biaya operasi diberikan pada Tabel 14.6 sebagai pedoman yang disarankan untuk evaluasi.

Tabel 14.6 Lembar kerja untuk evaluasi hemat energi dalam pencahayaan

			Referensi	Sistem baru
Data teknis				
<i>a</i>	Nilai lumen awal per lampu	lm		
<i>b</i>	Input daya listrik per lampu	W		
$c=a/b$	Efisiensi lampu	lm/W		
<i>d</i>	Input daya listrik per lampu + ballast (atau dimmer)	W		
$e=a/d$	Efisiensi lampu + ballast (atau redup)	lm/W		
<i>f</i>	Koefisien pemanfaatan — CU	%		
<i>G</i>	Faktor penyusutan lampu	%		
<i>H</i>	Faktor penyusutan kotoran	%		
$i=e \times f \times g \times h / 10^6$	Lumen efektif per watt	lm/W		
$l=a \times f \times g \times h / 10^6$	Lumen efektif per lampu	lm		
<i>m</i>	Diperlukan rata-rata lux	lx		
<i>n</i>	Permukaan menjadi terang	m ²		
$o=m \times n$	Total lumen diperlukan	lm		
$p=o/l$	Jumlah lampu	lampu		
$q=o/i=p \times d$	Total daya input listrik	W		
$KPI=q/n$		W/m ²		
<i>Biaya modal</i>				
<i>r</i>	Biaya luminer	U		
<i>s</i>	Biaya peralatan bantu	U		

t	Biaya instalasi	U		
$u=r+s+t$	Total biaya modal	U		
<i>Biaya operasional</i>				
v	Biaya penggantian lampu	U/tahun		
x	Biaya penggantian	U/tahun		
$y=v+x$	Total biaya operasi tahunan	U/tahun		
<i>Penyimpanan energi</i>				
W	Jam kerja	h/tahun		
$EC=W \times q / 1.000$	Konsumsi energi tahunan	kWh/tahun		
$ES=EC(REF)-EC(NEW)$	Penghematan energi tahunan	kWh/tahun		
CA	Biaya energi listrik	U/kWh		
$CS=ES \times CA$	Penghematan biaya energi tahunan	U/tahun		

14.5 Peluang Hemat Energi

Pertimbangan di atas menunjukkan bahwa peluang hemat energi dalam sistem pencahayaan adalah sebagai berikut:

- Pilihan lampu dan luminer yang tepat untuk memberikan permukaan tugas dengan efisiensi maksimum (lm/W). Peluang ini dapat dieksploitasi baik dalam instalasi baru dan dalam perkuatan.
- Program pemeliharaan terencana untuk mengganti lampu, membersihkan luminer, mengganti komponen yang rusak, dan membersihkan permukaan di sekitarnya untuk mencapai eksploitasi maksimum setiap saat.
- Pemeriksaan berkala permukaan tugas.
- Kontrol pencahayaan pada tingkat kerumitan yang ditentukan oleh timbulnya biaya pencahayaan pada tagihan energi: Sistem kontrol ini dapat berinteraksi dengan subsistem bangunan atau pabrik lainnya, khususnya dengan HVAC, karena panas yang dihilangkan lampu di area sekitarnya.

14.6 Contoh Praktis

Contoh 1. Penggantian lampu neon standar dan luminer dengan lampu frekuensi tinggi (lampu fluorescent HF dan ballast elektronik).

Di pusat perbelanjaan dengan permukaan belanja 5.000 m² ganti lampu neon standar dan luminer dengan lampu HF.

Sistem pencahayaan yang ada di pusat perbelanjaan memiliki 1.400 lampu F96T12 standar (daya input 75W per lampu) dengan luminer dua lampu dan ballas standar 10 W per lampu. Daya input untuk setiap luminer adalah 170 W. Penerangan rata-rata 600 lx telah diukur. Koefisien CU adalah 60%.

Sistem pencahayaan baru mencakup luminer dua lampu dengan daya input HF 50W in per lampu dan daya input ballast 6 W per lampu. Efisiensi lampu awal adalah 100 lm/W; efisiensi lampu + ballast adalah 89,3 lm/W. Efisiensi CU masih 60%.

Rincian evaluasi hemat energi ditunjukkan pada Tabel 14.7 yang berasal dari lembar kerja Tabel 14.6.

Penghematan energi tahunan sama dengan 249.321 kWh.

Lihat Tabel 19.4 untuk evaluasi ekonomi

Tabel 14.7 Penggantian lampu neon standar dengan lampu HF (Contoh 1)

			Referensi (fluorescent)	Sistem baru (HF)
Data teknis				
<i>a</i>	Nilai lumen awal per lampu	lm		5.000
<i>b</i>	Input daya listrik per lampu	W	75 ^a	50
<i>c=a/b</i>	Efisiensi lampu	lm/W		100
<i>d</i>	Input daya listrik per lampu + ballast (atau dimmer)	W	85 ^a	56
<i>e=a/d</i>	Efisiensi lampu + ballast (atau redup)	lm/W		80,29
<i>f</i>	Koefisien pemanfaatan — CU	%		60
<i>G</i>	Faktor penyusutan lampu	%		90
<i>H</i>	Faktor penyusutan kotoran	%		90
<i>i=e×f×g×h/10⁶</i>	Lumen efektif per watt	lm/W		43,39
<i>l=a×f×g×h/10⁶</i>	Lumen efektif per lampu	lm		2.430
<i>m</i>	Diperlukan rata-rata lux	lx	600 ^a	600
<i>n</i>	Permukaan menjadi terang	m ²	5.000	5.000
<i>o=m×n</i>	Total lumen diperlukan	lm	3.000.000	3.000.000
<i>p=o/l</i>	Jumlah lampu	lampu	1.400 ^a	1.235
<i>q=o/i=p×d</i>	Total daya input listrik	W	119.000	69.136
<i>KPI=q/n</i>		W/m ²	23,8	13,8
Biaya modal				
<i>r</i>	Biaya lumener	U		
<i>s</i>	Biaya peralatan bantu	U		
<i>t</i>	Biaya instalasi	U		
<i>u=r+s+t</i>	Total biaya modal	U		
Biaya operasional				
<i>v</i>	Biaya penggantian lampu	U/tahun		
<i>x</i>	Biaya penggantian	U/tahun		
<i>y=v+x</i>	Total biaya operasi tahunan	U/tahun		
Penyimpanan energi				
<i>W</i>	Jam kerja	h/tahun	5.000	5.000
<i>EC=W×q/1.000</i>	Konsumsi energi tahunan	kWh/tahun	595.000	345.679
<i>ES=EC(REF)-EC(NEW)</i>	Penghematan energi tahunan	kWh/tahun		249.321
<i>CA</i>	Biaya energi listrik	U/kWh		
<i>CS=ES×CA</i>	Penghematan biaya energi tahunan	U/tahun		

^aInput data dasar untuk sistem yang ada (referensi)

Contoh 2. Penggantian lampu frekuensi tinggi dan lumener (lampu fluorescent HF dan ballast elektronik) dengan yang LED.

Di pusat perbelanjaan dengan permukaan belanja 5.000 m² ganti lampu fluorescent HF dan luminer dengan yang LED.

Sistem pencahayaan yang ada di pusat perbelanjaan memiliki 1.235 lampu HF dengan daya input 50 W per lampu dan daya input ballast 6 W per lampu. Efisiensi lampu awal adalah 100 lm/W; efisiensi lampu + ballast adalah 89,3 lm/W. Koefisien CU adalah 60%.

Sistem pencahayaan baru mencakup 1.372 lampu LED dan luminer dengan daya input 30 W per lampu dan daya input dimmer 0,6 W (kira-kira 2% dari daya lampu) per lampu. Efisiensi lampu awal adalah 100 lm/W; efisiensi lampu + dimmer adalah 98 lm/W. Koefisien CU adalah 90%.

Rincian evaluasi hemat energi ditunjukkan pada Tabel 14.8 yang berasal dari lembar kerja Tabel 14.6.

Penghematan energi tahunan sama dengan 135.802 kWh.

Lihat Tabel 19.4 untuk evaluasi ekonomi.

Tabel 14.8 Perbandingan antara lampu neon dan LED HF (Contoh 2)

			Referensi (fluorescent)	Sistem baru (HF)
Data teknis				
<i>a</i>	Nilai lumen awal per lampu	lm		3.000
<i>b</i>	Input daya listrik per lampu	W	50 ^a	30
<i>c=a/b</i>	Efisiensi lampu	lm/W	100	100
<i>d</i>	Input daya listrik per lampu + ballast (atau dimmer)	W	56 ^a	30,6
<i>e=a/d</i>	Efisiensi lampu + ballast (atau redup)	lm/W	89,29	98,04
<i>f</i>	Koefisien pemanfaatan — CU	%	60	90
<i>G</i>	Faktor penyusutan lampu	%	90	90
<i>H</i>	Faktor penyusutan kotoran	%	90	90
<i>i=e×f×g×h/10⁶</i>	Lumen efektif per watt	lm/W	43,39	71,47
<i>l=a×f×g×h/10⁶</i>	Lumen efektif per lampu	lm	2.430	2,187
<i>m</i>	Diperlukan rata-rata lux	lx	600 ^a	600
<i>n</i>	Permukaan menjadi terang	m ²	5.000	5.000
<i>o=m×n</i>	Total lumen diperlukan	lm	3.000.000	3.000.000
<i>p=o/l</i>	Jumlah lampu	lampu	1.235 ^a	1.372
<i>q=o/i=p×d</i>	Total daya input listrik	W	69.136	41.975
<i>KPI=q/n</i>		W/m ²	13,8	8,4
Biaya modal				
<i>r</i>	Biaya luminer	U		
<i>s</i>	Biaya peralatan bantu	U		
<i>t</i>	Biaya instalasi	U		
<i>u=r+s+t</i>	Total biaya modal	U		
Biaya operasional				
<i>v</i>	Biaya penggantian lampu	U/tahun		
<i>x</i>	Biaya penggantian	U/tahun		
<i>y=v+x</i>	Total biaya operasi tahunan	U/tahun		
Penyimpanan energi				

W	Jam kerja	h/tahun	5.000	5.000
$EC=W \times q / 1.000$	Konsumsi energi tahunan	kWh/tahun	345.679	209.877
$ES=EC(REF)-EC(NEW)$	Penghematan energi tahunan	kWh/tahun		135.802
CA	Biaya energi listrik	U/kWh		
$CS=ES \times CA$	Penghematan biaya energi tahunan	U/tahun		

^aInput data dasar untuk sistem yang ada (referensi)

15. Penukar Panas dan Pemulihan dalam Proses dan Fasilitas

15.1 Pendahuluan

Sebagian besar dari total energi yang dikonsumsi di seluruh dunia dikeluarkan sebagai limbah panas ke lingkungan; bagian dari limbah panas ini dapat diperoleh kembali dengan peralatan yang tepat jika permintaan pengguna cocok dengannya. Kualitas, ditentukan terutama oleh suhu dan jumlah panas limbah dan profilnya terhadap waktu, harus sesuai dengan permintaan pengguna, jika pemulihan energi harus signifikan dari sudut pandang teknis dan ekonomi. Penyimpanan panas limbah adalah pendekatan yang mahal dan tidak terlalu efektif dengan kemampuan terbatas, dan jarang digunakan (penyimpanan air dan uap, sistem penyimpanan bahan tahan api, dll — lihat Bagian 4.9).

Limbah panas tersedia terutama sebagai aliran fluida, gas, atau cairan pada suhu yang berbeda. Aliran dapat lebih atau kurang bersih atau korosif, dan ini menentukan kemungkinan dan biaya pemulihan. Pertama, tingkat suhu memenuhi syarat aliran limbah; semakin tinggi suhunya, semakin besar kuantitas panas yang bisa dipulihkan; suhu sekitar adalah tingkat minimum dari panas yang dapat dipulihkan. Di bawah atau di dekat suhu ini, pompa panas dapat digunakan, tetapi aplikasinya melibatkan konsumsi energi tambahan, sehingga pemasangannya tidak selalu nyaman.

15.2 Peluang untuk Pemulihan Panas dari Proses dan Fasilitas Pabrik

Tabel 15.1 mencantumkan sumber limbah panas yang paling umum dan suhunya diklasifikasikan sebagai kisaran tinggi ($> 925\text{ K}$; $> 625\text{ }^{\circ}\text{C}$; $> 1.160\text{ }^{\circ}\text{F}$), kisaran sedang ($900\text{--}500\text{ K}$; $625\text{--}225\text{ }^{\circ}\text{C}$; $1.160\text{--}440\text{ }^{\circ}\text{F}$), dan kisaran rendah ($500\text{--}300\text{ K}$; $225\text{--}25\text{ }^{\circ}\text{C}$; $440\text{--}80\text{ }^{\circ}\text{F}$). Dua rentang pertama merupakan penggunaan langsung bahan bakar atau reaksi lainnya dan mereka mewakili sumber energi baik yang masih dapat digunakan untuk pembangkit kogenerasi dan untuk penggantian langsung proses termal. Dalam rentang suhu yang lebih tinggi perhatian harus fokuskan ke peralatan untuk pemulihan panas (bahan yang tepat untuk suhu tinggi, korosi, dll.).

Tabel 15.1 Sumber umum dari limbah panas dan kisaran suhunya

	K	C	F
Kisaran suhu rendah	500–300	225–25	440–80
Kondensator uap	330–365	56–92	134–198
Air pendingin dari:			
Mesin proses	305–370	32–96	90–206

Kompresor udara	300–325	27–52	80–126
Mesin pembakaran internal	340–395	66–122	152–252
Kondensor pendingin	305–315	32–42	90–107
Oven dan sejenisnya	350–505	76–232	170–450
Bahan olahan panas	340–505	66–232	152–450

	K	C	F
Kisaran suhu menengah	900–500	625–225	1,160–440
cerobong ketel uap buang	500–750	226–375	440–890
Turbin gas buang	650–800	376–526	710–980
Pembuangan mesin internal	525–850	251–576	485–1,070
Tungku cerobong gas	700–900	426–625	800–1,160
Pemecah katalitik	700–900	426–625	800–1,160

	K	C	F
Kisaran suhu tinggi	>925	>625	>1,160
Tungku peleburan kaca	1,250–1,800	977–1,526	1,791–2,780
Tempat pembakaran semen	900–1,000	626–726	1,160–1,340
Tungku Penyulingan	925–1,350	651–1,076	1,205–1,970
Tungku pemanas baja	1,200–1,300	928–1,026	1,702–1,880
Insinerator limbah	925–1,250	652–977	1,206–1,791

Sumber panas dengan rentang rendah, umumnya berasal dari aliran pendingin udara dan air dari proses dan fasilitas peralatan, tersedia untuk memproduksi air panas.

Jumlah panas yang tersedia dalam aliran apa pun umumnya dapat diukur dalam hal entalpi (lihat Bagian 15.3):

$$Q = m \times h$$

Dimana

Q = total laju aliran panas (W; Btu / jam).

m = laju aliran massa (kg / s; lb / jam).

h = entalpi spesifik dari aliran (J / kg; Btu / lb).

Laju aliran massa dapat dihitung dari laju aliran volume dengan memperkenalkan kepadatan aliran ($m = \text{laju aliran volume} \times \text{kepadatan massa}$).

Adalah hal penting bahwa setiap sistem pemulihan panas termasuk peralatan tambahan untuk pembuangan panas, yang umumnya ke lingkungan, ketika permintaan panas limbah dari pengguna terganggu atau dikurangi. Jika tidak, kondisi operasi atau gangguan yang tidak dapat diterima akan dikenakan pada pabrik yang menghasilkan limbah panas.

15.3 Pertukaran Panas dan Sistem Pemulihan

Penukar panas adalah perangkat yang mentransfer energi antara fluida pada suhu yang berbeda dengan mode perpindahan panas seperti yang dibahas dalam Bab. 8.

Penukar panas melakukan pemulihan panas dari limbah panas dan perpindahan panas dari media pemanas ke pengguna akhir (lihat Bagian 8.4).

Pertukaran antara dua aliran, yaitu aliran panas untuk didinginkan dan aliran dingin untuk dipanaskan, diinduksi baik dengan mencampur dua aliran fluida untuk membentuk aliran ketiga pada suhu menengah atau dengan sistem yang memisahkan dua aliran, sehingga memungkinkan panas bertukar melalui permukaan yang terpisah dan kadang-kadang dengan cairan perantara.

Sistem pertama, misalnya media di mana aliran panas dan dingin dicampur secara langsung, memiliki aplikasi terbatas karena masalah kontaminasi dan tekanan yang berbeda yang sering membuat tidak mungkin untuk beroperasi.

Sistem kedua didasarkan pada penggunaan penukar panas yang sering disebut penukar panas tertutup atau recuperator, tersedia dalam berbagai jenis. Karakteristik aliran seperti komposisi kimia, fasa fisik, suhu, dan tekanan mempengaruhi pilihan penukar panas dan peralatan tambahan.

Bagian berikut membahas prinsip-prinsip dasar operasi dan kriteria seleksi untuk penukar panas yang paling umum.

15.4 Prinsip Dasar Operasi Penukar Panas

Parameter yang mengatur fungsi penukar panas adalah sebagai berikut:

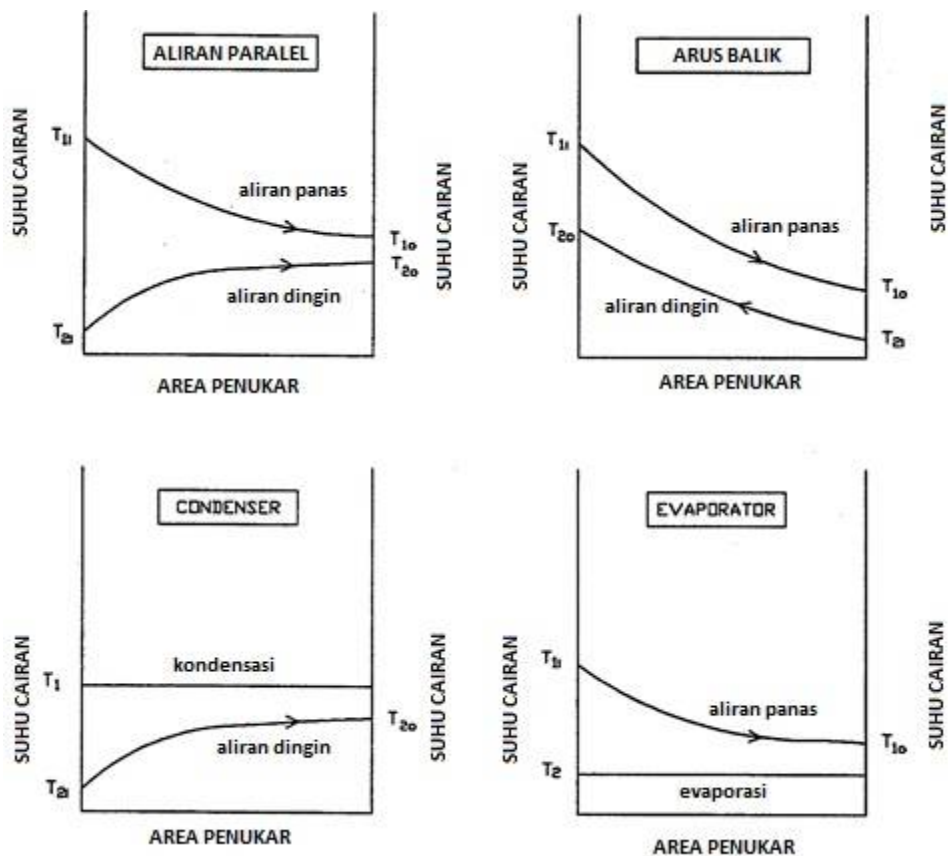
- Tekanan maksimum: Perhatikan bahwa banyak jenis penukar hanya bekerja pada tekanan rendah; jadi pilihan di antara berbagai jenis harus dibuat dengan hati-hati sehubungan dengan ini.
- Kisaran suhu.
- Kompatibilitas cairan antara fluida dan bahan konstruksi dan antara aliran fluida jika terjadi kegagalan.
- Rentang dan ukuran tersedia untuk setiap unit: Jelas, banyak unit dapat dirakit bersama tetapi ini mungkin melibatkan masalah ekonomi dan teknis.

Tabel 15.2 mencantumkan jenis yang lebih sering digunakan dengan pengamatan pada parameter utama yang tercantum di atas. Semua penukar panas diklasifikasikan terutama oleh aliran paralel pengaturan aliran, aliran balik, aliran silang, dan aliran campuran (lihat Gambar 15.1 dan 15.2).

