

**DIKTAT KULIAH**  
**TERMODINAMIKA TEKNIK II**



**TEKNIK MESIN**  
**FAKULTAS TEKNIK**  
**UNIVERSITAS DARMA PERSADA**  
**2012**

**DIKTAT KULIAH**

**TERMODINAMIKA TEKNIK II**

Disusun :

**ASYARI DARAMI YUNUS**

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik  
Universitas Darma Persada  
Jakarta.

## **KATA PENGANTAR**

Untuk memenuhi buku pegangan dalam perkuliahan, terutama yang menggunakan bahasa Indonesia dalam bidang teknik, maka kali ini penulis menyempatkan diri untuk ikut membuat sebuah buku/diktat yang bisa digunakan oleh mahasiswa teknik, terutama mahasiswa jurusan teknik mesin. Kali ini penulis menyiapkan diktat yang ditujukan untuk mata kuliah Termodinamika Teknik II.

Dalam penyusunan buku ini penulis berusaha menyesuaikan materinya dengan kurikulum di jurusan Teknik Mesin, Universitas Darma Persada Indonesia.

Perlu ditekankan bahwa buku ini belum merupakan referensi lengkap dari pelajaran Termodinamika Teknik II, sehingga mahasiswa perlu untuk membaca buku-buku referensi lain untuk melengkapi pengetahuannya tentang materi buku ini.

Akhir kata, mudah-mudahan buku ini bisa menjadi penuntun bagi mahasiswa dan memberikan manfaat sebagaimana yang diharapkan. Tak lupa penulis mengucapkan banyak-banyak terima-kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dalam penyelesaian pembuatan buku ini.

Jakarta, Desember 2012

Ir. Asy'ari Daryus, SE. MSc.

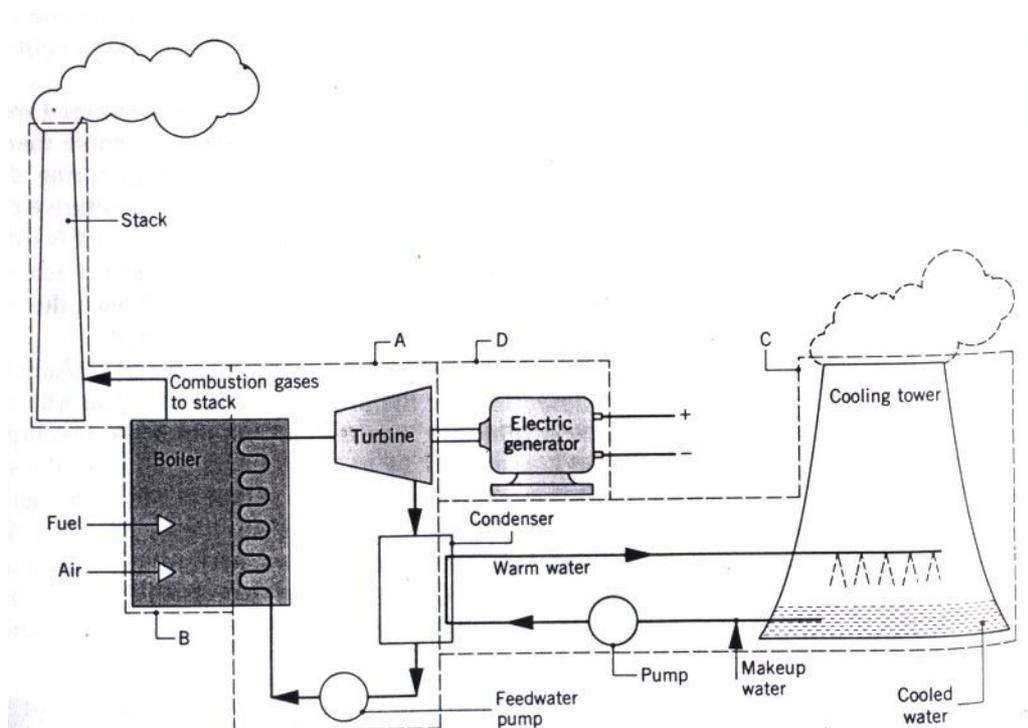
## DAFTAR ISI

- BAB 1. Sistem Tenaga Uap. 1
- BAB 2. Sistem Tenaga Gas. 24
- BAB 3. Sistem Refrigerasi Dan Pompa Kalor. 63
- BAB 4. Campuran Gas Ideal Tak Bereaksi Dan Psikrometrik. 83
- BAB 5. Campuran Bereaksi : Pembakaran. 103