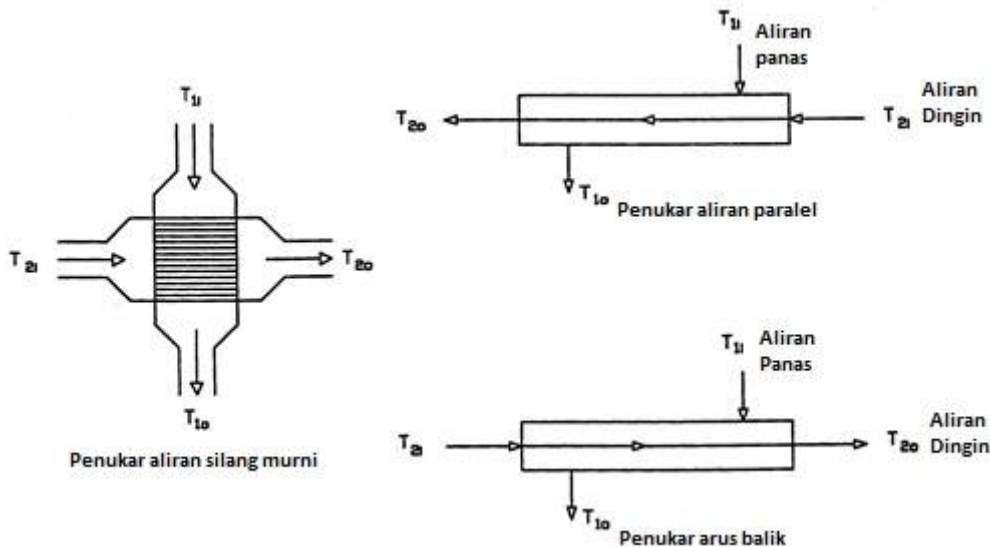
Untuk memilih di antara berbagai jenis yang tersedia, prinsip-prinsip dasar yang sama harus diikuti, dari mana beberapa metode yang disarankan berasal.

Tabel 15.2 Parameter khas untuk penukar panas umum

Jenis penukar	Tekanan maksimum		Kisaran suhu		Ukuran normal (m ²)	Catatan
	MPa	psi	C	F		
Shell dan tabung	25–30	3,626–4,351	200 to 600	328 to 1,112	10–1,000	Tujuan umum
pipa ganda	>30 (shell) >150 (tube)	>4,351 (shell) 21,755 (tube)	100 to 600	148 to 1,112	0.25–200	Tidak dibatasi
plat gasketed	1–2	145–290	25 to 175	13 to 347	1–1,250	Keterbatasan karena gasket
Plat ter-las	3	435	>400	>752	>1,000	Tekanan diferensial kurang dari 3 MPa
Konveksi bank (gas / cair)	0.1	14.5	<700	<1,292	<500	Biasanya untuk pemanas air
Gas ke gas	0.1 (shell)	14.5 (shell)	250–400	482–752	1,000 –3,000	Untuk pemulihan aliran gas limbah
	>0.1 (tube)	>14.5 (tube)				
Pendingin udara	>0.1 (tube)	>14.5 (tube)	Tidak dibatasi		5–200	Aliran panas dari proses



Gambar 15.1 Profil suhu untuk berbagai jenis penukar panas



Gambar 15.2 Pengaturan dasar berbagai jenis penukar panas

Laju perpindahan panas Q (W) dari fluida 1 (fluida sisi panas) ke fluida 2 (fluida sisi dingin) dapat dihitung dengan ekspresi berikut:

$$Q = m_1 \times (h_{1i} - h_{1o}) = m_2 \times (h_{2o} - h_{2i}) \text{ (W) (Btu/h)}$$

Dimana

stream 1 = aliran panas; stream 2 = aliran dingin.

m_1 dan m_2 = laju aliran massa dari dua cairan (kg / s; lb / jam).

h_{1i} dan h_{2i} = entalpi spesifik inlet dari dua cairan (J / kg; Btu / lb).

h_{1o} dan h_{2o} = entalpi khusus-outlet dari dua cairan (J / kg; Btu / lb).

Jika kedua cairan memiliki panas spesifik konstan dan tidak ada perubahan fasa terjadi, maka:

$$Q = m_1 \times c_1 \times (T_{1i} - T_{1o}) = m_2 \times c_2 \times (T_{2o} - T_{2i}) \\ = C_1 \times (T_{1i} - T_{1o}) = C_2 \times (T_{2o} - T_{2i})$$

dimana T_{1i} dan T_{2i} = suhu saluran masuk kedua fluida (K, °C, °F).

T_{1o} dan T_{2o} = suhu keluar dari dua cairan (K, °C, °F).

c_1 dan c_2 = kapasitas panas spesifik dari dua cairan (J / kg K, Btu / lb °F).

$m_1 \times c_1 = C_1$ = laju aliran kapasitas panas dari fluida 1 (W / K, Btu / jam °F).

$m_2 \times c_2 = C_2$ = laju aliran kapasitas panas fluida 2 (W / K, Btu / jam °F).

Keefektifan penukar panas kemudian didefinisikan sebagai rasio dari panas yang benar-benar ditransfer ke potensi perpindahan panas maksimum, yang idealnya diperoleh ketika suhu input fluida panas sama dengan suhu keluaran fluida dingin ($T_{1i} = T_{2o}$; dengan demikian, $T_{2o} - T_{1o} = T_{1i} - T_{2i}$). Transfer panas maksimum sama dengan laju aliran kapasitas panas minimum dari dua fluida ($m_1 \times c_1$ atau $m_2 \times c_2$) dikalikan dengan perbedaan antara suhu input dari dua fluida ($T_{1i} - T_{2i}$); perpindahan panas aktual diberikan oleh hubungan perpindahan panas sebelumnya.

Dalam pengaturan paralel atau aliran balik (Gambar 15.1 dan 15.2):

$$\text{Efektivitas } E = (T_{2o} - T_{2i}) / (T_{1i} - T_{2i})$$

Jika fluida dingin (2) memiliki kapasitas panas minimum.

$$\text{Efektivitas } E = (T_{1o} - T_{1i}) / (T_{1i} - T_{2i})$$

Jika fluida panas (1) memiliki kapasitas panas minimum.

Ekspresi umum panas yang ditransfer dari satu fluida ke fluida lain melalui permukaan pemisah penukar panas dapat dirumuskan sebagai berikut (lihat juga Bagian 8.3 untuk mode perpindahan panas):

$$Q = U \times A \times \Delta T \text{ (W) (Btu/h)}$$

Dimana

U = coefficient keseluruhan perpindahan panas = $1/R_{th}$ (W/m² °K; Btu/h ft² °F).

A = luas permukaan penukar panas, umumnya diambil sebagai permukaan yang bersentuhan dengan satu fluida atau aliran (m²; ft²).

ΔT = perbedaan suhu efektif antara aliran, diasumsikan konstan di setiap titik permukaan penukar, umumnya dinyatakan sebagai perbedaan rata-rata log antara suhu cairan di dua sisi penukar. Perhatikan bahwa perbedaan-perbedaan ini tidak sama untuk pengaturan paralel dan aliran balik (K; °C; °F).

Dengan penukar aliran paralel murni, yang merupakan penukar panas paling sederhana, dan dengan asumsi panas spesifik konstan dan koefisien keseluruhan konstan U di sepanjang penukar, ΔT harus dimasukkan sebagai berikut (lihat Gambar 15.1 untuk suhu fluida di kedua sisi exchanger):

$$\Delta T = \Delta T_{LM} = \frac{(T_{1i} - T_{2i}) - (T_{1o} - T_{2o})}{\ln((T_{1i} - T_{2i}) / (T_{1o} - T_{2o}))}$$

Dengan penukar aliran arus balik murni, yang merupakan penukar panas yang paling efisien, dan dengan asumsi panas spesifik konstan dan koefisien keseluruhan konstan U sepanjang penukar, ΔT harus diperkenalkan sebagai berikut (lihat Gambar 15.1 untuk suhu fluida di kedua sisi the exchanger):

$$\Delta T = \Delta T_{LM} = \frac{(T_{1i} - T_{2o}) - (T_{1o} - T_{2i})}{\ln((T_{1i} - T_{2o}) / (T_{1o} - T_{2i}))}$$

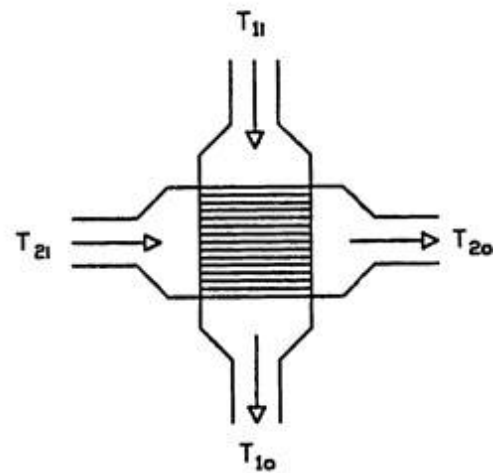
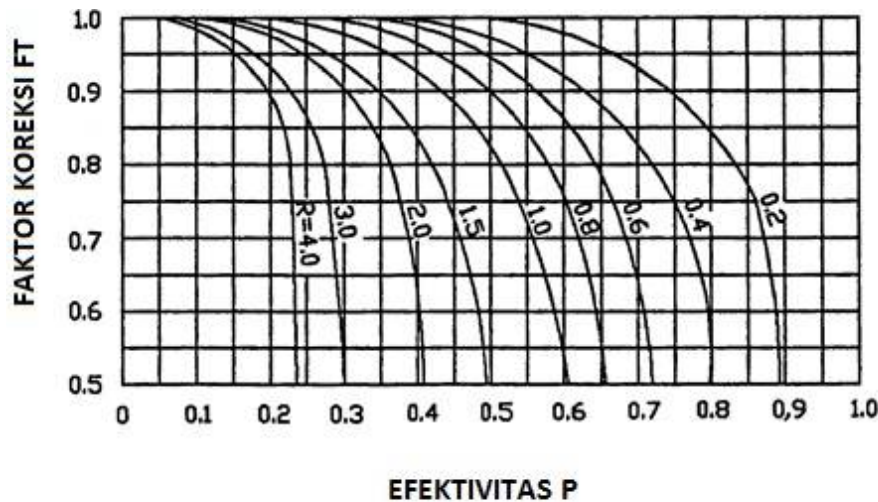
Dalam praktiknya, banyak penukar dapat diturunkan dari perangkat counterflow, sehingga perbedaan suhu efektif didefinisikan sebagai berikut:

$$\Delta T = FT \times \Delta T_{LM}(\text{pure counterflow})$$

Dimana

FT adalah faktor koreksi dari perbedaan log-mean suhu, umumnya dapat diperoleh dari kurva (lihat Gambar 15.3) di mana nilai FT dinyatakan sebagai fungsi dari parameter R atau P:

$$R = (T_{1i} - T_{1o}) / (T_{2o} - T_{2i}) = C_2 / C_1$$



Gambar. 15.3 Faktor koreksi FT untuk penukar aliran silang (parameter P dan R dihitung dengan asumsi bahwa fluida dingin dan panas memiliki kapasitas panas yang sama)

$$P = (T_{2o} - T_{2i}) / (T_{1i} - T_{2i}) = (T_{1i} - T_{1o}) / (T_{1i} - T_{2i})$$

Parameter R adalah rasio antara perbedaan suhu input / output fluida panas (1) dan fluida dingin (2), yaitu rasio antara laju aliran kapasitas panas fluida dingin (2) dan fluida panas (1). Parameter P adalah efektivitas yang sudah didefinisikan pada asumsi yang sama seperti untuk parameter R, asalkan fluida dingin dan panas memiliki kapasitas panas yang sama.

Koefisien perpindahan panas keseluruhan U tidak konstan di sepanjang penukar panas dan tergantung pada banyak faktor seperti geometri penukar, kecepatan aliran, suhu aliran, dan perubahan fasa. Penghitungan yang tepat umumnya membutuhkan metode berulang dan dibuat oleh pabrikan. Untuk evaluasi awal, nilai konstan dapat dengan mudah diambil dari tabel referensi yang umumnya memberikan satu set nilai. Tabel 15.3 melaporkan beberapa nilai khas koefisien U untuk berbagai aplikasi. Nilai U untuk penukar panas yang paling umum juga dilaporkan dalam Tabel 15.4 dan 15.5.

Tabel 15.3 Kisaran nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan secara umum U

Aplikasi	Rentang nilai koefisien U	
	W/m ² K	Btu/h ft ² F
kondensor uap	1,000–5,000	176–882
Air ke air	500–2,000	88–353
Air ke cairan organik berat	100–400	18–70
Air ke cairan organik sedang	200–500	35–88
Air ke cairan organik ringan	300–600	53–106
uap ke cairan organik yang berat	60–300	11–53
uap ke cairan organik yang sedang	300–400	53–70
uap ke cairan organik yang ringan	400–1,000	70–176
Air ke udara dengan tabung bersirip	30–60	5–11
Uap ke udara dengan tabung bersirip	30–300	5–53
	(a)	(b) = a x 0.1761

Catatan: Cairan organik berat: minyak, dll. Cairan organik sedang: gasoil, dll. Cairan organik ringan: Freon, dll.

Tabel 15.4 Parameter shell dan tabung (rentang Q / DT antara 1.000 dan 100.000 W / K)

Shell dan tabung		Operasi pada sisi panas			
Operasi pada sisi dingin	koefisien U	Gas (0.1 MPa) (14.5 psi)	Gas (1 MPa) (145 psi)	Pengolahan air	kondensasi uap
Gas (0.1 MPa) (14.5 psi)	W/m ² K (a) Btu/h ft ² F (b)	55 9.7	93 16.4	102 18	107 18.8
Gas (2 MPa) (290 psi)	W/m ² K (a) Btu/h ft ² F (b)	93 16.4	300 52.8	429 75.5	530 93.3
Pendingin Air	W/m ² K (a) Btu/h ft ² F (b)	105 18.5	484 85.2	938 165.2	1,607 283
Pemanas Air	W/m ² K (a) Btu/h ft ² F (b)	105 18.5	467 82.2	875 154.1	1,432 252.2

Catatan : (b) = (a) x 0.1761

Perhatian harus diberikan pada kondisi permukaan penukar. Ini bervariasi selama operasi karena (1) deposit film, seperti film minyak; (2) penskalaan permukaan karena pengendapan senyawa padat dari larutan; (3) korosi permukaan; dan (4) deposit padatan dalam aliran cair atau gas. Fenomena ini disebut fouling dan faktor fouling diperkenalkan untuk memperhitungkannya.

Dalam kasus pertukaran panas antara banyak aliran panas dan dingin di dalam proses yang sama, kurva komposit tunggal dari semua aliran panas dan kurva komposit tunggal dari semua aliran dingin dapat dijelaskan dalam diagram konten suhu-panas(Q). Jaringan penukar panas dapat dirancang atau diubah dengan menggunakan teknik khusus seperti metode pinch untuk mendapatkan pertukaran energi yang terbaik.

15.5 Kriteria Evaluasi Awal untuk Heat Exchanger (Penukar Panas)

Evaluasi awal dari penukar panas permukaan dapat dilakukan dengan pendekatan yang disederhanakan seperti metode suhu log-mean dan metode efektifitas-NTU.

15.5.1 Metode Temperatur Log-Mean

Ukuran awal dan penetapan harga dari penukar panas mungkin diperkirakan jika koefisien U , juga lebih disukai dengan memasukkan faktor *fouling*, dan apabila suhu saluran masuk/keluar diketahui. Area pertukaran panas dapat dihitung sebagai berikut:

$$A = (Q/\Delta T) \times 1/U$$

Pernyataan yang diberikan diatas dapat diterapkan untuk berbagai jenis pengaturan aliran penukar: parallel flow, counterflow, crossflow, dan mixed low.

Rasio $(Q/\Delta T)$ adalah indeks dari tugas penukar panas dan dari nilai ini evaluasi awal dari biaya penukar dapat dilakukan dengan mengalikan area A dengan biaya per unit area, umumnya diambil dari tabel pabrikan.

Prosedur untuk mengevaluasi berbagai jenis penukar panas melibatkan langkah-langkah berikut:

1. Laju aliran panas Q dari aliran arus dihitung menggunakan hubungan yang diberikan di atas ($m \times \Delta h$).
2. Perbedaan dari suhu log-mean ΔT_{LM} dihitung berdasarkan suhu *inlet/outlet* dan kemudian dikoresi dengan faktor FT.
3. Rasio $\Delta T/Q_{LM}$ harus dihitung untuk setiap jenis penukar.
4. Jika U diperkirakan (lihat Tabel 15.3 dan 15.4), permukaan penukar diperoleh dan kemudian biaya pertukaran. Jika tidak, kurva atau tabel yang memberikan biaya per unit $W/K(=W/^{\circ}C)$ atau dari $W/^{\circ}F$ yang sesuai dengan nilai U yang berbeda dapat dengan mudah digunakan untuk menentukan biaya pertukaran.

15.5.2 Metode Effectiveness-NTU

Pendekatan ini didasarkan pada pengenalan parameter yang didefinisikan sebagai jumlah unit transfer $NTU = A \times U/C_{min}$ di mana A adalah area perpindahan panas yang efektif, U adalah koefisien perpindahan panas keseluruhan yang efektif, dan C_{min} adalah laju aliran kapasitas panas minimum. Parameter NTU, yang merupakan kuantitas adimensional, menunjukkan ukuran penukar panas.

Tipikal efektivitas dari penukar panas versus parameter NTU ditunjukkan dengan menggunakan kurva. Kurva yang berbeda dapat dijelaskan dari perbedaan nilai C_{min}/C_{max} (gambar 15.4 dan 15.5). kurva ini diplot menggunakan log-mean persamaan yang berbeda.

Perhatikan bahwa ada hubungan linier antara efektivitas dan parameter NTU hingga nilai yang terakhir mencapai 1; setelah titik ini kurva mulai ke lutut, yang berarti bahwa efektivitas

dapat ditingkatkan dengan peningkatan parameter NTU yang lebih tinggi. Ini melibatkan pembayaran lebih dan lebih banyak untuk penukar dengan efektivitas tinggi.

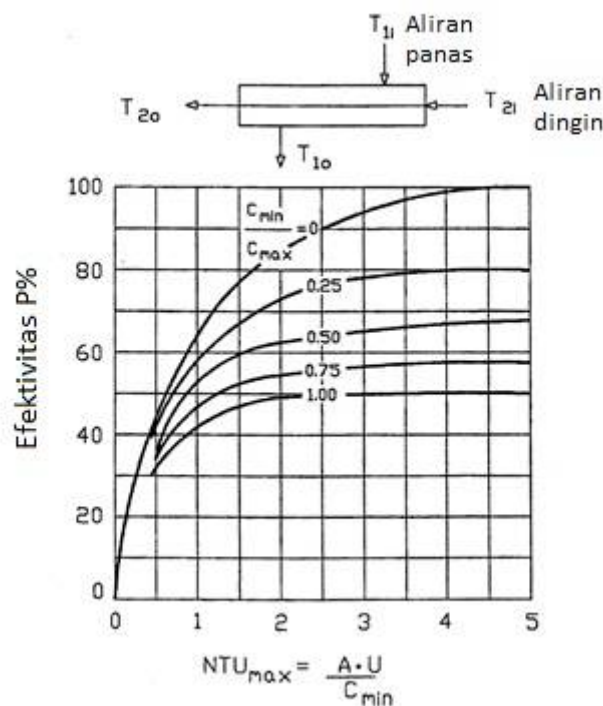
Metode ini sangat berguna ketika inlet dan outlet suhu dalam penukar panas tidak diketahui.

Langkah-langkah berikut menguraikan desain awal untuk penukar panas yang dibuat oleh metode NTU, jika hanya suhu input dan laju aliran kapasitas panas dari fluida yang diketahui:

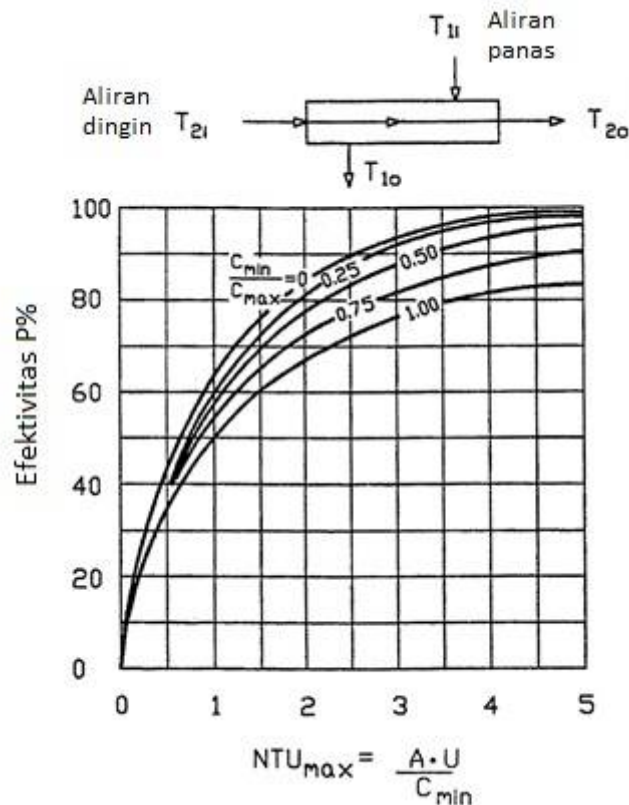
1. Nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan U diperkirakan.
2. Laju aliran kapasitas panas dari kedua fluida yang diketahui ($m \times c$).
3. Untuk keefektifan yang diberikan, yang sesuai dengan suhu keluaran yang diberikan dari satu fluida, nilai parameter NTU berasal dari kurva seperti pada Gambar. 15.4 dan 15.5.
4. Nilai pertukaran permukaan dapat dihitung dari ekspresi NTU ($NTU = A \times U / C_{min}$) dan suhu outlet yang tidak diketahui diturunkan dari ekspresi efektivitas.