# BAB I

## SISTEM TENAGA UAP

Skema sederhana sistem daya uap sederhana ditunjukkan oleh gambar 1 berikut ini.



Gambar 1. Komponen-komponen pembangkit daya uap sederhana.

- A. Sistem turbin uap
- B. Suplai energi
- C. Sirkuit pendinginan air
- D. Generator listrik

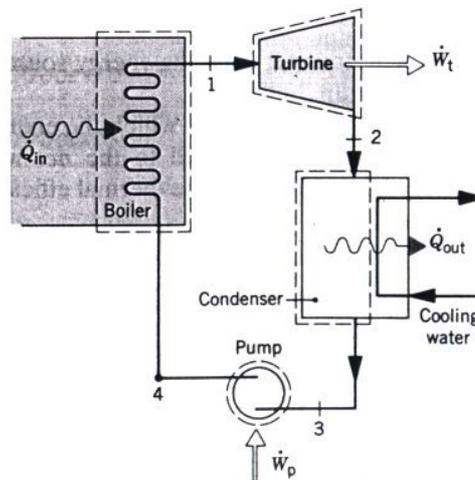
### SIKLUS RANKINE

#### Prinsip Kerja dan Perpindahan Kalor :

Gambar 2 memperlihatkan prinsip kerja dan perpindahan kalor sub-sistem A. Dalam hal ini berlaku:

- Perpindahan energi sesuai arah panah dan dianggap positif.
- Perpindahan kalor yang tidak dikehendaki ke lingkungan diabaikan.

- Perubahan energi potensial dan kinetik diabaikan.
- Setiap komponen beroperasi pada kondisi *steady state*.



Gambar 2. Prinsip kerja dan perpindahan kalor dari sub-sistem A.

### Pada turbin :

Uap dari boiler pada kondisi 1 yang mempunyai temperatur dan tekanan tinggi mengalami ekspansi didalam turbin sehingga menghasilkan kerja dan kemudian uap keluar dari turbin pada kondisi 2 dengan tekanan yang lebih rendah.

Keseimbangan energi :

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{cv}} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[ h_1 - h_2 + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right]$$

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2$$

dimana :

$\dot{m}$  = laju aliran massa fluida kerja

$\dot{W}_t / \dot{m}$  = laju kerja yang dibangkitkan persatuan massa

$h_1$  = entalpi pada titik 1

$h_2$  = entalpi pada titik 2

$V_1$  = kecepatan fluida pada titik 1

$V_2$  = kecepatan fluida pada titik 2

$z_1$  = ketinggian pada titik 1

$z_2$  = ketinggian pada titik 2

$g$  = gravitasi

### **Pada Kondenser :**

Terjadi perpindahan kalor dari uap ke aliran air pendingin pada aliran yang terpisah. Sehingga uap mengondensasi dan air mengalami kenaikan suhu. Cairan yang terkondensasi meninggalkan kondenser pada keadaan 3. Pada kondisi *steady state* keseimbangan laju energi dan massa pada bagian kondensasi :

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_2 - h_3$$

Dimana :  $\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}}$  = laju energi yang dipindahkan oleh kalor dari fluida kerja ke air pendingin per satuan massa.