Kalau tidak

- 3'. Untuk permukaan penukar panas yang diberikan parameter NTU dihitung.



Gambar 15.4 Efektivitas versus faktor NTU untuk penukar aliran paralel



Gambar 15.5 Efektivitas versus faktor NTU untuk penukar arus balik

4'. Efektivitas berasal dari kurva yang sama seperti sebelumnya; maka laju aliran panas aktual dihitung (dengan menggunakan definisi efektivitas), dan suhu keluaran berasal dari keseimbangan energi.

15.6 Klasifikasi Penukar Panas dan Kriteria Pemilihannya

Modal biaya penukar panas tergantung pada banyak faktor, seperti

- Jenis penukar
- Diameter tabung
- Jumlah operan
- Tekanan
- Temperatur
- Bahan

Nilai khas dari parameter utama tercantum pada Tabel 15.2.

Faktor-faktor ini juga dapat digunakan untuk mengelompokkan penukar panas seperti yang ditunjukkan di bawah ini.

15.6.1 Penukar panas Shell dan Tube

Penukar panas shell dan tube adalah yang paling banyak digunakan dalam industri karena fleksibilitasnya baik dalam parameter operasi (suhu, tekanan) dan bahan konstruksi. Hal ini dapat diklasifikasikan tetap ke dalam tube plat, jenis U-tube, atau *floating head*. Penukar

umumnya didefinisikan dalam istilah nomenklatur standar yang diperkenalkan oleh Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) Amerika Serikat, berdasarkan pada tipe ujung depan, cangkang, dan ujung belakang.

Nilai koefisien U bervariasi dari 50 hingga 2.000 W/m² K, dari 9 hingga 352 Btu/h ft² °F (lihat juga Tabel 15.4).

15.6.2 Penukar Panas Pipa Ganda

Penukar panas pipa ganda memiliki keuntungan menawarkan aliran arus berlawanan yang hampir sempurna. Ini bisa berupa tabung tunggal di dalam tabung luar, atau sekelompok tabung.

Nilai koefisien U bervariasi dari 20 hingga 600 W/m² K, dari 3,5 hingga 106 Btu/h ft² °F (lihat Tabel 15.5).

15.6.3 Penukar Panas Plat-Gasketed

Penukar ini didasarkan pada pelat stainless steel atau titanium atau bahan lainnya, yang dikemas bersama dengan gasket. Ini dapat diperbesar dengan sedikit biaya dengan menambahkan pelat lebih lanjut, sesuai dengan kebutuhan pengguna. Keterbatasan suhu dan tekanan dan kebutuhan akan penyegelan adalah kelemahan utama dari jenis penukar ini.

Nilai koefisien U bervariasi dari 300 W/m² K (53 Btu/h ft² °F) ketika cairan highviscosity berada di satu sisi penukar hingga 3.500–4.000 W/m² K (616–704 Btu/h ft² °F) dengan air atau cairan organik viskositas rendah.

15.6.4 Penukar Welded-Plate

Penukar ini, yang telah dirancang untuk mengatasi masalah penukar gasket, memiliki pelat yang dilas. Jika dipasang di dalam shell, itu memungkinkan mencapai tekanan tinggi dan suhu tinggi, setara dengan yang di shell and tube exchanger. Area pertukaran besar, lebih dari 1.000 m² (10,764 ft²), dapat dieksploitasi.

Nilai koefisien U serupa dengan nilai dari penukar panas pelat gasket.

15.6.5 Sistem Bank Konveksi Hot-Gas-to-Liquid

Jenis penukar ini digunakan ketika limbah panas dari proses dipindahkan ke fasa cair, umumnya air. Ini terdiri dari kelompok tabung dengan sirip besi cor atau baja karbon atau stainless steel. Temperatur kerja berkisar antara 1.000 dan 500 K (727–227 °C; 1.340–440 °F), tergantung pada lokasi tabung, pada materialnya, dan karakteristik gas. Perhatian harus diberikan pada kondensasi kelembaban asam.

Nilai koefisien U bervariasi dari 15 hingga 30 W/m² K (2,6–5,3 Btu/h ft² °F), dengan air atau cairan dengan viskositas rendah lainnya di satu sisi tabung.

15.6.6 Penukar panas Recuperative Gas-to-Gas

Jenis penukar ini banyak digunakan dalam industri dalam banyak aplikasi seperti penggunaan gas pembakaran untuk memanaskan udara pembakaran, pertukaran panas dalam reaktor kimia, dan pemulihan panas dari udara buangan di gedung-gedung. Banyak konfigurasi yang berbeda dengan tabung dan pelat dan bahan yang berbeda digunakan (baja, besi cor, gelas, tabung plastik).

Nilai-nilai koefisien U bervariasi dari 10 hingga 35 W/m² K (1,7–6,2 Btu/h ft² °F).

15.6.7 Penukar Pipa Panas

Penukar pipa panas menggunakan fluida antara untuk memindahkan panas dari gas panas ke fluida dingin. Prinsip dasarnya adalah sebagai berikut: panas dari gas panas dipindahkan ke bagian penguapan. Cairan antara mengubah kondisinya menjadi uap dan bergerak di sepanjang pipa panas ke bagian kondensasi di mana ia mengembun dengan melepaskan panas ke aliran dingin untuk dipanaskan. Air dapat digunakan sebagai cairan pipa panas. Temperatur yang lebih tinggi dapat dicapai dengan cairan organik.

Permukaan besar bisa digunakan untuk kedua sisi.

Nilai tipikal dari koefisien U adalah 20 W/m² K (3,5 Btu/h ft² °F).

15.6.8 Regenerator Rotary

Penukar ini terdiri dari piringan (*Disk*), terbuat dari bahan dengan kapasitas panas yang signifikan, yang berputar berdampingan antara gas dingin dan saluran gas panas. *Disk* bertindak sebagai media perantara: ia menyimpan panas dari gas panas dan mentransfer panas ketika bergerak di area saluran gas dingin. Efektivitas sistem ini sangat tinggi, lebih dari 90%.

Perhatian perlu diberikan pada cross-contamination antara aliran gas; ini dapat dikurangi dengan perangkat khusus seperti *labyrinth seals*.

15.7 Contoh Praktis

Contoh 1 Penukar air water-to-process pendingin (metode log-mean)

Suatu proses air yang mengalir pada 8 kg/s harus didinginkan dari suhu 110°C ke suhu 40°C menggunakan air pendingin pada laju aliran yang sama. Suhu inlet air pendingin adalah 15°C dan suhu outlet yang diinginkan adalah 85°C. Tekanan kedua cairan tersebut sekitar 0,3 MPa. Diperlukan evaluasi awal tentang kemungkinan penukar panas (lihat Bagian 15.5.1 untuk metode suhu log-mean).

Suhu yang diberikan:

$$T_{1i} = 110^{\circ}\text{C} \quad T_{1o} = 40^{\circ}\text{C}$$

$$T_{2i} = 15^{\circ}\text{C} \quad T_{2o} = 85^{\circ}\text{C}$$

Langkah 1

Hitung laju aliran panas Q dari dua aliran:

-Aliran 1 (air panas):

$$Q = 8 \times 4,186 \times (110 - 40) = 2,344,000 \text{ W} = 2,344 \text{ kW}$$

-Aliran 2 (air dingin):

$$Q = 8 \times 4,186 \times (85 - 15) = 2,344,000 \text{ W} = 2,344 \text{ kW}$$

Langkah 2

Hitung perbedaan antara suhu dari fluida di dua sisi dari penukar arus balik:

$$T_{1i} - T_{2o} = 110 - 85 = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{1o} - T_{2i} = 40 - 15 = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$\Delta T = 25 \text{ K} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (dalam khusus ini, ia konstan di sepanjang penukar arus balik)

$$R = (110 - 40)/(85 - 15) = 1$$

$$P = (85 - 15)/(110 - 15) = 0.73$$

Faktor koreksi, FT awalnya dianggap sama dengan 1.

Langkah 3

Hitung $Q/\Delta T$ (W/K):

$$Q/\Delta T = 2,344,000/25 = 93,700 \text{ W/K}$$

Langkah 4

Hitung permukaan penukar untuk berbagai jenis penukar panas:

- Dari tabel 15.4 (penukar shell dan tube):

$$U = 938 \text{ W/m}^2 \text{ K (nilai khusus)}$$

$$\text{Area} = Q/(U \times \Delta T) = 2,344 \times 1,000/(938 \times 25) = 100 \text{ m}^2$$

- Untuk penukar pelat U diasumsikan sama dengan $4,000 \text{ W/m}^2$

$$\text{Area} = Q/(U \times \Delta T) = 2,344 \times 1,000/(4,000 \times 25) = 23,4 \text{ m}^2$$

Dalam kedua kasus, jika biaya parameter per unit W/K diketahui, biaya penukar panas dapat ditemukan:

$$C \times (Q/\Delta T) = \text{biaya penukar}$$

Meskipun tidak termasuk biaya di sini, penukar plate, yang memiliki permukaan lebih kecil, tampaknya lebih ekonomis.

Penghematan energi dihitung dengan mengacu pada pabrik boiler yang akan memanaskan aliran air dingin dari 15 hingga 85 °C seperti yang diperlukan dari pengguna akhir dengan efisiensi sebesar 85% (nilai pemanasan lebih rendah sebagai referensi; 41.860 kJ/kg minyak).

Dalam hal pemulihan 2.000 jam/tahun, maka terjadi hal itu

$$\text{PENGHEMATAN ENERGI} = (2,344 - 3,600) \times 2,000 / (41,860 \times 0.85) = 474,320 \text{ kg}_{\text{oil}}/\text{year} = 474.32 \text{ TOE}/\text{year}.$$

Evaluasi ekonomi ditunjukkan pada Tabel 19.4.

Contoh 2 Penukar cooling water-to-process water (Metode-NTU)

Kasus ini mirip dengan yang di Contoh 1; suhu outlet kedua cairan yang seharusnya tidak diketahui (lihat metode efektivitas-NTU di Bag. 15.4).

Suhu yang diberikan:

$$T_{1i} = 110^{\circ}\text{C}$$

$$T_{2i} = 15^{\circ}\text{C}$$

Langkah 1

Memperkirakan nilai koefisien U:

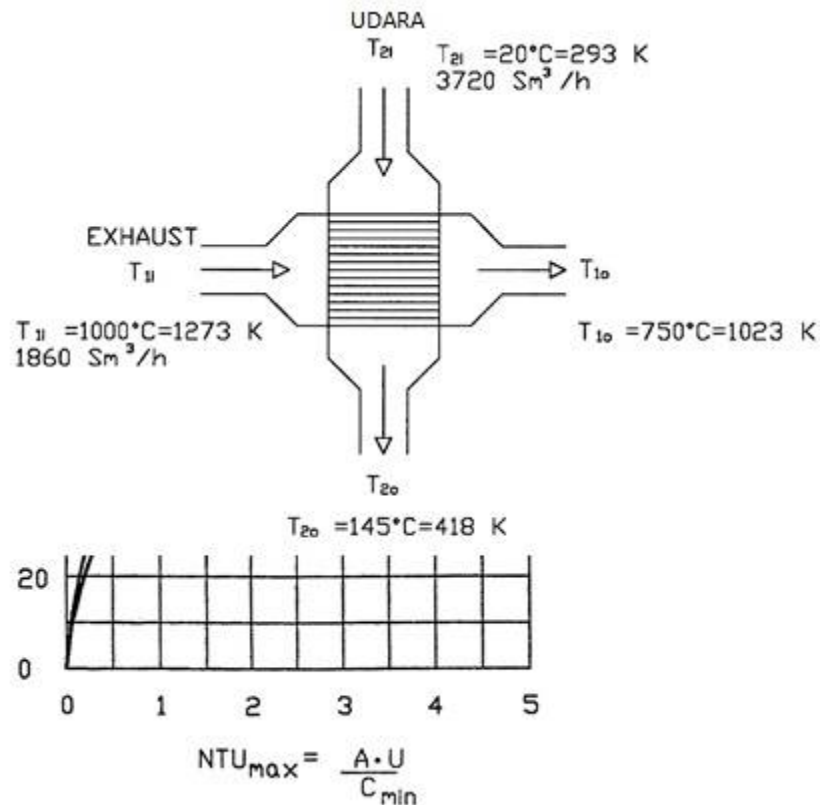
$$U = 938 \text{ W/m}^2 \text{ K (shell dan tube)}$$

Langkah 2

Hitung laju aliran kapasitas panas dari dua cairan:

$$m_1 \times c_1 = 8 \times 4,186 = 33,488 \text{ W/K}$$

$$m_2 \times c_2 = 8 \times 4,186 = 33,488 \text{ W/K}$$



Gambar 15.6 Penukar aliran gas buang udara. Mengoperasikan data seperti untuk Contoh 2

Langkah 3

- Suhu keluaran fluida 1 diasumsikan $T_{1i} = 40^\circ\text{C}$; efektivitas dihitung sebagai berikut:

$$P = (110 - 40)/(110 - 15) = 0.736$$

- $C_{\min}/C_{\max} = 1$; dari gambar 15.5 maka itu $NTU_{\max} = 2.9$

Langkah 4

Hitung pertukaran permukaan dan suhu outlet dari fluida 2:

$$\begin{aligned} NTU &= A \times U / C_{\min} \\ A &= NTU \times C_{\min} / U = 2.9 \times 33,488 / 938 = 103 \text{ m}^2 \\ P &= (T_{2o} - 15) / (110 - 15) = (100 - 40) / (110 - 15) = 0.736 \\ T_{2o} &= P \times (110 - 15) + 15 = 0.736 \times 95 + 15 = 85^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Contoh 2 memiliki penghematan energi yang sama dengan Contoh 1.

Contoh 3 Penukar aliran udara-ke- pipa pembuangan asap (metode log-mean)

Suatu proses membutuhkan $3.720 \text{ Sm}^3/\text{jam}$ udara pada 145°C , yang dapat diperoleh dengan memanaskan udara dari suhu sekitar 20°C ke nilai yang diinginkan dengan menggunakan aliran gas buang. Pipa asap berada pada 1.000°C dan memiliki laju aliran sama dengan $1.860 \text{ Sm}^3/\text{jam}$. Penukar adalah jenis gas-ke-gas dengan pengaturan aliran silang dan diperlukan evaluasi awal permukaannya (lihat Bagian 15.4 untuk metode suhu rata-rata log).

Data operasi di kedua sisi penukar panas ditunjukkan pada Gambar. 15.6.

Suhu yang diberikan:

$$T_{1i} = 1,000\text{ }^{\circ}\text{C} \quad T_{1o} = 750\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{2i} = 20\text{ }^{\circ}\text{C} \quad T_{2o} = 145\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Langkah 1

Hitung laju aliran panas dari kedua aliran (panas spesifik udara dan gas buang diasumsikan sama dengan 1 kJ/kg K)

- Aliran 1 (pipa pembuangan asap):

$$Q = (1,860/3,600) \times 1.29 \times 1 \times (1,000 - 750) = 166\text{ kW}$$

- Aliran 2 (pipa pembuangan asap):

$$Q = (3,720/3,600) \times 1.29 \times 1 \times (145 - 20) = 166\text{ kW}$$

Langkah 2

Hitung ΔT dengan menggunakan suhu fluida di kedua sisi penukar dengan menggunakan perbedaan log-mean dan faktor koreksi FT:

$$T_{1i} - T_{2o} = 1,000 - 145 = 855\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{1o} - T_{2i} = 750 - 20 = 730\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{LM} = 791\text{ K} = 791\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$R = (1,000 - 750)/(145 - 20) = 2$$

$$P = (1,000 - 750)/(1,000 - 20) = 0.25$$

$$FT = 0.95 \text{ (lihat gambar 15.3)}$$

$$\Delta T = \Delta T_{LM} \times FT = 791 \times 0.95 = 751\text{ K} = 751\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Langkah 3

Hitung $Q/\Delta T$ (W/K):

$$Q/(U \times \Delta T) = 166 \times 1,000/751 = 221\text{ (W/K)}$$

Membuat evaluasi awal dari permukaan penukar gas-ke-gas dan biaya. U diasumsikan sama dengan 20 W/m² K; berikut bahwa

$$\text{Area} = Q/(U \times \Delta T) = 166 \times 1,000/(20 \times 751) = 11\text{ m}^2$$

Jika biaya parameter per unit W/K diketahui, biaya penukar panas dapat ditemukan:

$$C \times (Q/\Delta T) = \text{biaya penukar}$$

Penghematan energi dihitung dengan mengacu pada pabrik boiler yang akan memanaskan aliran udara dingin (aliran 2) seperti yang dibutuhkan oleh proses dengan efisiensi sebesar 85% (nilai pemanasan lebih rendah sebagai referensi; 41.860 kJ/kg minyak).

Untuk pemulihan 5.000 jam/tahun, berarti:

$$\text{PENYIMPANAN ENERGI} = (166 \times 3,600) \times 5,000 / (41,860 \times 0.85) = 83,977 \text{ kg}_{\text{oil}} / \text{tahun} = 84 \text{ TOE/tahun}$$

Evaluasi ekonomi dapat dilihat pada Tabel 19.3.

16. Pemulihan Limbah dan Energi

16.1 Pendahuluan

Aktivitas industri dan manusia menghasilkan limbah padat, cair, dan gas.

Limbah industri dapat digunakan kembali di dalam pabrik sebagai bahan baku dan di pabrik pemulihan energi. Aspek-aspek utama untuk ditunjukkan adalah sebagai berikut: komposisi kimia limbah, potensi penggunaan kembali untuk proses internal, teknologi yang tersedia untuk pengolahan, limbah yang dihasilkan oleh pabrik pengolahan dan akibatnya polusi udara dan air, dan juga kelayakan ekonomi, yang seharusnya memperhitungkan biaya lingkungan, energi, dan pengoperasian.

Pengolahan limbah cair dan gas banyak dipraktikkan, dengan berbagai tingkat yang ditentukan oleh peraturan lokal, sensitivitas terhadap masalah dan jenis polusi yang terkait. Limbah cair dan gas dapat diklasifikasikan berdasarkan kandungan polutannya; literatur khusus dan pengalaman praktis tersedia untuk menyelesaikan sebagian besar kasus di tempat atau di luar pabrik. Kandungan energi dalam emisi cair dan gas dapat dipulihkan sebagian melalui penukar panas/*heat exchangers* (lihat Bab 15), untuk digunakan dalam proses atau di pabrik kogenerasi (lihat Bab 9), tergantung pada suhu dan kandungan polutan.

Limbah padat dari industri diklasifikasikan di setiap negara sesuai dengan peraturan setempat; Namun demikian, berbagai sistem memiliki banyak kesamaan. Di negara industri, seperti contoh yang diilustrasikan pada Gambar 3.1, dengan konsumsi energi kotor 160 MTOE/tahun (di mana 50 MTOE/tahun adalah bagian dari industri), jumlah limbah industri sekitar 35 juta t per tahun ; karena itu, secara umum, orang dapat menemukan 0,7-1 t limbah industri per TOE dari konsumsi energi kotor di industri. Selain itu, perhatikan bahwa di negara industri yang khas setiap orang membuang sekitar 1,5–2 kg/hari (0,5-0,7 t/tahun) limbah perkotaan; jika semua jenis limbah dipertimbangkan, maka di negara industri seperti contoh di atas dengan populasi 50 juta, total sampah dapat mencapai 100 juta ton, yaitu 60% berat total konsumsi TOE.

Limbah padat industri biasanya dipecah menjadi empat kategori:

- Limbah inert dari industri ekstraktif, batu bata, dan sejenisnya, yang dapat juga berasimilasi dengan puing-puing bangunan. Ini dapat dengan mudah digunakan kembali untuk konstruksi jalan dan pekerjaan umum.
- Limbah perkotaan: Berupa plastik, kertas, karet, dan, dalam jumlah terbatas, kaca. Limbah ini dapat diolah sebagai sampah kota.
- Limbah industri mencakup semua limbah industri dengan pengecualian dari kategori yang disebutkan di atas (limbah inert dan perkotaan) dan limbah berbahaya. Ini melibatkan beberapa risiko bagi lingkungan, tetapi dapat dibuat kurang berbahaya dengan *treatment* yang tepat atau digunakan kembali dalam proses. Limbah ini mencakup bahan organik dan anorganik, cairan, lumpur, dan padatan dengan konsentrasi polutan yang terbatas.

- Limbah berbahaya dan infeksius, yaitu limbah industri dengan konsentrasi racun atau polutan yang tinggi.

Sampah perkotaan umumnya ditimbun, tetapi ini bukan lagi metode pembuangan yang dapat diterima karena masalah lingkungan dan kelangkaan ruang. Utilitas sangat tertarik untuk membakar limbah untuk menghasilkan listrik dan uap, tetapi polusi udara harus dihindari. Pengolahan limbah perkotaan tidak dibahas secara rinci di sini, perhatian utama kita adalah limbah industri dan pemanfaatannya di tempat.

Limbah industri yang tidak berbahaya dapat diolah sebagai limbah perkotaan, tetapi jumlah yang diproduksi oleh satu pabrik berukuran sedang umumnya terlalu kecil untuk digunakan kembali di pabrik pada instalasi pemulihan panas. Sebagai aturan umum, pengolahan di tempat layak secara ekonomi jika jumlah limbah tidak kurang dari ratusan ton/tahun (500-1.000). Ini tergantung pada jenis limbah dan situasi tertentu, tetapi dapat dianggap sebagai indikasi umum.

16.2 Manajemen Limbah

Strategi pengelolaan limbah terdiri dari beberapa bagian utama, beberapa di antaranya sama dengan dalam manajemen energi (lihat Bab 18): analisis data historis, audit dan akuntansi, analisis peraturan lingkungan setempat, analisis teknik, dan proposal investasi berdasarkan studi kelayakan, pelatihan personil, dan informasi.

Beberapa faktor harus dipertimbangkan:

- Insiden biaya limbah pada pergantian dan nilai tambah
- Limbah sebagai persentase produksi
- Identifikasi dan kuantifikasi limbah mengikuti aliran bahan baku dan energi di dalam pabrik
- Pemilihan indeks signifikan yang berlaku untuk seluruh pabrik dan untuk jalur produksi tunggal
- Kemungkinan daur ulang di dalam pabrik atau di luar
- Tingkat polusi dan kompatibilitas dengan peraturan lokal

Pengembangan strategi pengelolaan limbah pada tingkat yang berbeda tergantung pada pentingnya biaya limbah dibandingkan dengan faktor-faktor produksi lainnya dan pada peraturan lokal, yang mungkin memerlukan mengikuti prosedur khusus, terlepas dari jumlah limbah yang terlibat.

Sebagai aturan umum, pengelolaan limbah dilakukan dengan tiga cara utama (lihat juga Gambar 4.5): (1) pengurangan limbah dengan menggunakan teknologi bersih, (2) penghapusan limbah, dan (3) daur ulang limbah sebagai bahan baku atau energi.

Pendekatan teknologi bersih adalah yang paling menarik, tetapi paling mahal dan memakan waktu karena mungkin memerlukan transformasi drastis dalam semua fasa proses,

dari input bahan baku ke pengemasan dan pengiriman. Teknolog harus dilibatkan dalam proses perubahan. Juga penting dan tidak boleh diabaikan adalah efek dari fasa pengemasan pada limbah perkotaan dan industri, karena limbah plastik dan kayu yang dihasilkan. Selain itu, penggunaan bahan bakar seperti gas alam, cairan, dan bahan bakar padat dengan konsentrasi sulfur rendah (kurang dari 1% berat) dapat dimasukkan dalam bidang pengelolaan limbah ini; ini dapat disebut teknologi bersih dalam fasilitas, karena polutan gas dari pembakaran dikurangi tanpa tanaman pengurangan pada akhir proses pembakaran.

Penghapusan limbah padat dan cair dengan mempekerjakan agen eksternal adalah kebijakan yang paling sederhana tetapi umumnya paling mahal untuk masing-masing pabrik. Cukup sering itu adalah satu-satunya yang layak karena jumlah limbah yang dihasilkan terlalu kecil untuk membenarkan pabrik independen. Namun demikian, peraturan lokal mungkin memerlukan penyimpanan dan transportasi sesuai dengan aturan yang sangat ketat, yang dapat meningkatkan biaya akhir pembuangan. Harus ditunjukkan bahwa kesulitan dalam menemukan situs yang cocok untuk operasi ini tumbuh secara dramatis, terutama di daerah padat seperti bagian paling maju di dunia.

Dalam hal limbah cair, pengeluaran air ke lembaga eksternal dikenakan biaya sesuai dengan konten polutan. Jika tidak, limbah cair dapat diolah sebelum dibuang dengan sistem mekanik, kimia, dan aerobik, yang mengonsumsi energi.

Dengan cara yang sama, perawatan aliran gas pada suhu tinggi harus dilakukan di pabrik, tergantung pada peraturan setempat (dengan membakar aliran polutan dan dengan menjaga mereka untuk waktu tertentu pada suhu yang lebih tinggi dari 900-1.000°C (1,650–1,832°F) dan kemudian mendinginkannya ke suhu yang lebih rendah sebelum dibuang dari tumpukan). Perhatikan bahwa fasa pendinginan dapat dilakukan secara ekonomis dengan memulihkan panas dari knalpot melalui penukar gas ke gas, sehingga mengurangi energi yang dikonsumsi dalam pengolahan.

Kapan pun memungkinkan, daur ulang sebagai bahan baku atau energi selalu merupakan pendekatan yang paling menarik.

Penggunaan limbah sebagai bahan baku dalam proses itu sendiri tetap merupakan bentuk terbaik pengelolaan limbah, karena dalam hal ini limbah tidak harus meninggalkan batas pabrik. Penggunaan limbah yang berasal dari pabrik dan proses lain dapat sama berhasilnya dalam pendekatan manajemen limbah yang lebih luas. Ini adalah metode yang dipraktikkan di industri pengecoran dan semen dengan menggunakan plastik, karet, limbah cair, dan RDF; membutuhkan pemisahan aliran material untuk memfasilitasi daur ulang, bila memungkinkan, pada langkah proses yang berbeda.

Meskipun tidak selalu dapat dipraktikkan karena masalah pencemaran lingkungan dan korosi peralatan oleh zat-zat seperti polivinil klorida (lihat prinsip-prinsip pembakaran dalam Bagian 6.11), pembakaran sampah (RDF, lumpur, dan lain-lain) di dalam pabrik itu sendiri selalu merupakan kemungkinan menarik.

Pirolisis, distilasi, dan pengolahan anaerobik dari limbah padat, lumpur, dan cairan menghasilkan cairan atau gas yang cocok untuk digunakan sebagai bahan bakar. Banyak dari perawatan ini, seperti proses pencernaan anaerob, meskipun sering disebut sebagai perawatan ekonomis, sebagian besar terbatas pada tanaman kecil. Pemulihan energi dari pembangkit ini rendah dan jumlah energi yang dipulihkan seringkali hanya sama dengan energi input untuk alat bantu. Namun demikian, tidak seperti sistem konsumsi energi lain seperti yang telah disebutkan, perawatan ini memungkinkan penghematan energi.

16.3 Pemulihan Energi dari Limbah

Pemulihan energi dari limbah dapat diklasifikasikan berdasarkan jenis pengolahan dan limbah yang tersedia.

Pemulihan panas dari cairan panas dan gas melalui penukar panas telah dibahas dalam Bab 15. Ini adalah metode pemulihan yang paling sederhana dan paling ekonomis, tetapi mensyaratkan bahwa aliran yang dapat dipulihkan cocok dengan profil permintaan pengguna akhir secara kuantitas dan kualitas. Selain itu, kandungan polutan dari aliran, yang dapat memicu korosi, harus dipertimbangkan dengan hati-hati.

Banyak jenis limbah padat dan cair dapat disimpan ketika diproduksi dan diubah menjadi energi sebagai bahan bakar cair, padat, dan gas sesuai dengan permintaan pengguna akhir.

Tabel 16.1 mencantumkan teknologi pengolahan utama untuk pemulihan energi dan beberapa data operasi dasar untuk dipertimbangkan dalam evaluasi pendahuluan. Sistem ini tunduk pada pertimbangan berikut:

- Limbah padat perkotaan dan industri dapat dibakar dalam insinerator untuk menghasilkan air panas, uap, dan listrik. Begitu juga lumpur industri dan perkotaan. Limbah padat dapat disiapkan sebagai RDF (bahan bakar yang berasal dari sampah) atau sebagai pelet bahan bakar. Nilai kalor bersih berkisar antara 16.000 hingga 21.000 kJ/kg.
- Limbah cair dan padat dapat diolah dengan cara pencernaan anaerob untuk menghasilkan biogas. Parameter utama yang dipertimbangkan untuk limbah cair adalah kandungan COD (kebutuhan oksigen kimia) yang menjadi acuan produksi biogas secara umum.
- Sistem lain, seperti pirolisis, distilasi, dan gasifikasi, dimungkinkan dalam aplikasi tertentu, yang harus diselidiki secara individual dan dievaluasi dengan cermat dari sudut pandang ekonomi dan teknis.

Tabel 16.1 Teknologi utama untuk pemulihan energi dalam pengolahan limbah

Jenis teknologi	Pemulihan energi		Catatan
Pembakaran	Nilai Pemanasan Lebih Rendah (kJ/kg)		Tergantung pada jenis sampahnya Kadar air 5%
RDF bulu	16.000–21.000		
Pelet RDF	16.000–21.000		
Sampah padat perkotaan	4.000–9.500		
Limbah padat industri	20.000–40.000		
Lumpur	10.000		
Pencernaan anaerob (biogas)	Nilai Pemanasan Lebih Rendah (kJ/Sm ³)	Produksi (Sm ³ /g)	
Limbah padat perkotaan (ditimbun)	18.000–22.000	0,35-0,45	Per kg massa kering
Lumpur (perkotaan, pertanian)	15.000-20.000	0,6–1,5	Per kg zat padat gasifikasi
Limbah cair	20.000–25.000	0,2-0,4	Per kg COD (permintaan oksigen kimia cair); COD> 5.000; metana 65%
Biomassa	15.000-20.000	Variabel	Tergantung pada jenis biomassa

16.4 Fungsi Pengelolaan Limbah dan Energi di Industri

Pengelolaan limbah adalah fungsi yang sepenuhnya terkait energi, yang menyangkut semua pabrik dan aktivitas setiap orang di tempat kerja dan di rumah.

Jika energi harus dipertimbangkan dengan memperhatikan jumlah terbatas yang tersedia dan pencarian sumber-sumber baru harus selalu dilanjutkan, limbah harus dilihat dalam perspektif keberadaannya yang sangat besar di mana-mana di dunia. Di sisi lain, limbah berarti energi: (1) energi dapat dihasilkan dari pembuangan pada akhir proses produksi, dan (2) energi dikonsumsi baik selama transformasi bahan baku menjadi produk akhir dan selama pengolahan limbah.

Biaya pengolahan limbah tentu saja merupakan salah satu faktor yang harus dipertimbangkan dalam analisis ekonomi investasi (lihat Bab 19).

17. Strategi Manajemen Energi untuk Kontrol dan Perencanaan

17.1 Pendahuluan

Strategi manajemen energi secara tradisional mencakup enam bagian utama: analisis data historis; periksa kontrak pasokan energi; audit dan akuntansi energi; evaluasi Indikator Kinerja Utama (KPI); analisis teknik, proposal investasi, dan kontrol pabrik berdasarkan studi kelayakan; pelatihan dan informasi kepegawaian. Beberapa faktor harus dipertimbangkan:

- Insiden biaya energi pada pergantian dan nilai tambah;
- Persentase energi termal dan listrik baik yang digunakan dalam proses maupun sebagai energi primer;
- Identifikasi dan kuantifikasi aliran energi termal dan listrik dari instalasi transformasi ke pengguna;
- Pemilihan Indikator Kinerja Utama yang penting berlaku untuk seluruh lokasi, untuk pabrik fasilitas dan untuk setiap lini produksi;
- Kemungkinan pemulihan panas dan kontrol terpusat proses dan fasilitas pabrik;
- Kejadian komparatif dari energi yang digunakan untuk proses dan layanan pada total konsumsi.

Strategi energi dapat diterapkan pada tingkat yang berbeda tergantung pada pentingnya energi dibandingkan dengan faktor-faktor produksi lainnya. Tentu saja, juga biaya energi absolut yang dikonsumsi di lokasi adalah parameter yang harus dipertimbangkan sebelum memulai program penghematan energi.

Strategi energi harus disesuaikan dengan strategi limbah karena saling memiliki ketergantungan yang erat.

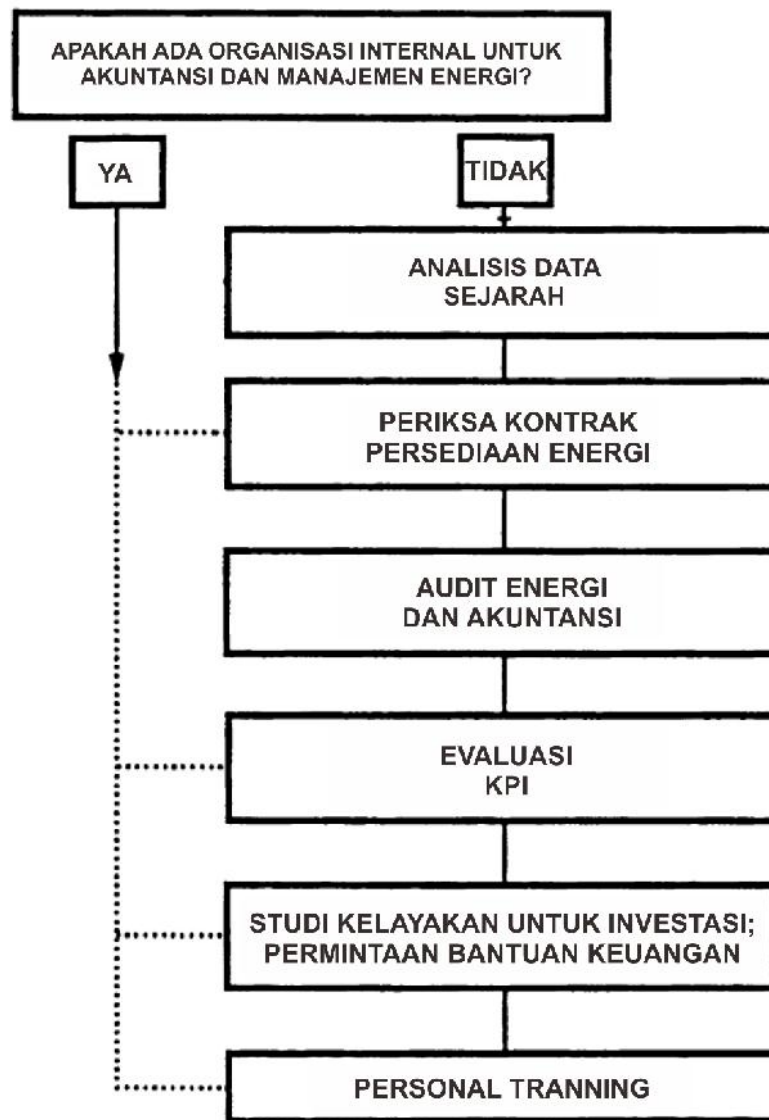
17.2 Perbeda Langkah dari Pendekatan Manajemen Energi

Gambar 17.1 menunjukkan pendekatan dasar yang disarankan untuk manajemen energi. Untuk mengatur program manajemen energi, perlu untuk tahu fungsi organisasi dan situs, pabrik dan bangunan.

Jika masalah manajemen energi belum pernah ditangani sebelumnya, semua bagian yang ditunjukkan pada Gambar. 17.1 harus dibahas. Sebaliknya, setiap bagian dari program dapat dikembangkan secara terpisah.

Analisis dan audit energi mencakup enam bagian utama, yang diringkas dalam Gambar 17.1 dan dirinci sebagai berikut:

1. Analisis data historis mengenai setidaknya 3 tahun terakhir, jika tidak ada perubahan signifikan yang terjadi pada periode ini. Untuk satuan biaya energi, lihat juga Sekte. 19.4. Data dapat diatur secara bulanan:



Gambar 17. Pendekatan dasar yang disarankan untuk manajemen energi: program dapat dimulai pada tingkat yang berbeda

- Pemakaian energi listrik dalam kWh dan daya yang dikonsumsi dalam kW selama jam laju yang berbeda, jika tarif jam tarif diterapkan, dan biaya terkait. Ketika ada berbagai kontrak, beberapa tabel dapat digunakan untuk melaporkan data yang merujuk pada satu kontrak. Biaya yang terkait dengan faktor daya juga dapat dilaporkan jika diterapkan.
- Pemakaian gas alam dalam Sm^3 atau kWh dan biaya terkait.
- Pemakaian minyak dalam kg dan biaya terkait.
- Pemakaian bensin dalam liter (L) dan biaya terkait.
- Pemakaian LPG dalam liter (L) dan biaya terkait.
- Pemakaian batubara dalam kg dan biaya terkait.
- Mudah terbakar lainnya dan biaya terkait.
- Panas (uap, air panas) dan biaya terkait jika terjadi pemanasan distrik atau lainnya.
- Pemakaian air dari utilitas dan sumur situs di m^3 dan biaya terkait.
- Produksi dikelompokkan dalam kategori utama (dalam contoh ini: produksi x, y) dinyatakan dalam t atau jumlah unit atau unit penting lainnya. Sebuah pemersatu satuan juga harus digunakan untuk memiliki ukuran total produksi; jika tidak, jam kerja dapat

dianggap sebagai indeks dari total produksi atau jumlah penghuni atau orang yang memasuki bangunan.

- Produksi limbah dikelompokkan dalam kategori utama yang dinyatakan dalam t atau dalam m³. Konten energi dapat dirinci jika signifikan.
 - Menggunakan Satuan SI
2. Memeriksa kontrak pasokan energi. Ini adalah pemeriksaan pendahuluan berdasarkan analisis kontrak dengan utilitas untuk mengurangi biaya tanpa perubahan signifikan dalam mode proses dan mode operasi layanan. Tergantung pada tarif lokal, kesesuaian kontrak untuk profil permintaan (profil beban kilowatt dengan nilai rata-rata terintegrasi 15 menit atau 30 menit, konsumsi energi jam kilowatt selama jam sibuk dan di luar jam sibuk, dan faktor muatan) harus diselidiki dengan cermat untuk mendapatkan tarif termurah yang tersedia.

Analisis yang lebih rinci dapat dilakukan ketika situasi energi pabrik diketahui sepenuhnya.

3. Audit dan akuntansi energi
- a) Konstruksi situs energi dan diagram alir lokasi massa dari input ke output. Diagram alir proses energi dan fasilitas harus saling berkorelasi dengan satu sama lain dari kesesuaian tes awal. Mereka harus kongruen dengan model situs sebagaimana didefinisikan pada langkah 3c.
 - b) Perluasan data yang dikumpulkan pada langkah 1 dan hubungan di antara mereka untuk kemungkinan parameter yang signifikan untuk penilaian situs energi (dari Tabel 17.1, 17.2, dan 17.3). Data tahunan yang digunakan sebagai tahun referensi berasal dari data yang berbasis bulanan seperti pada langkah 1:
 - Perpaduan konsumsi dan biaya energi seperti pada Tabel 17.3. Persentase distribusi berbagai bentuk energi.
 - Variasi tahunan konsumsi energi dan biaya terkait.
 - Variasi tahunan dari berbagai jenis produksi.
 - Situs atau grup situs.
 - Daftar pabrik dengan penggolongan daya (Tabel 17.4).

Data umum XXXX-YYYY

Nama Perusahaan	XXXX
Lokasi	YYYY
Area produksi kotor, gudang, lab	10,000m ²
Volume produksi kotor, gudang, lab	50,000m ³
Area dan volume dengan HVAC	8,000m ² / 40,000m ³
Jam kerja / hari	24 jam/hari
Bidang kegiatan	Produksi makanan
Produksi	10,000t/tahun
Jumlah kehadiran harian (karyawan)	100 unit/hari
Jumlah kehadiran harian (eksternal)	10 unit/hari

Tabel 17. 2 Konsumsi energi XXXX-YYYY

Konsumsi energi listrik (tahun ...)	10,0007,239 kWh/tahun
Biaya referensi energi listrik (tahun ...)	0.1 U/kWh
Tegangan suplai	11 kV

Konsumsi gas alam (tahun ...)	1,805,339 Sm ³ /tahun
Biaya referensi gas alam (tahun ...)	0.25 U/Sm ³
Konsumsi air (tahun ...)	35,916 m ³ /tahun
Biaya referensi air (tahun ...)	1 U/m ³
Total biaya (listrik + gas alam + air)	1,487,975 U/tahun

Tabel 17. 3 Pembagian biaya dari energi dan air

Energi listrik	1,000,724 U/tahun
Gas alam	451,335 U/tahun
Air	35,916 U/tahun
Total biaya	1,487,975 U/tahun

- c) Pemodelan situs: model listrik, model termal, model air, lainnya seperti yang ditunjukkan pada Tabel 17.5, 17.6, dan 17.7.