### **Pada Pompa :**

Cairan pada titik 3 dipompa ke boiler melalui pompa antara titik 3 dan 4. Keseimbangan massa dan energi :

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = h_4 - h_3$$

dimana :  $\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}}$  = laju daya input per unit massa pada pompa

### **Pada Boiler :**

Fluida kerja melengkapi siklus ketika fluida memasuki boiler pada keadaan 4 dan keluar pada keadaan 1. Keseimbangan massa dan energi :

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

Dimana :  $\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}}$  = laju perpindahan energi dari sumber energi ke fluida kerja persatuan massa yang masuk ke boiler.

## EFISIENSI TERMAL

Adalah jumlah energi yang diberikan ke fluida kerja pada boiler yang dirubah ke kerja output.

$$\eta = \frac{\dot{W}_t / \dot{m} - \dot{W}_p / \dot{m}}{\dot{Q}_{in} / \dot{m}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)}$$

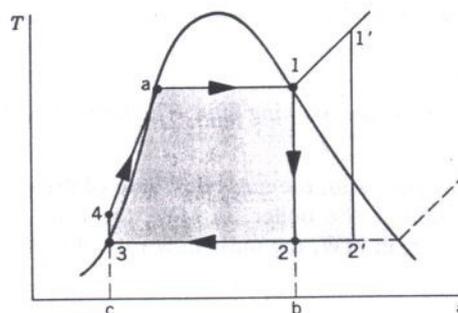
Kerja bersih output sama dengan kalor bersih input, maka:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{\dot{Q}_{in} / \dot{m} - \dot{Q}_{out} / \dot{m}}{\dot{Q}_{in} / \dot{m}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{out} / \dot{m}}{\dot{Q}_{in} / \dot{m}} \\ &= 1 - \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \end{aligned}$$

Cara lain untuk menerangkan unjuk kerja pembangkit adalah dengan parameter *back work ratio*, *bwr* (rasio kerja balik) yang didefinisikan sebagai rasio input kerja pompa terhadap kerja yang dihasilkan oleh turbin.

$$bwr = \frac{\dot{W}_p / \dot{m}}{\dot{W}_t / \dot{m}} = \frac{(h_4 - h_3)}{(h_1 - h_2)}$$

## Siklus Ideal Rankine



Gambar 3. Diagram Temperatur – entropi untuk siklus Rankine ideal.

Proses 1-2 : ekspansi isentropik fluida kerja pada turbin dari uap jenuh pada keadaan 1 ke tekanan kondenser

Proses 2-3 : perpindahan kalor dari fluida kerja ketika mengalir pada tekanan konstan melalui kondenser dengan cairan jenuh pada keadaan 3.

Proses 3-4 : kompresi isentropik didalam pompa ke keadaan 4 di daerah cairan terkompresi

Proses 4-1 : perpindahan kalor ke fluida kerja ketika mengalir pada tekanan konstan melalui boiler untuk menyelesaikan siklus.

Siklus ideal Rankine juga meliputi kemungkinan pemanasan lanjut /superheat uap seperti yang digambarkan pada siklus 1'-2'-3-4-1'. Kerja pompa bisa juga dicari dengan rumus :

$$\left(\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}}\right)_{intrev} = \int_3^4 v dp$$

notasi *int rev* menerangkan bahwa proses reversibel internal pada pompa.

Dengan mengintegrasikan persamaan diatas:

$$\left(\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}}\right)_{intrev} = v_3(p_4 - p_3)$$

### Contoh soal

Uap air adalah fluida kerja pada siklus ideal Rankine. Uap jenuh memasuki turbin pada 8,0 MPa dan cairan jenuh meninggalkan kondenser pada tekanan 0,008 MPa. Daya output netto siklus adalah 100 MW. Carilah (a) efisiensi termal, (b) *back work ratios*, (c) laju aliran massa uap, dalam kg/h, (d) Laju perpindahan kalor,  $\dot{Q}_{in}$ , ke dalam fluida kerja melalui boiler, dalam MW, (e) Laju perpindahan kalor,  $\dot{Q}_{out}$ , dari uap terkondensasi ketika melewati kondenser, dalam MW, (f) laju aliran massa air pendingin kondenser, dalam kg/h, jika air pendingin memasuki kondenser pada 15<sup>o</sup> C dan keluar pada 35<sup>o</sup> C.