Pendekatan untuk model adalah:

- Daftar pengguna dengan daya terpasang atau yang digolongkan berdasarkan pemakaian per jam (pengguna proses listrik, pengguna panas, air dan lainnya seperti pendingin, HVAC, udara terkompresi).
- Persentase faktor muatan tergantung pada mode operasi pada periode referensi. Karena parameter ini dikalikan dengan daya yang dipasang untuk mendapatkan daya yang dikonsumsi, efisiensi sistem (motor, jalur distribusi, dll.) Termasuk dalam persentase faktor muatan.
- Daya yang dikonsumsi sama dengan daya yang dipasang dikalikan dengan persentase faktor muatan.
- Jam kerja per hari, hari kerja per tahun, dan jam kerja per tahun.

Tabel 17.4 Fasilitas XXXX-YYYY

Kompresor pendingin Pabrik	fluid and working temperature (°C)	Daya pendinginan (kW)	Tenaga listrik (kW)	Nilai COP
Pendingin 1,2,3	Air 8 °C	2,400	600	4
Total		2,400	600	4
Pompa air dingin (10 pompa, masing-masing 15 kw)			150	
Pompa air menara pendingin dan kipas angin	Cairan	Pompa tenaga listrik (kW)		
Menara pompa 1	Air	8		
Menara pompa 2	Air	15		
Menara pompa 3	Air	6		
Menara pompa 4	Air	18		
Total		47		
Instalasi tekanan udara	Tekanan	Tenaga listrik (kW)	aliran udara masuk (Sm ³ /h)	kWh/Sm ³
Kompresor udara no 1	0.70	150	1,378	0.11
Kompresor udara no 2	0.70	110	1,164	0.09
Total		260	2,542	0.10
Pabrik vakum	Tekanan (MPa)	Tenaga listrik (kWh)		
Pabrik pompa (3 pompa, masing-masing 10 kW)		30		
Total		30		
HVAC-UTA	Nilai udara (m ³ /h)	Tenaga listrik (kWh)	Identifikasi zona	

Zona pabrik a	60,000	15		
Zona pabrik b	15,000	10		
Zona pabrik c	17,000	10		
Zona pabrik d	60,000	15		
Zona pabrik e	20,000	10		
Zona pabrik f	4,000	5		
Total	176,000	65		
Pencahayaan	Jumlah lampu	Tenaga listrik (kW)	Identifikasi zona	W/m^2
Lampu neon 36 W (dalam ruangan)	2,000	72	10,000	7.2
Lampu discharge (luar ruangan)	20	4,0	2,000	2.0
Total	2,020	76		
Pabrik boiler	Tenaga panas (kW)	Cairan	BBM input	
Boiler 1, 2, 3	1,500	Panas	Gas alam	
Boiler 4	1,500	Panas air 60 °C	Gas alam	
Total	3,000			
Peralatan lainnya				

Semua nilai adalah nilai kurs

Table 17. 5 Model listrik-XXXX-YYYY

					Nilai daya kW (kW)	Unit terpasang (Unit)	Total nilai daya (kW)	Memuat pabrik / efisiensi (%)	Rata-rata daya input (kW)	Jam kerja harian (jam / hari)	Kerja harian (hari / tahun)	Jam kerja tahunan (jam /tahun)	Energi input (kWh /tahun)	berbagi energi input (%)
Pengguna	Aktivitas	Daerah	Produk	Menggunakan										
Lampu Pijar	Fasilitas	Dalam ruangan	x,y	Inlight	0.036	2,000	72	70	50.4	24	312	7,488	377,395.2	3.77
Lampu pelepasan	Fasilitas	Luar ruangan	x,y	Outlight	0.2	20	4	70	2.8	12	2260	3,120	8,736	0.09
Pendingin no 1, 2, 3	Fasilitas	Luar ruangan	x,y	Pendingin	200	3	600	50	300	24	365	8,760	2,628,000	26.26
Menara pendingin no 1	Fasilitas	Luar ruangan	x	Pompa dan kipas	18	4	47	30	14.1	24	365	8,760	123,516	1.23
Menara pendingin no 2	Fasilitas	Luar ruangan	x	Pompa dan kipas	35	1	35	30	10.5	24	365	8,760	91,980	0.92
Menara pendingin no. 3	Fasilitas	Luar ruangan	y	Pompa dan kipas	16	1	16	30	4.8	24	365	8,760	42,048	0.42
Menara pendingin tidak ada pompa dan kipas	Fasilitas	Luar ruangan	y	Pompa dan kipas	38	1	38	30	11.4	24	365	8,760	99,864	1.00
Pompa air dingin	Fasilitas	Dalam ruangan	x,y	Pompa	15	10	150	60	90	24	365	8,760	788,400	7.88
Kompresor no 1	Fasilitas	Dalam ruangan	x	ACO	150	1	150	50	75	24	365	8,760	657,00	657
Kompresor no 2	Fasilitas	Dalam ruangan	y	ACO	110	1	110	50	55	24	365	8,760	481,800	4.81
Pompa vakum	Fasilitas	Dalam ruangan	x	Vakum	10	3	30	50	15	24	365	8,760	131,400	1.31
HVAC	Fasilitas	Produksi x	x	AHU	15	1	15	40	6	24	365	8,760	52,560	0.53
HVAC	Fasilitas	Produksi x	x	AHU	10	1	10	40	4	24	365	8,760	35,040	0.35

HVAC	Fasilitas	Produksi y	y	AHU	10	1	10	60	6	24	365	8,760	52,560	0.53
HVAC	Fasilitas	Produksi y	y	AHU	15	1	15	60	9	24	365	8,760	78,840	0.79
HVAC	Fasilitas	Produksi y	y	AHU	10	1	10	60	6	24	365	8,760	52,560	0.53
HVAC	Fasilitas	Produksi y	y	AHU	5	1	5	60	3	24	365	8,760	26,280	0.26
Proses x	Fasilitas	Produksi x	x	Proc	500	1	500	35	175	24	365	8,760	1,533,000	15.32
Proses y	Fasilitas	Produksi y	y	Proc	600	1	600	45	270	24	365	8,760	2,365,200	23.63
Peralatan lainnya	Fasilitas	Dalam ruangan	x, y	Proc	50	1	50	45	22.5	24	365	8,760	197,100	1.97
Kerugian	Fasilitas	Dalam ruangan	x, y	Kerugian	20	1	60	35	21	24	365	8,760	183,960	1.84
Total							2,527		1,151.5				10,007,239	100

Tabel 17. 6 Model gas alam -XXXX-YYYY

Penguna	Aktivitas	Daerah	Produk	Menggunakan	Nilai daya (kW)	Faktor beban (%)	efisiensi LHV (%)	Daya input rata-rata (kW)	Jam kerja harian (jam / hari)	Hari kerja (hari / tahun)	Jam kerja tahunan (jam / tahun)	konsumsi alami (Sm ³ / tahun)	Energi keluaran (MWh / tahun)	Bagikan (%)
Boiler 1	Fasilitas	Dalam ruangan	x	Uap	500	75	90	416,67	24	365	8,760	381,422	3,404	21.13
Boiler 2	Fasilitas	Dalam ruangan	y	Uap	500	50	90	277,78	24	365	8,760	254,281	2,269	14.08
Boiler 3	Fasilitas	Dalam ruangan	y	Uap	500	50	90	277,78	24	365	8,760	2,542,81	2,269	14.08
Boiler 4	Fasilitas	Dalam ruangan	x, y	Air panas	1,500	60	90	1,000	24	365	8,760	915,413	8,170	50.70
Total					3,000			1,972.22				1,805,399	16,114	100

Gas alam NHV 34,450 (KJ/Sm³)

Gas alam NHV 1,036 Btu/Sft³)



Tabel 17. 7 Model air -XXXX-YYYY

Penguna	Aktivitas	Daerah	Produk	Menggunakan	Nilai aliran (m^3/h)	Faktor beban (%)	aliran rata-rata (m^3/h)	Jam kerja harian (jam / hari)	Hari kerja (hari / tahun)	Jam kerja tahunan (jam / tahun)	konsumsi air (m^3 / tahun)	Bagikan (%)
Menara pendingin	Fasilitas	Luar ruangan	x,y	Menara pendingin	6.00	55	3.3	24	365	8,760	28,908	80.49
Air umpan boiler	Fasilitas	Luar ruangan	x,y	Boiler	0.5	100	0.5	24	365	8,760	4,380	12.20
Produksi	Proses	Dalam ruangan	x,y	Proses	0.1	100	0.1	24	365	8,760	876	2.44
Air yang bisa diminum	Fasilitas	Dalam ruangan	x,y	Air sanitasi	0.2	100	0.2	24	365	8,760	1,752	4.87
Total					6.8		4.1				35,916	100

- Pemakaian energi tahunan sebagai produk dari daya yang dikonsumsi dikalikan dengan jam kerja per tahun. Jika pengukuran yang ada, angka-angka ini dapat digunakan sebagai pengganti perkiraan.
 - Kode untuk mengidentifikasi pengguna akhir; umumnya empat kode cukup untuk menunjukkan kategori pengguna (proses atau fasilitas; area produksi; produk, pusat biaya, dll.) atau pengaitannya dengan pabrik boiler, gardu listrik, dan pabrik fasilitas lainnya di sekitar lokasi.
 - Bagikan kategori produksi yang berbeda dalam pemakaian listrik, termal, dan energi total, dengan berbagai tingkat detail tergantung pada data yang tersedia dan pada mode perluasan mereka (lihat model pada Tabel 17.5, 17.6, dan 17.7).
4. Evaluasi KPI. KPI untuk pemakaian dari proses energi pabrik dan fasilitas harus dihitung berdasarkan pengukuran. Mereka dapat digunakan sebagai garis dasar untuk mengevaluasi penghematan energi (lihat Tabel 17.8).
 5. Studi kelayakan untuk investasi. Klasifikasi investasi ditunjukkan pada Tabel 17.9. Biaya investasi, penghematan (penghematan energi dan biaya operasi plus atau minus biaya tambahan) dan analisis ekonomi awal dengan cara menggunakan parameter pengembalian ditunjukkan secara rinci serta keadaan setiap evaluasi investasi (lihat juga Bab 19) . Investasi pada kontrol terpusat atas proses dan fasilitas pabrik harus diselidiki dengan hati-hati (lihat Bagian 17.9).
 6. Pelatihan personil. Ini adalah aspek penting dari manajemen energi dan harus dikembangkan pada level yang berbeda dengan memasukkan semua personel (lihat juga Bab 18).

Model harus diperiksa ulang untuk memverifikasi konsistensi berbagai mode pemakaian air dan energi (listrik, termal, dll.) Oleh pengguna akhir yang sama. Dengan cara ini, keanehan karena variasi dari standar dapat dideteksi.

Hasil dari model perluasan juga dapat digunakan untuk memecah pemakaian energi ke dalam berbagai kategori produksi.

Pengukuran aliran energi, yang dilakukan secara sistematis di banyak bagian kimia, petrokimia, dan energi intensif lainnya, juga dapat diimplementasikan di industri manufaktur energi intensif menengah dan di gedung-gedung dengan secara akurat memilih aliran utama yang akan diukur untuk mengurangi investasi untuk biaya instrumentasi dan perawatan yang terkait. Selain itu, hasil pengukuran ini dapat digunakan untuk meningkatkan validitas model energi (lihat langkah 3c) dan ketepatan penggunaan pemakaian energi antara berbagai kategori produksi atau layanan yang berbeda.

Pemodelan, yang menekankan kepentingan relatif dari pengguna dan fasilitas yang berbeda dari sudut pandang energi, adalah fasa awal untuk setiap penghitungan energi, baik offline atau online, dan untuk setiap manajemen energi terpusat dan sistem kontrol pabrik.

Tabel 17. 8 Indikator kinerja KPI energi

Satuaan		Wilayah XXXX	Batas		Instrumen yang dipasang
			Minimum	Maksimum	
Pabrik boiler					
Efisiensi pabrik boiler (referensi Nilai Pemanasan Tinggi untuk AS, Kanada, ...)		80%	80%	85%	
Efisiensi pabrik boiler (referensi nilai pemanasan yang lebih rendah)		90%	90%	95%	
kg uap mengacu pada satuan input gas alam	kg/Sm ³	11	10	12	
Pabrik pendingin dan menara pendingin					
COP pabrik pendingin		4	3	5	
Konsumsi air mengacu pada konsumsi listrik pendingin	m ³ /kWh	0.011	0.012	0.015	
Konsumsi energi listrik dari pompa menara dan kipas mengacu pada konsumsi energi listrik pendingin	%	14%	5%	10%	
Instalasi tekanan udara					
Konsumsi listrik kompresor udara disebut udara masuk	kWh/Sm ³	0.142	0.10	0.12	
HVAC-AHU					
Konsumsi listrik kipas mengacu pada volume bangunan	kWh/Sm ³	7.5	10	30	
Biaya per jam AHU (kipas + energi pendingin + energi pemanas) - referensi AHU dengan laju aliran 100.000 m ³ / jam	U/h	20	10	30	
Air					
Konsumsi air sanitasi tahunan mengacu pada unit tenaga kerja rata-rata per hari	m ³ /unit	16	15	20	
Produksi					
Konsumsi energi listrik mengacu pada unit produksi	kWh/t	1,00.7			
Konsumsi gas alam mengacu pada unit produksi	Sm ³ /t	1180.5			
Konsumsi air mengacu pada unit produksi	m ³ /t	3.6			
Total biaya energi mengacu pada unit produksi	U/t	148.8			

Tabel 17. 9 Proposal hemat energi-XXXX-YYYY

Proposal			Penanaman Modal	Penghematan								
		P: Proses		(B) Biaya Penghematan	Energi listrik	Gas alam Sm ³ / tahun)	Air (m ³ / anno	O & M	energi primer (TOE / tahun)	(C) Bantuan Publik	(A)/(B) Payback	IRR
	E: equipment	F: fasilitas	(A) Total									
Deskripsi proposal	M: management	(1)	(U)	(U/tahun)	(MWh/ tahun)			(U/tahun)	(2)	(U/tahun)	(tahun)	(%)
Pabrik kogenerasi - 1.000 kW menghasilkan tenaga listrik dan air panas 1.000 kW 60°C / diperkirakan menghemat 30% dari biaya energi listrik saat ini.	E	F	1,000,000	310,340							3.22	
Unit penanganan udara - manajemen kontrol suhu dan kelembaban yang lebih baik dengan kisaran nilai / perkiraan penghematan 20% dari konsumsi pendingin listrik dan panas.	E	F	200,000	70,080							2.85	
Udara terkompresi - pemasangan kompresor udara penggerak kecepatan variabel 100 kw VFD untuk mengurangi jam tanpa beban / diperkirakan	E	F	120,000	34,161							3.51	

menghemat 15% dari konsumsi energi listrik saat ini.												
Total			1,320,000	414,584							3.18	
Angka referensi untuk evaluasi teknis dan ekonomi:					10,007.24	1,805,339	35,916	Konsumsi energi hemat energi (%)				
Untuk mengkonversi dari energi listrik menjadi energi primer berganda		0.187	TOE/MWhe									
Untuk mengkonversi dari Sm energi gas alam ganda dengan		0.000825	TOE/ Sm ³	U/tahun	U/tahun	U/tahun	U/ tahun	Kerugian energi biaya Energi Hemat (%)				
LHV gas alam		34,450	kJ/ Sm ³									
Biaya energi listrik per unit		0.1	U/kWh									
Gas alam per unit		0.25	U/ Sm ³	Catatan: (1) proses: proposal hemat energi mengacu pada peralatan proses. Fasilitas: proposal penghematan energi mengacu pada peralatan fasilitas						(3) Bantuan publik: bantuan publik untuk investasi hemat energi		
Biaya air per unit		1	U/ m ³	(2) TOE (ton setara minyak): angka merujuk ke faktor konversi yang tercantum di sebelah kiri tabel ini								



17.3 Evaluasi Teknis dan Ekonomi Awal dari Investasi Hemat Energi

Investasi utama yang bertujuan mengurangi biaya energi dan pemakaian harus diserahkan ke analisis teknis dan ekonomis mengikuti hasil dari langkah-langkah sebelumnya. Ini adalah salah satu tujuan utama dari analisis energi dan seringkali merupakan fasa yang lebih menarik bagi kebanyakan orang yang bekerja di lokasi. Berbagai metode evaluasi dapat diterapkan, misalnya yang ditunjukkan dalam Bab. 19. Perlu diperhatikan bahwa cukup sering investasi hemat energi melibatkan banyak factor lain, seperti pengurangan biaya pemeliharaan dan polusi udara, kejadian yang tidak mudah untuk dievaluasi, tetapi yang sering meningkatkan pengembalian investasi.

Investasi dapat digolongkan dalam Tabel 17.9, umumnya disajikan sebagai bagian pertama dari laporan analisis energi untuk menekankan pentingnya item-item ini.

Perhatikan bahwa investasi pada proses pabrik harus diperiksa dengan teliti dengan teknologi produksi, karena mereka memerlukan mendapatkan perubahan penting dalam proses, baik kualitas dan kuantitas. Kecuali untuk industri kimia, petrokimia, dan industri padat energi lainnya, sulit untuk membenarkan investasi pada pabrik pengolahan hanya dari sudut pandang energi; Namun, otomatisasi pabrik, peningkatan produksi dan penggantian pabrik yang sudah usang seringkali menjadi faktor kunci dalam keputusan tersebut. Di sisi lain, lebih mudah untuk menemukan kesepakatan tentang investasi hemat energi pada fasilitas di pabrik dan bangunan, karena mereka tidak mempengaruhi proses atau melibatkan strategi keseluruhan secara langsung. Oleh karena itu, faktor energi saja seringkali cukup untuk memperhitungkan investasi pada fasilitas, yang mungkin menguntungkan dan pada saat yang sama memenuhi kebutuhan produksi.

17.4 Prosedur Off-Line dan On-Line untuk Penghitungan Energi

Tren pemakaian energi diperiksa secara berkala dengan memeriksa penghitungan energi untuk memverifikasi konsistensi data dan mendeteksi varians dari nilai standar dan tujuan perusahaan (untuk seluruh proses, untuk jalur tunggal, dan untuk fasilitas pabrik).

Prosedur ini dapat dipercayakan baik ke struktur internal perusahaan atau ke organisasi independen melalui prosedur on-line (seperti pada Bagian 17.8) atau prosedur off-line.

Sebagai aturan, prosedur ini meliputi:

- Elaborasi berkala (harian, mingguan, bulanan) dari konsumsi energi dan data produksi untuk memperbarui parameter konsumsi yang signifikan;
- Pertemuan dengan staf untuk mengevaluasi secara kritis tren konsumsi dan memeriksa efisiensi dan pengembangan kebijakan perusahaan;
- Laporan pengontrol memberikan gambaran terkini tentang situasi energi dan komentar tentang anomali yang diamati. Laporan-laporan ini dapat didiversifikasikan agar sesuai dengan fungsi perusahaan yang menjadi tujuan mereka.

Penghitungan energi memastikan tingkat kesadaran energi yang tinggi secara terus-menerus dan memungkinkan anomali pengoperasian terdeteksi dengan sangat cepat.

Kedalaman dan detail prosedur akuntansi tergantung pada ukuran dan kompleksitas penggunaan energi perusahaan dan pada motif utama menentukan pengumpulan data (pada dasarnya, untuk memecah hanya biaya energi dengan berbagai kategori produksi atau untuk mencapai efisiensi terbesar dalam penggunaan energi).

Pengumpulan data dapat diimplementasikan secara off-line atau on-line tergantung pada ketersediaan kontrol terpusat untuk pabrik proses dan fasilitas. Pencapaian operasi dan pemeliharaan yang lebih baik adalah alasan utama untuk memiliki peralatan kontrol terpusat; selain itu, dapat dengan mudah digunakan untuk prosedur akuntansi.

17.5 Studi Kelayakan dan Pendanaan

Proposal untuk investasi pabrik harus dimulai dari studi kelayakan dengan evaluasi teknis dan ekonomis dari solusi yang diusulkan, juga dengan pandangan untuk kebutuhan perusahaan saat ini dan masa depan.

Untuk pelaksanaan proyek maka perlu untuk memilih saluran pembiayaan terbaik dan melalui semua langkah birokrasi, dengan mempertimbangkan energi dan peraturan lingkungan.

Di banyak pabrik dan gedung, tindakan penghematan energi klasik berfokus pada pemulihan panas dari air atau aliran gas panas atau dari kondensasi pabrik pendingin. Investasi dalam kontrol pabrik terpusat (lihat Bagian 17.8), khususnya dalam fasilitas, memerlukan studi pendahuluan parameter energi spesifik, metode pengukuran dan algoritma kontrol. Untuk tujuan ini, aliran energi dari seluruh lokasi serta jalur proses tunggal harus diketahui, dan karenanya kebutuhan untuk strategi gabungan seperti yang dijelaskan dalam paragraf sebelumnya.