### Jawab

Diketahui: siklus ideal Rankine bekerja dengan uap air sebagai fluida kerjanya. Tekanan boiler dan kondenser diketahui, dan daya output netto diberikan.

Carilah: Efisiensi termal, *back work ratio*, laju aliran massa uap, dalam kg/h, Laju perpindahan kalor dari uap terkondensasi ketika melewati kondenser, dalam MW, laju

aliran massa air pendingin kondenser, dalam kg/h, jika air pendingin memasuki kondenser pada 15° C dan keluar pada 35° C.

#### Asumsi

1. Setiap komponen siklus di analisis sebagai sebuah volume atur yang berada dalam kondisi tunak. Volume atur ditunjukkan sebagai garis terputus pada gambar.
2. Semua proses pada fluida kerja adalah reversibel secara internal.
3. Turbin dan pompa beroperasi secara adiabatik.
4. Efek energi kinetik dan potensial diabaikan.
5. Uap memasuki turbin dalam keadaan uap jenuh. Kondensat meninggalkan kondenser dalam keadaan cairan jenuh.

#### Analisis

Untuk memulai analisis, dicari kondisi prinsip pada setiap titik yang terdapat pada diagram  $T-s$ . Dimulai dari sisi masuk turbin, tekanan 8,0 MPa dan uap dalam keadaan uap jenuh, maka dari tabel A-3 diperoleh:  $h_1 = 2758,0$  kJ/kg dan  $s_1 = 5,7432$  kJ/kg.K.

Titik 2:  $p_2 = 0,008$  MPa dan entropi spesifik konstan karena proses adiabatik. Dengan menggunakan data cairan jenuh dan uap jenuh dari tabel A-3, diperoleh:

$$x_2 = \frac{s_2 - s_f}{s_g - s_f} = \frac{5,7432 - 0,5926}{7,6361} = 0,6745$$

maka enthalpi:

$$\begin{aligned} h_2 &= h_f + x_2 h_{fg} = 173,88 + (0,6745)2403,1 \\ &= 1794,8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Titik 3: adalah cairan jenuh pada 0,008 MPa, sehingga  $h_3 = 173,88$  kJ/kg.

Titik 4: ditentukan oleh tekanan boiler  $p_4$  dan entropi spesifik  $s_4 = s_3$ . Pada prinsipnya, enthalpi spesifik  $s_4$  dapat dicari dengan interpolasi dari tabel cairan kompresi. Namun data cairan kompresi relatif tersebar, adalah lebih menyenangkan dengan menghitung dengan rumus sbb.:

$$h_4 = h_3 + \dot{W}_p / \dot{m} = h_3 + v_3 (p_4 - p_3)$$

Dengan menggunakan data yang didapatkan dari tabel A-3:

$$h_4 = 173,88 + (1,0084 \times 10^{-3})(8,0 - 0,008) \times 10^6 \frac{1}{10^3}$$

$$= 173,88 + 8,06 = 181,94 \text{ kJ/kg}$$

(a) *Daya netto yang dihasilkan siklus*

$$\dot{W}_{\text{siklus}} = \dot{W}_t - \dot{W}_p$$

kesetimbangan laju energi dan massa untuk volume atur pada turbin dan pompa adalah:

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \quad \text{dan} \quad \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = h_4 - h_3$$

dimana  $\dot{m}$  adalah laju aliran massa uap. Laju perpindahan kalor kepada fluida kerja ketika melewati boiler ditentukan dengan menggunakan kesetimbangan laju energi dan massa:

$$\frac{\dot{Q}_{\text{in}}}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

maka efisiensi termal:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}_{\text{in}}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \\ &= \frac{(2758,0 - 1794,8) - (181,94 - 173,88) \text{ kJ/kg}}{(2758,0 - 181,94) \text{ kJ/kg}} \\ &= 0,371 \text{ (37,1 \%)} \end{aligned}$$