Biaya dan penghematan tambahan non-energi harus dimasukkan dalam studi kelayakan, terutama untuk penggantian pabrik proses dan fasilitas dan untuk sistem kontrol komputer. Sangat sering, hanya kontribusi dari tabungan ini yang dapat membenarkan investasi.

Evaluasi ekonomi harus selalu dilakukan. Metode utama ditinjau dalam Bab. 19.

17.6 Pelatihan Personel

Ini adalah aspek lebih lanjut yang tidak dapat diabaikan dari manajemen energi, karena kebijakan hemat energi memerlukan staf yang responsif dan termotivasi (lihat juga Bab 18).

Pelatihan sangat penting di semua tingkatan fungsi perusahaan, operator pabrik, perencanaan produksi dan operator akuntansi, yang sering tidak menerima informasi yang cukup atau gagal melihat peran dan tugas mereka sendiri dalam konteks kebijakan energi ekonomi.

17.7 Program Manajemen Energi yang Sukses

Keberhasilan program manajemen energi tergantung pada banyak kegiatan yang harus dipromosikan oleh staf manajemen energi dan diterima dan dikembangkan oleh semua personel yang bekerja di lokasi.

Pengetahuan menyeluruh tentang seluruh lokasi, dalam hal proses dan fasilitas pabrik serta operasi dan pemeliharannya, adalah persyaratan pertama. Sangat berguna untuk membuat daftar semua peluang penghematan energi, baik dalam operasi pabrik atau perkuatan atau dalam instalasi baru. Staf manajemen energi harus mengetahui bagaimana produksi dan konservasi lingkungan saling berhubungan dan harus memeriksa hasil investigasi ini dengan departemen lain (produksi, pemeliharaan, teknik, keuangan) sebelum menyajikan laporan akhir.

Keuntungan dan kerugian harus ditunjukkan dengan jelas dan evaluasi ekonomi harus selalu dimasukkan.

Laporan berkala aliran energi yang terkait dengan produksi harus diatur sebelum mempromosikan investasi pada tanaman. Dengan cara ini, hasilnya akan mudah diperiksa dan keberhasilan strategi energi akan lebih dihargai.

Informasi tentang strategi energi dan hasil harus diketahui di seluruh lokasi untuk memotivasi orang untuk mempertahankan tingkat efisiensi yang telah dicapai dan untuk memperbaikinya di masa depan.

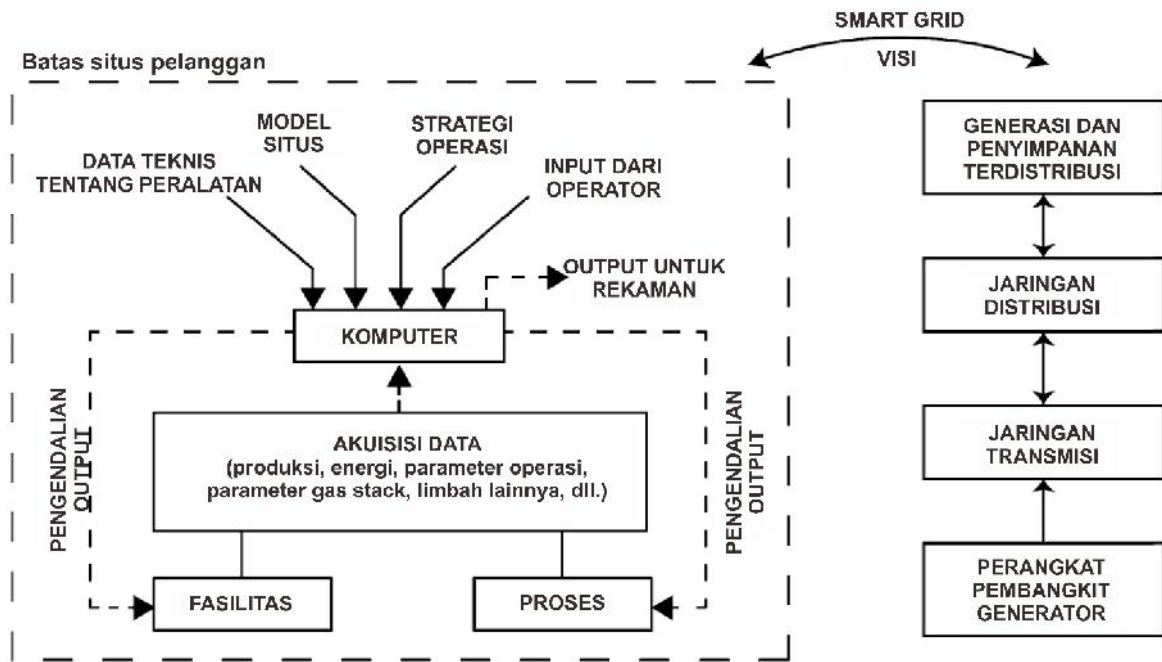
17.8 Proses pada Kontrol Terpusat dan Fasilitas Instalasi

Agar efektif, kontrol terpusat memerlukan analisis yang cermat terhadap proses pabrik dan fasilitas. Audit energi diperlukan untuk memasok informasi yang diperlukan tentang penggunaan energi di seluruh lokasi dan untuk mengidentifikasi parameter operasi utama yang akan diukur dan dikendalikan.

Penggunaan sistem komputerisasi meningkatkan proses kontrol dan fasilitas terutama yang memengaruhi empat fungsi penting: Operasi, Pemeliharaan, Perencanaan, dan Manajemen. Saat energi masuk ke masing-masing fungsi ini, pendekatan keseluruhan yang berhubungan dengan setiap aspek kehidupan situs meningkatkan peluang untuk penghematan energi. Selain itu, sistem kontrol dapat diperluas melampaui batas situs sehingga dapat mengintegrasikan pengguna akhir pelanggan, pembangkitan terdistribusi dari bahan bakar dan energi terbarukan, jaringan distribusi serta transmisi, dan pembangkit pembangkit listrik. Pendekatan global ini, biasanya disebut Smart Grid, penerapan ini juga meningkatkan kinerja teknologi menjadi yang terbaik.

Analisis terperinci dari berbagai sistem kontrol dan arsitekturnya di sini dihilangkan; buku dan makalah khusus tentang sains informasi dan dokumentasi teknis dari produsen sistem harus dikonsultasikan untuk memastikan bahwa sistem yang dipilih mutakhir dan paling sesuai dengan kebutuhan pengguna.

Dasar skema ditunjukkan pada Gambar. 17.2.



Gambar 17.2 Dasar skema dasar untuk pengelolaan energi dan limbah oleh sistem terkomputerisasi di lokasi dan interaksi dengan jaringan eksternal dan instalasi utilitas

Sistem kontrol terpusat untuk penghematan energi, apa pun arsitekturnya dan yang tersedia HW dan SW, mengolah, mengumpulkan data dari pabrik, dan fasilitas di seluruh lokasi. Menganalisis ini dan menguraikan data ini untuk mengaktifkan strategi operasi yang ditetapkan oleh pengguna dan dirancang untuk mempertahankan kondisi operasi terbaik dengan pengeluaran energi minimum.

Sensor dan transduser memainkan peran penting dan sangat sering mewakili bagian utama dari biaya pemasangan. Untuk menghindari pemasangan sejumlah besar perangkat semacam itu, sangat penting untuk memilih parameter penting untuk diukur dan dikendalikan melalui audit energi.

Sebagai aturan umum, program standar SW melakukan fungsi-fungsi utama sebagai berikut:

- Ini memperoleh data dari sensor dengan memindai frekuensi akuisisi individu untuk berbagai jumlah (suhu, energi listrik, tekanan, aliran uap, aliran gas alam, aliran air, aliran gas buang, jumlah penghuni, dll). Pemrosesan selanjutnya mengubah bacaan menjadi nilai rekayasa (K atau °C atau °F, kW, t dari uap, dll.). Batas maksimum dan minimum pembacaan dan fungsi instrumentasi biasanya dapat diperiksa. Sistem kontrol peralatan pendeteksi keadaan on/off seperti katup, sakelar, dll. Dan juga alarm. Jika diperlukan oleh program energi, jumlah lain seperti efisiensi, entalpi, koefisien kinerja, dll., Dapat secara berkala dihitung. Data yang dikumpulkan dan kemudian dielaborasi/diperluas umumnya diingat dan disimpan selama 24 jam atau lebih, sesuai dengan jenis operasi.
- Memilih mode operasi ini berdasarkan strategi standar yang sudah ada atau strategi yang diperkenalkan oleh pengguna dalam situasi tertentu, dan memberikan sinyal output untuk mengaktifkan mesin.

Pada dasarnya, strategi dapat diklasifikasikan sebagai strategi operasi dan strategi optimisasi. Yang pertama biasanya berfungsi untuk mengembalikan situasi anomali ke batas operasional yang benar atau menjalankan instalasi sesuai dengan kriteria optimal yang telah ditentukan. Yang kedua, strategi optimasi, umumnya lebih kompleks dan menyebabkan variabel berinteraksi satu sama lain sedemikian rupa sehingga seluruh pabrik (total pabrik, lini produksi individu, fasilitas individu, dll.) Selalu bekerja pada efisiensi maksimum.

- Ini memberi operator informasi berkala dan sesuai permintaan tentang data masa lalu, data saat ini, data harian bulanan-tahunan, laporan pemeliharaan, dan laporan lain untuk kebutuhan tertentu. Komunikasi antara operator dan sistem harus sesederhana mungkin untuk memfasilitasi eksploitasi penuh sistem kontrol, yang umumnya kurang digunakan karena kesulitan interaksi dengan operator.

Strategi utama fasilitas-kontrol menyangkut pabrik boiler, pabrik kompresor udara, pompa dan kipas, pabrik pendingin, HVAC, dan pencahayaan sebagaimana telah dirinci dalam bab-bab sebelumnya. Tidak ada indikasi yang dapat diberikan tentang proses, karena beragamnya kasus membutuhkan pengetahuan khusus dari berbagai sektor.

17.9 Contoh Praktis

Contoh aplikasi komputer untuk manajemen energi di suatu lokasi membutuhkan banyak sekali detail dan data tentang proses dan peralatan fasilitas dan pada perangkat keras dan lunak yang dipilih.

Ada banyak jenis perangkat lunak dan perangkat keras yang tersedia di pasaran, yang memungkinkan banyak tingkatan kontrol.

Contoh: Sistem terkomputerisasi untuk mengontrol fasilitas pabrik.

Untuk memberikan contoh umum penerapan dalam industri, berikut ini pabrik diwakili oleh model listrik dan termalnya, sebagaimana dirinci dalam Tabel 17.10, yang memberikan perkiraan penghematan energi dalam fasilitas berdasarkan pengalaman praktis.

Keuntungan lain, seperti pengurangan jam kerja untuk pemeliharaan dan operasi pabrik, tentu akan meningkatkan keuntungan ekonomi dari sistem kontrol (lihat juga Contoh 2 dalam Bagian 13.7), tetapi mereka tidak dipertimbangkan di sini.

Evaluasi ekonomi ditunjukkan pada Tabel 19.4.

Tabel 17.10 Hemat energi karena kontrol fasilitas komputer

	Daya serap rata-rata kW	Jam kerja jam/tahun	konsumsi tahunan kWh/tahun	Diperkirakan hemat energi	
				(%)	(kWh/tahun)
Model listrik					
Pabrik kompresor udara	250	5,000	1,250,000		87,500
Pabrik pompa	75	5,000	375,000		56,250
Pabrik pendingin HVAC	500	1,750	875,000		65,625
Bantu HVAC	100	3,500	350,000		43,750
Penerangan	100	5,000	500,000		25,000
Proses	800	5,000	4,000,000		0
Lainnya	250	5,000	1,250,000		0
Total	2,075		8,600,000		278,125
	a	b	c = a × b	d	e = c × d/100
Model termal				(%)	(TOE/tahun)
Memproses pabrik boiler	7,500	5,000	3,225	3	96.751
Pabrik boiler HVAC	1,000	1,750	150.5	3	4.515
Total	8,500		3,375.5		101.266
	a	b	c (*)	d	e = c × d/100

Catatan (*) $c = a \times b \times 3,600 / (41,860 \times 10^3)$ dimana LHV dari minyak adalah 41,860 kJ/kg

18. Peran Pendidikan dalam Konversi dan Manajemen Energi

18.1 Pendahuluan

Konsep ini dapat dengan mudah diperkenalkan di setiap tingkat sistem pendidikan, tetapi presentasi yang tepat harus dirancang untuk setiap kasus. Keseimbangan energi dan massa, yang mendasari prinsip dasar konversi dan pengelolaan energi dan memungkinkan solusi dari banyak masalah praktis, dapat dijelaskan dalam istilah sederhana bahkan di sekolah dasar dan dapat menjadi pedoman yang berguna untuk memahami sebagian besar fenomena.

Tentu saja, prinsip yang sama akan lebih dipahami pada tahun-tahun berikutnya, ketika fisika, kimia, matematika, termodinamika, dan pelajaran khusus lainnya akan ditemui dan berbagai aspek transformasi energi akan diklarifikasi juga dengan praktik di tempat kerja.

Pendidikan umum harus menyoroti aspek luas dari transformasi energi; sekolah dan universitas teknik harus memberikan analisis rinci tentang komponen dan sistem, dan pada akhirnya gambaran umum untuk menghubungkan semua elemen ini.

Kesadaran akan peran energi dalam semua aspek kehidupan seperti; rumah, industri, transportasi, dan layanan lainnya adalah langkah utama dalam proses pendidikan manajemen energi.

18.2 Peran Universitas

Menurut tradisi masing-masing negara, universitas berorientasi untuk memberikan formasi yang terspesialisasi atau lebih luas. Dalam kedua kasus, semua sistem di mana transformasi energi terjadi adalah subjek program, seperti ilmu listrik dan termal, termodinamika termasuk perpindahan panas dan mekanika fluida, dan pelajaran khusus berikutnya pada mesin dan pabrik. Pelajaran lain, tidak secara khusus terkait dengan energi, seperti elektronika daya, ilmu informasi, dan otomasi industri, umumnya ditawarkan untuk melengkapi kurikulum siswa. Universitas harus mengoordinasikan pelajaran-pelajaran ini untuk memberikan para siswa pandangan lengkap tentang berbagai konsep dan mempersiapkan mereka untuk pekerjaan di masa depan mereka.

Universitas adalah tempat yang tepat untuk menyajikan prinsip-prinsip transformasi energi yang bebas dari kendala, karena persyaratan produksi dan evaluasi ekonomi. Masalah ekonomi tidak diabaikan, tetapi prioritas harus diberikan pada aspek-aspek teknis.

Pemahaman yang jelas dan lengkap tentang aspek teknis dari masalah adalah dasar untuk menilai semua faktor lain, seperti ekonomi dan manusia, yang akan membentuk kriteria keputusan dalam industri, tetapi yang tidak dapat ditangani tanpa memperhatikan pertimbangan teknis.

Energi dan keseimbangan massa dapat diasumsikan sebagai kunci untuk pemahaman yang luas dari fenomena apa pun; jika dipahami sepenuhnya, konsep ini menjadi sarana dasar untuk menyelesaikan masalah yang mungkin harus dihadapi dalam manajemen energi.

18.3 Pelatihan Personil

Pelatihan berarti memberi orang-orang dari semua tingkatan informasi yang berkaitan dengan energi untuk membantu mereka dalam pekerjaan dan perencanaan sehari-hari.

Pelatihan dan motivasi berkelanjutan dari lulusan dan teknisi lainnya adalah kunci utama keberhasilan setiap proyek manajemen energi.

Motivasi berarti mendorong orang dengan insentif ekonomi dan manusia untuk merasa sangat khawatir tentang penghematan energi sebagai prioritas tinggi.

Pelatihan tentang berbagai topik manajemen energi dapat diselenggarakan di berbagai tingkatan, tergantung pada latar belakang dan posisi staf masing-masing karyawan. Namun, sebagai tujuan utama semua pekerja harus tahu untuk apa mereka bekerja, bagaimana kontribusi mereka digunakan, dan apa hasil utama dari proyek tersebut.

Rapat untuk presentasi dan diskusi proyek manajemen energi dan hasil dari prosedur penghitungan energi juga dapat menjadi bagian dari program pelatihan personil.

18.4 Kesadaran Konversi Energi dan Manajemen sebagai Disiplin Sektoral

Gambar 18.1 menunjukkan presentasi matriks interaksi antara konversi energi dan topik manajemen dan kursus khusus yang ditawarkan secara tradisional di banyak universitas dan sekolah teknik. Kompleksitas interaksi jelas.

Meskipun topik-topik yang terkait dengan energi sering kali ditangani sebagai bagian dari wilayah budaya yang berbeda, manajemen energi melibatkan begitu banyak aspek teknis dan ekonomi kehidupan sehingga sekarang layak untuk didekati sebagai disiplin independen.

Integrasi beberapa topik untuk dipelajari secara rinci, dari konsep dasar hingga parameter desain pabrik, menyoroti perlunya program studi yang diatur secara sistematis yang mencakup banyak pelajaran tradisional, tetapi memberikan perhatian khusus pada konsep transformasi energi. Ini berarti mengubah pendekatan ke topik masing-masing pelajaran dengan menekankan dasar bersama ini dan dengan mempersiapkan siswa untuk fokus pada hal itu. Jika perlu, masing-masing program dapat diintegrasikan satu sama lain dengan mengatur ulang program sehingga dapat menawarkan konversi energi dan kurikulum manajemen yang spesifik.

Pelajaran khusus / Topik konversi dan manajemen energi	Pengukuran teknis	Sistem daya	Pengendalian listrik	Ilmu komputer	Dinamika cairan	Pemanasan & dinamika panas	Mekanika	Sistem hidrolik	Analisis ekonomi	Kebijakan pemerintah
Kontrak pasokan utilitas										
Gardu listrik										
Pembangkit tenaga uap										
Jalur distribusi										
Pembangkit koogenerasi										
Penerangan										
Pompa air, pompa proses										
Kompresi udara										
Sistem produksi dingin										
Sistem HVAC										
Pemulihan panas										
Polusi dan limbah industri										
Fasilitas dan otomatisasi proses pembangkit										
Studi kelayakan										
Perhitungan dan keseimbangan energi										

Gambar. 18.1 Integrasi antara konversi energi dan topik manajemen dan kursus khusus (integrasi bukti bidang yang diarsir)

19. Analisis Ekonomi Investasi Hemat Energi

19.1 Pendahuluan

Analisis ekonomi dari investasi adalah langkah penting dalam program konservasi energi karena penghematan moneter umumnya merupakan faktor utama yang mengarah pada keputusan. Analisis yang sama dapat dengan mudah digunakan untuk memilih di antara kemungkinan yang mungkin setara dari sudut pandang teknis.

Unsur utama dari suatu investasi adalah biaya modal atau investasi awal, tingkat bunga, pengembalian investasi, dan umur investasi.

Ada beberapa metode yang tersedia, sesuai dengan kriteria evaluasi internal perusahaan untuk investasi, tidak hanya di bidang hemat energi. Tergantung pada pentingnya dan pada kehidupan investasi, metode yang dipilih dapat mencakup atau tidak termasuk biaya siklus hidup serta pendekatan yang kurang lebih canggih.

Tinjauan singkat tentang metode analitik utama yang berlaku untuk investasi hemat energi dilaporkan sebagai berikut.

19.2 Metode Tidak Menggunakan Penghitungan Siklus Hidup

19.2.1 Metode Pengembalian Uang

Periode pengembalian adalah waktu yang diperlukan untuk memulihkan investasi modal dari arus kas bersih.

$$\text{Payback} = \text{INVESTASI} / \text{ARUS KAS TAHUNAN BERSIH} = I / \text{NACF}$$

di mana investasi I = total biaya modal, dan arus kas tahunan bersih NACF = (penghematan biaya energi tahunan + biaya lain-lain yang menghemat biaya tambahan tahunan) mengacu pada tahun investasi.

Dua ketentuan rasio pengembalian dapat berupa sebelum atau sesudah pajak tergantung pada persyaratan investor.

Jika biaya penyelamatan, yaitu, nilai residu peralatan pada akhir masa manfaatnya, dikurangkan dari biaya modal awal, pengembalian dengan sisa barang dihitung. Tentu saja, ini lebih pendek dari pengembalian tanpa penyelamatan sebagaimana didefinisikan di atas.

Metode pengembalian tidak mempertimbangkan penghematan setelah tahun pengembalian; dengan demikian ia menghukum proyek-proyek yang memiliki potensi

kehidupan yang panjang dibandingkan dengan mereka yang menawarkan penghematan tinggi untuk waktu yang singkat.

Metode pengembalian tidak mempertimbangkan variasi penetapan harga energi atau nilai waktu dari uang tersebut.

Namun demikian, metode pengembaliannya sangat sederhana dan dapat berfungsi sebagai tolok ukur untuk membandingkan kemungkinan investasi.

19.2.2 Metode Tingkat Pengembalian Investor/*Investors' Rate of Return (ROR)*

$$\text{ROR (\%)} = \text{ARUS KAS TAHUNAN BERSIH/INVESTASI} = \text{NACF}/I.$$

Ini adalah kebalikan dari pengembalian dan umumnya dinyatakan sebagai persentase.

19.3 Metode Menggunakan Penghitungan Siklus Hidup

Metode-metode ini didasarkan pada konversi investasi dan arus kas tahunan pada berbagai waktu ke nilai sekarang yang setara dan sebaliknya. Tingkat bunga atau diskonto riil (r), yaitu tingkat diskonto nominal dikurangi tingkat inflasi, dan jumlah tahun (n) periode evaluasi harus dipertimbangkan.

Beberapa faktor digunakan untuk mencapai konversi ini:

- Faktor nilai masa depan:

Ini mengonversi jumlah sekarang tunggal (pada tahun nol) ke jumlah pada titik waktu mendatang:

$$\text{FWF} = (1 + r)^n.$$

- Faktor nilai sekarang:

Ini mengonversi jumlah masa depan ke jumlah hari ini (pada tahun nol):

$$\text{PWF} = \frac{1}{(1 + r)^n}$$

19.3.1 Metode Nilai Sekarang

Nilai sekarang bersih dari suatu proyek didefinisikan sebagai perbedaan antara nilai sekarang dari total pendapatan proyek (penghematan biaya energi + penghematan biaya lainnya - biaya operasi tambahan) dan biaya modal proyek saat ini:

$$\text{PW} = \sum_{j=1}^n \frac{1}{(1 + r)^j} (C_{pel} \times Q_{el_j} + C_{pth} \times Q_{th_j} \pm C_{pa} Q_{a_j}) - I_p$$

di mana C_p = nilai moneter sekarang (pada tahun nol) dari setiap unit pendapatan (C_{pel} : nilai unit penghematan energi listrik; C_{pth} : nilai unit penghematan energi termal; C_{pa} : nilai unit penghematan tambahan atau biaya bahan dan jam kerja), dan Q_j = pendapatan tahunan dalam unit fisik (Q_{el_j} : jumlah penghematan energi listrik; Q_{th_j} : jumlah penghematan energi termal;

Q_{a_j} : jumlah bahan tambahan atau yang disimpan dan jam kerja, dll.). Biasanya diasumsikan bahwa mereka menjadi efektif pada tahun 1 ($j = 1$); I_p = investasi sekarang di tahun nol. Jika investasi telah dilakukan pada tahun yang berbeda, investasi saat ini dapat dihitung dengan menggunakan faktor PWF:

$$= I_o + \sum_1^n j \frac{I_j}{(1+r)^j}$$

Dalam hal investasi hemat energi, semua penghematan dan biaya operasi tambahan juga dapat dinyatakan sebagai persentase penghematan energi dengan menambah atau mengurangi nilai moneter energi saat ini (C_{pel} , C_{pth}).

Investasi saat ini I_p dapat menjadi biaya modal yang efektif jika terkonsentrasi pada tahun nol atau nilai sekarang dari investasi yang dihitung dengan menggunakan faktor nilai sekarang jika dilakukan dalam beberapa tahun.

Ungkapan yang diberikan di atas dapat disesuaikan untuk penggunaan yang lebih luas jika tingkat inflasi yang berbeda diperkenalkan untuk setiap item pendapatan dan untuk investasi modal. Kriteria yang diterima secara luas memperhitungkan dua nilai yang berbeda dari tingkat inflasi untuk energi dan pendapatan terkait (f^*) dan untuk investasi (f).

Ekspresi umum untuk PW adalah

$$\begin{aligned} PW &= \sum_1^n j \frac{(C_{pel} \times Q_{el_j} + C_{pth} Q_{th_j} \pm C_{pa} Q_{a_j}) \times (1+f^*)^j}{(1+r)^j \times (1+f)^j} - I_p \\ &= \sum_1^n j \frac{(C_{pel} \times Q_{el_j} + C_{pth} Q_{th_j} \pm C_{pa} Q_{a_j})}{(1+i)^j} - I_p \end{aligned}$$

di mana $i = r + f - f^*$ untuk nilai-nilai kecil r, f, f^* .

Untuk mendapatkan ekspresi yang lebih sederhana, penghematan energi tahunan dalam unit fisik diasumsikan konstan selama umur investasi, demikian juga penghematan lain dan pengeluaran tambahan. Selain itu, investasi saat ini I_p diasumsikan sama dengan total investasi I , yang dianggap terjadi sepenuhnya pada tahun ini (tahun nol).

Ekspresi PW yang disederhanakan menjadi sebagai berikut:

$$\begin{aligned} PW &= (C_{pel} \times Q_{el} + C_{pth} \times Q_{th} \pm C_{pa} Q_a) \times \sum_1^n j \frac{1}{(1+i)^j} - I \\ &= (C_{pel} \times Q_{el} + C_{pth} \times Q_{th} \pm C_{pa} Q_a) \times PAF - I = NACF \times PAF - I \end{aligned}$$

di mana Q_{el} , Q_{th} , dan Q_a = jumlah pendapatan tahunan dalam unit fisik diasumsikan konstan sepanjang umur investasi. Mereka mulai menjadi efektif di tahun 1; n = tahun masa investasi, $i = r + f \cdot f^*$ ($i = r$, jika $f = f^*$), dan I = total investasi terkonsentrasi pada tahun nol (lihat Pengembalian):

$$\sum_{j=1}^n j \frac{1}{(1+i)^j} = \text{Present annuity factor (PAF)}$$

NACF = *Net annual cash flow* (aliran kas bersih tahunan)

Jika PW lebih besar dari nol, proyek tersebut valid karena pendapatannya cukup untuk membayar bunga dan untuk memulihkan biaya modal awal sebelum akhir masa investasi. Jika PW sama dengan nol, keseimbangan terjadi pada akhir kehidupan, tetapi investasi hampir tidak menarik. PW kurang dari nol berarti proyek itu jelek.

Proyek dapat dengan mudah dibandingkan dengan mengambil sebagai parameter rasio antara nilai sekarang dari proyek dan investasi terkait (PW/I).

Faktor-faktor seperti PWF dan PFA dapat dievaluasi baik dengan menggunakan tabel (lihat Tabel 19.1 dan 19.2) atau dengan perhitungan pada komputer pribadi, dengan perangkat lunak apa pun yang tersedia.

Tabel 19.3 menunjukkan contoh perhitungan PW dengan menggunakan persamaan umum dan ekspresi yang disederhanakan.

19.3.2 Tingkat Pengembalian Internal/*Internal Rate of Return* (IRR)

IRR adalah nilai i) sedemikian sehingga

$$PW = 0 = NACF \times PAF - I.$$

$$\text{Oleh karena itu } PW = 0 \text{ jika } PAF = NACF/I = \text{PAYBACK.}$$

IRR adalah tingkat bunga internal yang mengurangi hingga nol nilai sekarang dari proyek pada akhir masa proyek (n tahun).

Parameter ini, bernama IRR, dapat dengan mudah dibandingkan dengan tingkat bunga perusahaan untuk mengevaluasi kelayakan proyek. Penghitungan IRR membutuhkan pendekatan berulang: memilih nilai yang berbeda dari parameter i) dan menghitung PW, umumnya menggunakan ekspresi dasar.

19.4 Studi Kasus

Beberapa contoh dibahas dari sudut pandang teknis dalam bab-bab sebelumnya di sini diperiksa untuk mengevaluasi validitas ekonomi dari investasi berkorelasi dari sudut hemat energi biaya.

Metode dasar yang dilaporkan dalam Sekte. 19.2 dan 19.3 digunakan dan hasil untuk semua studi kasus yang diperiksa di seluruh buku ditunjukkan pada Tabel 19.4.

Untuk memudahkan pemahaman, tabel menyediakan contoh nilai untuk biaya energi dan untuk investasi. Perhatikan bahwa rasio antara biaya energi listrik dan panas, yang diperkenalkan sebagai contoh, memiliki validitas umum karena rasio ini kira-kira sama untuk banyak negara. Biaya satuan energi (MWh untuk energi listrik, TOE untuk energi termal) dinyatakan sebagai kU/MWh atau kU/TOE di mana U dapat berupa mata uang apa pun; diasumsikan biaya referensi 0,1 kU/MWh dan 0,16 kU/TOE energi termal.

Untuk setiap kasus, Tabel 19.4 menunjukkan penghematan energi tahunan, baik listrik dan termal, dan penghematan biaya yang sesuai. Kehidupan investasi yang diharapkan juga diperkenalkan; investasi I dinyatakan dalam satuan kU.

Berbagai jenis investasi dibandingkan dengan menggunakan payback dan parameter IRR.

Perhatikan bahwa hanya biaya dan penghematan energi yang dipertimbangkan; untuk analisis yang lebih terperinci, biaya tambahan dan penghematan (jam kerja, pemeliharaan, penggantian komponen selama masa investasi, dll.), yang seringkali sangat mempengaruhi evaluasi ekonomi, harus diperhitungkan. Pendekatan yang sama dapat diikuti untuk investasi penghematan energi lainnya dalam pabrik proses dan fasilitas, karena itu adalah cara yang cukup baik untuk berkorelasi dan membandingkan berbagai investasi di dalam pabrik.

Tabel 19.1 Nilai faktor nilai sekarang $PWF = \frac{1}{(1+i)^n}$

Tahun (1)	Nilai PWF sesuai dengan koefisien <i>i</i> dalam%									
	1%	2%	3%	4%	5%	6%	7%	8%	9%	10%
1	0,990	0,980	0,971	0,962	0,952	0,943	0,935	0,926	0,917	0,909
2	0,980	0,961	0,943	0,925	0,907	0,890	0,873	0,857	0,842	0,826
3	0,971	0,942	0,915	0,889	0,864	0,840	0,816	0,794	0,772	0,751
4	0,961	0,924	0,888	0,855	0,823	0,792	0,763	0,735	0,708	0,683
5	0,951	0,906	0,863	0,822	0,784	0,747	0,713	0,681	0,650	0,621
6	0,942	0,888	0,837	0,790	0,746	0,705	0,666	0,630	0,596	0,564
7	0,933	0,871	0,813	0,760	0,711	0,665	0,623	0,583	0,547	0,513
8	0,923	0,853	0,789	0,731	0,677	0,627	0,582	0,540	0,502	0,467
9	0,914	0,837	0,766	0,703	0,645	0,592	0,544	0,500	0,460	0,424
10	0,905	0,820	0,744	0,676	0,614	0,558	0,508	0,463	0,422	0,386
11	0,896	0,804	0,722	0,650	0,585	0,527	0,475	0,429	0,388	0,350
12	0,887	0,788	0,701	0,625	0,557	0,497	0,444	0,397	0,356	0,319
13	0,879	0,773	0,681	0,601	0,530	0,469	0,415	0,368	0,326	0,290
14	0,870	0,758	0,661	0,577	0,505	0,442	0,388	0,340	0,299	0,263
15	0,861	0,743	0,642	0,555	0,481	0,417	0,362	0,315	0,275	0,239

16	0,853	0,728	0,623	0,534	0,458	0,394	0,339	0,292	0,252	0,218
17	0,844	0,714	0,605	0,513	0,436	0,371	0,317	0,270	0,231	0,198
18	0,836	0,700	0,587	0,494	0,416	0,350	0,296	0,250	0,212	0,180
19	0,828	0,686	0,570	0,475	0,396	0,331	0,277	0,232	0,194	0,164
20	0,820	0,673	0,554	0,456	0,377	0,312	0,258	0,215	0,178	0,149
	11%	12%	13%	14%	15%	16%	17%	18%	19%	20%
1	0,901	0,893	0,885	0,877	0,870	0,862	0,855	0,847	0,840	0,833
2	0,812	0,797	0,783	0,769	0,756	0,743	0,731	0,718	0,706	0,694
3	0,731	0,712	0,693	0,675	0,658	0,641	0,624	0,609	0,593	0,579
4	0,659	0,636	0,613	0,592	0,572	0,552	0,534	0,516	0,499	0,482
5	0,593	0,567	0,543	0,519	0,497	0,476	0,456	0,437	0,419	0,402
6	0,535	0,507	0,480	0,456	0,432	0,410	0,390	0,370	0,352	0,335
7	0,482	0,452	0,425	0,400	0,376	0,354	0,333	0,314	0,296	0,279
8	0,434	0,404	0,376	0,351	0,327	0,305	0,285	0,266	0,249	0,233
9	0,391	0,361	0,333	0,308	0,284	0,263	0,243	0,225	0,209	0,194
10	0,352	0,322	0,295	0,270	0,247	0,227	0,208	0,191	0,176	0,162
11	0,317	0,287	0,261	0,237	0,215	0,195	0,178	0,162	0,148	0,135
12	0,286	0,257	0,231	0,208	0,187	0,168	0,152	0,137	0,124	0,112
13	0,258	0,229	0,204	0,182	0,163	0,145	0,130	0,116	0,104	0,093
14	0,232	0,205	0,181	0,160	0,141	0,125	0,111	0,099	0,088	0,078
15	0,209	0,183	0,160	0,140	0,123	0,108	0,095	0,084	0,074	0,065
16	0,188	0,163	0,141	0,123	0,107	0,093	0,081	0,071	0,062	0,054
17	0,170	0,146	0,125	0,108	0,093	0,080	0,064	0,060	0,052	0,045
18	0,153	0,130	0,111	0,095	0,081	0,069	0,059	0,051	0,044	0,038
19	0,138	0,116	0,098	0,083	0,070	0,060	0,051	0,043	0,037	0,031
20	0,124	0,104	0,087	0,073	0,061	0,051	0,043	0,037	0,031	0,026

Tabel 19.2. Nilai faktor anuitas saat ini $PAF = \sum_{j=1}^n j \frac{1}{(1+i)^j}$

Tahun (<i>j</i>)	Nilai PWF sesuai dengan koefisien <i>i</i> dalam%									
	1%	2%	3%	4%	5%	6%	7%	8%	9%	10%
1	0,990	0,980	0,971	0,962	0,952	0,943	0,935	0,926	0,917	0,909
2	1,970	1,942	1,913	1,886	1,859	1,833	1,808	1,783	1,759	1,736
3	2,941	2,884	2,829	2,775	2,723	2,673	2,624	2,577	2,531	2,487
4	3,902	3,808	3,717	3,630	3,546	3,465	3,387	3,312	3,240	3,170
5	4,853	4,713	4,580	4,452	4,329	4,212	4,100	3,993	3,890	3,791
6	5,795	5,601	5,417	5,242	5,076	4,917	4,767	4,623	4,486	4,355
7	6,728	6,472	6,230	6,002	5,786	5,582	5,389	5,206	5,033	4,868
8	7,652	7,325	7,020	6,733	6,463	6,210	5,971	5,747	5,535	5,335
9	8,566	8,162	7,786	7,435	7,108	6,802	6,515	6,247	5,995	5,755

10	9,471	8,983	8,530	8,111	7,722	7,360	7,024	6,710	6,418	6,145
11	10,368	9,787	9,253	8,760	8,306	7,887	7,499	7,139	6,805	6,495
12	11,255	10,575	9,954	9,385	8,863	8,384	7,943	7,536	7,161	6,814
13	12,134	11,348	10,635	9,986	9,394	8,853	8,358	7,904	7,487	7,103
14	13,004	12,106	11,296	10,563	9,899	9,295	8,745	8,244	7,786	7,367
15	13,865	12,849	11,938	11,118	10,380	9,712	9,108	8,559	8,061	7,606
16	14,718	13,578	12,561	11,652	10,838	10,106	9,447	8,851	8,313	7,824
17	15,562	14,292	13,166	12,166	11,274	10,477	9,763	9,122	8,544	8,022
18	16,398	14,992	13,754	12,659	11,690	10,828	10,059	9,372	8,756	8,201
19	17,226	15,678	14,324	13,134	12,085	11,158	10,336	9,604	8,950	8,365
20	18,046	16,351	14,877	13,590	12,462	11,470	10,594	9,818	9,129	8,514
	11%	12%	13%	14%	15%	16%	17%	18%	19%	20%
1	0,901	0,893	0,885	0,877	0,870	0,862	0,855	0,847	0,840	0,833
2	1,713	1,690	1,668	1,647	1,626	1,605	1,585	1,566	1,547	1,528
3	2,444	2,402	2,361	2,322	2,283	2,246	2,210	2,174	2,140	2,106
4	3,102	3,037	2,974	2,914	2,855	2,798	2,743	2,690	2,639	2,589
5	3,696	3,605	3,517	3,433	3,352	3,274	3,199	3,127	3,058	2,991
6	4,231	4,111	3,998	3,889	3,784	3,685	3,589	3,498	3,410	3,326
7	4,712	4,564	4,423	4,288	4,160	4,039	3,922	3,812	3,706	3,605
8	5,146	4,968	4,799	4,639	4,487	4,344	4,207	4,078	3,954	3,837
9	5,537	5,328	5,132	4,946	4,772	4,607	4,451	4,303	4,163	4,031
10	5,889	5,650	5,426	5,216	5,019	4,833	4,659	4,494	4,339	4,192
11	6,207	5,938	5,687	5,453	5,234	5,029	4,836	4,656	4,486	4,327
12	6,492	6,194	5,918	5,660	5,421	5,197	4,988	4,793	4,611	4,439
13	6,750	6,424	6,122	5,842	5,583	5,342	5,118	4,910	4,715	4,533
14	6,982	6,628	6,302	6,002	5,724	5,468	5,229	5,008	4,802	4,611
15	7,191	6,811	6,462	6,142	5,847	5,575	5,324	5,092	4,876	4,675
16	7,379	6,974	6,604	6,265	5,954	5,668	5,405	5,162	4,938	4,730
17	7,549	7,120	6,729	6,373	6,047	5,749	5,475	5,222	4,990	4,775
18	7,702	7,250	6,840	6,467	6,128	5,818	5,534	5,273	5,033	4,812
19	7,839	7,366	6,938	6,550	6,198	5,877	5,584	5,316	5,070	4,843
20	7,963	7,469	7,025	6,623	6,259	5,929	5,628	5,353	5,101	4,870

Tabel 19.3 Perbandingan antara hubungan PW umum dan disederhanakan

Perhitungan PW oleh hubungan umum						
Tahun	Investasi	Pendapatan tahunan	Arus kas tahunan	PWF ($I = 10\%$)	Arus kas saat ini	PW proyek
	kU	kU	kU		kU	kU
0	1.500	0	- 1.500,0		- 1.500,0	- 1.500,0
1	500	400	- 100	0,909	- 90,9	- 1.590,9
2	250	700	450	0,826	371,7	- 1.219,2
3	0	700	700	0,751	525,7	- 693,5
4	0	700	700	0,683	478,1	- 215,4
5	0	700	700	0,621	434,7	219,3
Di akhir hidup						219,3
<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	$d = c - b$	<i>e</i>	$f = d \times e$	$g = \text{jumlah tahunan } f$
Dalam perhitungan PW berikut hubungan yang disederhanakan dilaporkan						
Pendapatan tahunan rata-rata dalam 5 tahun sama dengan $(400 + 700 + 700 + 700 + 700) / 5 = 640$ kU						
Total investasi terkonsentrasi pada tahun nol sama dengan 2.250 kU						
PAF (5 tahun, dari tahun 1 hingga tahun 5; $i = 10\%$) sama dengan 3,791						
$PW = 640 \times 3.791 - 2.250 = 176.2$ kU						

Catatan

Pendapatan tahunan mencakup semua jenis tabungan dan biaya operasi tambahan

Pendapatan tahunan menjadi efektif pada tahun 1

Tabel 19.4 Contoh studi kasus

Deskripsi studi kasus	Bagian	Penghematan energi tahunan		Penghematan biaya tahunan		Kehidupan investasi	Investasi	Parameter evaluasi ekonomi	
		Q_{el}	Q_{th}	$C_{pel} \times Q_{el}$	$C_{th} \times Q_{th}$			PAYBACK	IRR
		MWh/tahun	TOE/tahun		kU/tahun	Tahun	kU	Tahun	%
Trafo efisiensi tinggi	5.4	4,6	0,0	0,5	0,0	12	5 ^a	10,95	1,40
Ketel efisiensi tinggi	6.12	0,0	165,21	0,0	26,4	10	200 ^a	7,56	4,5
Kontrol faktor daya	7.7								
Tabel 7.2, Kasus 4		35,2	0,0	3,5	0,0	10	15	4,26	42,70
Tabel 7.3, Kasus 4		8,8	0,0	0,9	0,0	10	5	5,69	26,50
Microwave bukan pengering termal	7.7	-48	113	-4,8	18,1	10	125 ^a	11,3	1
Motor listrik efisiensi tinggi	7.7	11,4	0,0	1,1	0,0	10	3	2,63	36,30
Isolasi dinding	8.5	0,0	23,0	0,0	3,7	10	4	1,09	92,00
Isolasi pipa	8.5	0,0	154,5	0,0	24,7	10	8	0,32	309,00
Kogenerasi ^b									
Turbin uap	9.7	6.000,0	-705		428,1	10	1.200	2,8	34
Turbin gas	9.7	6.000,0	-764		387,7	10	1.300	3,35	27
Mesin reciprocating	9.7	6.000,0	-628		409,6	10	1.000	2,4	40
Pemicu ^b									
Mesin reciprocating	9.7	7.176,0	-1.229		431,2	10	1.100	2,8	34
Peraturan pompa non-disipatif	10.6	20,5	0,0	2,0	0,0	10	5	2,44	39,50
Pabrik kompresor udara	11.7								
Pengurangan tekanan		95,5	0,0	9,6	0,0	10	25	2,62	36,50
Pemulihan panas		0,0	18,1	0,0	2,9	10	10	3,45	26,10

Pabrik pendingin	12.10								
Penggantian sistem penyerapan		-1.140	902,0	-114,0	144,3	10	305	10,06	-
Pemulihan panas		0,0	80,7	0,0	12,9	10	20	1,55	64,00
HVAC	13.7								
Pemulihan dari udara buang		-21,7	422	-2,2	67,5	10	600	9,2	1,5
Kontrol komputer		240,0	90,0	24,0	14,4	8	200	5,2	1,1
Pencahayaan	14.6								
Penggantian neon dengan HF		249,3	0,0	24,9	0,0	8	160	6,4	5,1
Penggantian HF dengan LED		135,8	0,0	13,6	0,0	12	100	7,35	8
Pemulihan panas	15.7								
Air / air		0,0	474,3	0,0	75,9	10	75	1,0	101
Udara / udara		0,0	84,0	0,0	13,4	5	25	1,9	45.5
Kontrol pabrik	17.9	278,1	101,3	27,8	16,2	8	250	5,7	8

Asumsi:

$C_{pel} = 0,1 \text{ kU} / \text{MWh}$; $C_{pth} = 0,16 \text{ kU} / \text{TOE}$; penghematan tambahan dan biaya diabaikan

^aBiaya tambahan

^bBiaya O&M dipertimbangkan

20. Kesimpulan

Setelah mencapai akhir buku, pembaca sekarang dapat terbiasa dengan transformasi energi di setiap lokasi, pabrik atau bangunan dan dengan kemungkinan utama penghematan energi. Prinsip-prinsip dasar sekarang harus lebih jelas bagi pembaca dan memberikan panduan yang berguna untuk memahami sebagian besar fenomena. Energi dan keseimbangan massa yang kerap dijelaskan pada buku sebagai kunci untuk menyelesaikan masalah harus menjadi alat yang harus dipahami dengan jelas dalam semua transformasinya.

Rumus, data dan KPI dasar yang merupakan inti dari konversi dan pengelolaan energi — yang harus diketahui oleh semua yang terlibat dalam bidang ini — dilaporkan dalam Tabel 20.1, 20.2, dan 20.3. Masalah apa pun dapat dipahami dan diselesaikan dengan formula yang hanya membutuhkan data dasar. KPI, yang mewakili gambaran terkini kinerja industri dan pengguna akhir, adalah alat untuk memeriksa hasil dan membandingkan berbagai situasi.

Bagi pelajar akan memiliki kesempatan untuk menghubungkan berbagai mata pelajaran yang didapat melalui kurikulum universitas. Bagi teknisi, yang tidak secara khusus peduli dalam mendesain pabrik, akan memiliki akses ke data dasar untuk evaluasi cepat dari banyak masalah. Bagi manajer akan menemukan panduan untuk memahami banyak proposal investasi dan mungkin mendorong untuk meminta yang baru. Penulis berharap telah mencapai tujuan buku ini dan bahwa pembaca akan memperoleh jawaban atas masalah mereka dan pemahaman global tentang aliran energi di pabrik dan bangunan, atau setidaknya rekapitulasi yang jelas tentang konversi energi dan prinsip-prinsip manajemen dan stimulus untuk mempelajari topik-topik tertentu secara lebih rinci.

Tabel 20.1 Rumus dasar.

Sistem SI			English system			
Pemanasan						
c	$\times m$	$\times \Delta T$	[kW]	c	$\times m$	$\times \Delta T$
[kJ/kg $\times$ K]	[kg/s]	[K]		[Btu/lb $\times$ °F]	[lb/h]	[°F]
Δh	$\times m$		[kW]	Δh	$\times m$	
[kJ/kg]	[kg/s]			[Btu/lb]	[lb/h]	
Transfer panas						
A	$\times U$	$\times \Delta T$	[W]	A	$\times U$	$\times \Delta T$
[m ²]	[W/m ² $\times$ K]	[K]		[ft ²]	[Btu/h $\times$ ft ² $\times$ °F]	[°F]
A	$\times (1/R_{th})$	$\times \Delta T$	[W]	A	$\times (1/R_{th})$	$\times \Delta T$
[m ²]	[W/m ² $\times$ K]	[K]		[ft ²]	[Btu/h $\times$ ft ² $\times$ °F]	[°F]
Gas ideal						
P	$\times v$	$= \text{constant} \times T$		p	$\times v$	$= \text{constant} \times T$
[Pa]	[m ³]			[psi]	[ft ³]	[R]
Pompa air						
Q	$\times H$	$\times (9,81)/\eta$	[kW]	Q	$\times H$	$\times (0,188)/\eta/1000$
[m ³ /s]	[m]			[gpm]	[ft]	
Turbin Hidrolik						
Q	$\times H$	$\times (9,81)/\eta$	[kW]	Q	$\times H$	$\times (0,188)/\eta/1000$
[m ³ /s]	[m]			[gpm]	[ft]	
Kompresor gas (isentropik) (dari kompresi isentropik ke nyata dikalikan 1,5)						
q_{inlet}	$\times p_{inlet}$	$\times \ln(p_{outlet}/p_{inlet})/1000$	[kW]	q_{inlet}	$\times p_{inlet}$	$\times (3,254) \times$
[m ³ /s]	[Pa]			[ft ³ /min]	[psi]	$\ln(p_{outlet}/p_{inlet})/1000$
Kipas						
Q	$\times \Delta P/\eta/1000$		[kW]	Q	$\times \Delta P$	$\times (0,1175)/\eta/1000$
[m ³ /s]				[ft ³ /min]	[in H ₂ O]	

Tabel 20.2 Data dasar

	Unit SI		English Unit	
Pemanas air spesifik	4,186	$\text{kJ/kg} \times \text{K}$	1	$\text{Btu/lb} \times ^\circ\text{F}$
Pemanas udara spesifik	1	$\text{kJ/kg} \times \text{K}$	0,239	$\text{Btu/lb} \times ^\circ\text{F}$
Uap industri yang dipanaskan dengan panas khusus (0,5 – 1 MPa)	2,09	$\text{kJ/kg} \times \text{K}$	0,499	$\text{Btu/lb} \times ^\circ\text{F}$
Uap panas khusus di udara atmosfer ($< 0,1$ Mpa)	1,8	$\text{kJ/kg} \times \text{K}$	0,430	$\text{Btu/lb} \times ^\circ\text{F}$
Entalpi rata-rata uap industry	2.600	kJ/kg	1.160	Btu/lb
Kepadatan - udara ^a	1,29	kg/Sm^3	0,081	lb/Sft^3
Kepadatan – gas natural ^b	0,75	kg/Sm^3	0,047	lb/Sft^3
Kepadatan – air	1.000	kg/m	62,430 8,35	lb/ft^3 lb/gallon
Lower Heating Value (LHV) – minyak	41.860	kJ/kg	17.997	Btu/lb
Lower Heating Value (LHV) – gas natural ^b	34.325	kJ/Sm^3	922	Btu/Sft^3

^aDisebut 0°C , 32°F dan $0,1$ Mpa, $14,69$ psi

^bDisebut $15,6^\circ\text{C}$, 60°F dan $0,1$ Mpa, $14,69$ psi

Tabel 20.3 KPI dasar

	Oleh	Unit SI		English Unit	
Produksi uap	Boiler	12-14	$\text{kg}_{\text{steam}}/\text{kg}_{\text{oil}}$	12-14	$\text{lb}_{\text{steam}}/\text{lb}_{\text{oil}}$
Produksi uap	Boiler	9-11	$\text{kg}_{\text{steam}}/\text{Sm}^3_{\text{gas alam}}$	0.25-0.31	$\text{lb}_{\text{steam}}/\text{Sft}^3_{\text{gas alam}}$
Pendinginan COP di atas titik beku	Kompresor pendingin	3-6		3-6	
Pendinginan COP di bawah titik beku	Kompresor pendingin	0.7-2		0.7-2	
Pendinginan COP di atas titik beku	Penyerapan pendingin	0.7-1		0.7-1	
Udara terkompresi	Kompresor udara	0.11-0.14	$\text{kWh}/\text{Sm}^3_{\text{udara masukan}}$	0.0031-0.004	$\text{kWh}/\text{Sft}^3_{\text{udara masukan}}$
Pemanas COP	Kompresor pompa pemanas	3-6		3-6	
Air Kondensasi	Menara pendingin	0.01-0.02	$\text{m}^3/\text{kWh}_{\text{compressor}}$	2.6-5.2	$\text{galon}/\text{kWh}_{\text{compressor}}$
Air Kondensasi	Air yang dibuang	0.1-0.2	$\text{m}^3/\text{kWh}_{\text{compressor}}$	26-52	$\text{galon}/\text{kWh}_{\text{compressor}}$
Alat bantu di menara pendingin atau kondensor udara	Kipas dan pompa	0.05-0.1	$\text{kWh}_{\text{aux}}/\text{kWh}_{\text{compressor}}$	0.05-0.1	$\text{kWh}_{\text{aux}}/\text{kWh}_{\text{compressor}}$
Utilitas pebangkit	kondensasi turbin pembangkit	4.5	$\text{kWh}/\text{kg}_{\text{oil}}$	2	$\text{kWh}/\text{lb}_{\text{oil}}$
Utilitas pebangkit	kombinasi turbin gas pembangkit	5.3	$\text{kWh}/\text{Sm}^3_{\text{gas alam}}$	0.15	$\text{kWh}/\text{Sft}^3_{\text{gas alam}}$
Penyimpanan air	Pompa	250-300	$\text{t m}/\text{kWh}$	216,680-260,000	$\text{galon ft}/\text{kWh}$
Pencahayaan	Lumener	50-100	lm/W	50-100	lm/W
Pencahayaan bangunan	Lumener	10-20	W/m^2	0.93-1.86	W/ft^2
Pencahayaan pabrik	Lumener	5-10	W/m^2	0.46-0.93	W/ft^2
Pemanas dan pendingin bangunan	Pemanas dan pendingin	10-20	W/m^2	1,205-2,410	$\text{Btu}/\text{h ft}^3$
Pemanas dan pendingin bangunan	Pemanas dan pendingin	5-10	W/m^2	602-1,204	$\text{Btu}/\text{h ft}^3$

Catatan:

Volume gas alam biasanya disebut 15,6 C, 60 F dan 0,1 MPa, 14,69 psi

Volume udara masuk untuk instalasi udara tekan mengacu pada 15,6 C, 60 F dan 0,1 MPa, 14,69 psi

Referensi

- Albert Thumann, P.E., C.E.M (1987) *Plant engineers and managers guide to energy conservation*, 3rd edn. USA
- Boyle G (2004) *Renewable energy: power for a sustainable future*. Boyle Editor
- Capehart BL et al (2011) *Energy management handbook*, 8th edn. Fairmont Press, USA
- Commission of the European Communities Directorate-General for Energy (1990) *Energy in Europe energy for a new century: the European perspective*. Office for Official Publications of the European Communities, Luxembourg.
- Decher R (1995) *Energy conversion*. Oxford University Press
- Eastop TD, Croft DR (1990) *Energy Efficiency for Engineers and Technologist*. Longman Pub Group, Longman
- Freris L, Infield D (2008) *Renewable energy in power systems*. Wiley, USA
- Fuchs EF, Masoum MAS (2011) *Power conversion of renewable energy*. Springer, USA
- Golusin M, Popov S, Dodic S (2013) *Sustainable energy management*. Academic, USA
- Howell JR, Buckius RO (1987) *Fundamentals of engineering thermodynamics*. McGraw-Hill Book Company, Singapore
- Kharchenko NV, Kharchenko VM (2013) *Advanced energy systems*. CRC, USA
- Kreith F, West RE (1996) *Handbook of energy efficiency*. CRC, Boca Raton, FL
- Loomis AW (1982) *Compressed air and gas data*. Ingersoll-Rand Company, Woodcliff Lake, NJ
- Moran MJ, Shapiro HN (1988) *Fundamentals of engineering thermodynamics*. Wiley, Canada
- Morvay Z, Gvozdenac DD (2008) *Applied industrial energy and environmental management*. Wiley-IEEE Press, USA
- Petrecca, G. (2014). *Energy Conversion and Management* (p. 25). Springer, New York
- Petrecca G (1993) *Industrial energy management: principles and applications*. Kluwer Academic, Boston, MA
- Ristinen R, Kraushaar J (2005) *Energy and environment renewable energy sustainable*. Wiley, USA
- Robyns B, Davigny A, Francois B, Henneon A, Sprooten J (2012) *Electricity production from renewable energies*. ISTE and John Wiley & Sons, USA
- Sorensen B (2007) *Renewable energy conversion, transmission and storage*. Elsevier, USA
- Staff of Research and Education Association, Dr. M. Fogiel, Director (1989) *The thermodynamics problem solver*, REA, USA

Thumann A, Metha DP (2008) *Handbook of energy engineering, 6th edn.* Fairmont Press, USA

Turner WC (1982) *Energy management handbook.* Wiley-Interscience, New York

Turner D et al (2012) *Energy management handbook, 8th edn.* The Fairmont Press, USA

Westaway CR, Loomis AW (1977) *Cameron hydraulic data. Ingersoll-Rand Company,* Woodcliff Lake, NJ

William Payne F (1988) *Integration of efficient design technologies.* Fairmont Press, USA

Profil Penulis

Tole Sutikno

Tole Sutikno mendapatkan gelar S.T. dari Universitas Diponegoro, gelar M.T.dari Universitas Gadjah Mada, dan gelar Ph.D. di Universiti Teknologi Malaysia, masing-masing pada tahun 1999, 2004 dan 2016, ketiganya didapatkan dalam bidang Teknik Elektro. Sejak 2001, ia telah menjadi Dosen di Program Studi Teknik Elektro, Universitas Ahmad Dahlan, Indonesia. Selain itu ia juga aktif menjadi editor kepala pada beberapa Jurnal Internasional dalam bidang teknik elektro, komputer dan informatika. Minat penelitiannya meliputi bidang elektronika daya, sistem penggerak motor dan aplikasi FPGA. Penulis dapat dihubungi melalui email: tole@ee.uad.ac.id

Hendril Satrian Purnama

Hendril Satrian Purnama mendapatkan gelar S.T. dari Universitas Ahmad Dahlan, tahun 2017, pada bidang Teknik Elektro. Sejak 2017, ia telah aktif bekerja menjadi asisten peneliti di bawah Program Studi Teknik Elektro, Universitas Ahmad Dahlan, Indonesia. Selain itu ia juga aktif menjadi asistant editor pada beberapa Jurnal Internasional dalam bidang teknik elektro, komputer dan informatika. Minat penelitiannya meliputi bidang elektronika daya, pengembangan energi terbarukan dan robotika. Penulis dapat dihubungi melalui email: lfriyan220@gmail.com

Arsyad Cahya Subrata

Arsyad Cahya Subrata mendapatkan gelar S.T. dari Universitas Ahmad Dahlan, tahun 2016, pada bidang Teknik Elektro. Sejak 2018, ia telah aktif bekerja menjadi asisten peneliti di bawah Program Studi Teknik Elektro, Universitas Ahmad Dahlan, Indonesia. Selain itu ia juga aktif menjadi asistant editor pada beberapa Jurnal Internasional dalam bidang teknik elektro, komputer dan informatika. Saat ini ia sedang melanjutkan studi untuk mendapatkan gelar master di Universitas Diponegoro. Minat penelitiannya meliputi bidang elektronika daya, pengembangan energi terbarukan dan internet of things. Penulis dapat dihubungi melalui email: arsyadcahya@gmail.com

Anggit Pamungkas

Anggit Pamungkas mendapatkan gelar S.T. dari Universitas Ahmad Dahlan, tahun 2018, pada bidang Teknik Elektro. Sejak 2018, ia telah aktif bekerja menjadi asisten peneliti di bawah Program Studi Teknik Elektro, Universitas Ahmad Dahlan, Indonesia. Minat penelitiannya meliputi bidang elektronika daya, pengembangan energi terbarukan dan robotika. Penulis dapat dihubungi melalui email: anggitpamungkas17@gmail.com

Watra Arsadiando

Watra Arsadiando mendapatkan gelar S.T. dari Universitas Ahmad Dahlan, tahun 2017, pada bidang Teknik Elektro. Sejak 2018, ia telah aktif bekerja menjadi asisten peneliti di bawah Program Studi Teknik Elektro, Universitas Ahmad Dahlan, Indonesia. Minat penelitiannya meliputi bidang elektronika daya, pengembangan energi terbarukan dan robotika. Penulis dapat dihubungi melalui email: watra24arsadiando@gmail.com

Tri Wahono

Tri Wahono mendapatkan gelar S.T. dari Universitas Ahmad Dahlan, tahun 2017, pada bidang Teknik Elektro. Sejak 2016, ia telah aktif bekerja menjadi asisten peneliti di bawah Program Studi Teknik Elektro, Universitas Ahmad Dahlan, Indonesia. Selain itu ia juga aktif menjadi asistant editor pada beberapa Jurnal Internasional dalam bidang teknik elektro, komputer dan informatika. Saat ini ia sedang melanjutkan studi untuk mendapatkan gelar master di Universitas Gadjah Mada, Indonesia. Minat penelitiannya meliputi bidang elektronika daya dan pengembangan energi terbarukan. Penulis dapat dihubungi melalui email: triwahono@gmail.com

This image shows a full page of white paper with horizontal dotted lines, typical of primary school writing paper. The lines are evenly spaced and run across the width of the page. There are no margins, text, or other markings on the paper.

[illegible]

KONVERSI ENERGI

Manajemen, Prinsip dan Aplikasi

Buku ini disusun sebagai buku teks untuk perkuliahan dasar konversi energi. Buku ini juga sesuai sebagai referensi bagi para profesional yang bekerja pada bidang manajemen dan konversi energi. Pembaca diasumsikan memiliki pengetahuan dasar tentang termodinamika, perpindahan panas dan massa, sistem listrik dan elektronika daya, serta dasar pemrograman komputer.

Sistematika penulisan buku ini terdiri dari 20 bab yang dapat dikelompokkan sebagai berikut:

Bab 1-4: Membahas prinsip umum transformasi energi, manajemen energi, dan sumber energi terbarukan. Bagian ini bertujuan untuk memberikan gambaran umum pada pembaca tentang konversi dan manajemen energi, dari sumber energi hingga pengguna akhir.

Bab 5 dan 6: Membahas tentang gardu listrik dan pembangkit listrik tenaga uap. Keduanya diinvestigasi dan disediakan saran peningkatan efisiensinya.

Bab 7 dan 8: Membahas jaringan listrik internal dan sistem distribusi fluida dari fasilitas ke pengguna akhir.

Bab 9: Membahas pembangkit kogenerasi dan trigenerasi.

Bab 10 dan 11: Membahas fasilitas pabrik untuk memindahkan cairan seperti pompa, kipas, dan kompresor.

Bab 12-14: Membahas fasilitas pabrik seperti pendingin pabrik, sistem HVAC, dan sistem pencahayaan.

Bab 15: Membahas pemulihan panas dari proses dan fasilitas penukar panas.

Bab 16: Membahas pengelolaan limbah dan korelasi dengan pengelolaan energi.

Bab 17: Membahas audit energi, penghitungan energi untuk kontrol dan perencanaan, dan kontrol terpusat.

Bab 18: Membahas peran pendidikan dalam konversi dan manajemen energi.

Bab 19: Membahas analisis ekonomi untuk investasi hemat energi.

Bab 20: Memberikan kesimpulan, rumus dasar, data, dan indeks kinerja utama/*key performance index* (KPI).

Contoh praktis diberikan untuk kasus dasar, terutama untuk bagian fasilitas. Kasus dasar yang disajikan dapat dengan mudah dikembangkan untuk aplikasi yang lebih rumit, termasuk pada sistem proses. Evaluasi teknis ditunjukkan pada akhir setiap bab. Tabel yang disajikan pada buku ini dirancang untuk memfasilitasi elaborasi data dengan lembar kerja standar.



Lembaga Penerbitan dan Publikasi Ilmiah (LPPI)
Kampus 4, Universitas Ahmad Dahlan, Gedung Utama, Lantai 9
Jl. Ringroad Selatan, Kragilan, Tamanan, Banguntapan, Bantul
Yogyakarta, Indonesia 55191
Phone: +62 (274) 563515