(b) *back work ratio*

$$\begin{aligned} \text{bwr} &= \frac{\dot{W}_p}{\dot{W}_t} = \frac{h_4 - h_3}{h_1 - h_2} = \frac{(181,94 - 173,88) \text{ kJ/kg}}{(2758,0 - 1794,8) \text{ kJ/kg}} \\ &= \frac{8,06}{963,2} = 8,37 \times 10^{-3} \text{ (0,84 \%)} \end{aligned}$$

(c) *Laju aliran massa uap yang diperoleh dari rumus daya netto yang diberikan pada nomor (a). Maka:*

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{\dot{W}_{\text{siklus}}}{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)} \\ &= \frac{(100 \text{ MW})(10^3 \text{ kW/MW})(3600 \text{ s/h})}{(193,2 - 8,06) \text{ kJ/kg}} \\ &= 3,77 \times 10^5 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

(d) Dengan rumus untuk  $\dot{Q}_{in}$  dari (a) dan harga enthalpi spesifik yang telah didapat:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{in} &= \dot{m}(h_1 - h_4) \\ &= \frac{(3,77 \times 10^5 \text{ kg/h})(2758,0 - 181,94) \text{ kJ/kg}}{(3600 \text{ s/h})(1000 \text{ kW/MW})} \\ &= 269,77 \text{ MW}\end{aligned}$$

(e) Kesetimbangan laju energi dan massa untuk volume atur pada kondenser:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{out} &= \dot{m}(h_2 - h_3) \\ &= \frac{(3,77 \times 10^5 \text{ kg/h})(2758,0 - 181,94) \text{ kJ/kg}}{(3600 \text{ s/h})(1000 \text{ kW/MW})} \\ &= 169,75 \text{ MW}\end{aligned}$$

Catat bahwa rasio  $\dot{Q}_{out}/\dot{Q}_{in}$  adalah 0,629 (62,9%).

Alternatif lain,  $\dot{Q}_{out}$  dapat dicari dari kesetimbangan laju energi pada sistem pembangkit uap keseluruhan. Pada kondisi *steady state*, daya netto yang dihasilkan sama dengan laju netto perpindahan kalor pada pembangkit.

$$\dot{W}_{siklus} = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}$$

$$\text{atau } \dot{Q}_{out} = \dot{Q}_{in} - \dot{W}_{siklus} = 269,77 \text{ MW} - 100 \text{ MW} = 169,77 \text{ MW}$$

selisih hasil di atas karena pembulatan.

(f). Dengan mengambil volume atur di sekitar kondenser, kesetimbangan laju energi dan massa pada *steady state* memberikan:

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{cv}} - \cancel{\dot{W}_{cv}} + \dot{m}_{cw}(h_{cw,in} - h_{cw,out}) + \dot{m}(h_2 - h_3)$$

dimana  $\dot{m}_{cw}$  adalah laju aliran massa air pendingin.

$$\dot{m}_{cw} = \frac{\dot{m}(h_2 - h_1)}{h_{cw,out} - h_{cw,in}}$$

Untuk air pendingin,  $h = h_f(T)$ , sehingga harga enthalpi cairan jenuh dapat dicari dari tabel A-2 pada temperatur masuk dan keluar air pendingin.

$$\dot{m}_{cw} = \frac{(169,75 \text{ MW})(10^3 \text{ kW/MW})(3600 \text{ s/h})}{(146,68 - 62,99) \text{ kJ/kg}} = 7,3 \times 10^6 \text{ kg/h}$$

## Pengaruh Tekanan Boiler Dan Kondenser Pada Siklus Rankine

Dari gambar T-S diagram siklus Rankine ideal (gambar 3) luas daerah 1-b-c-4-a-1 adalah menyatakan perpindahan kalor kedalam fluida kerja per satuan massa pada boiler. Dirumuskan :

$$\left( \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} \right)_{int_{rev}} = \int_4^1 T ds = \text{luas } 1 - b - c - 4 - a - 1$$

Integral diatas bisa ditulis dalam bentuk suhu rata-rata pertambahan kalor,  $\bar{T}_{in}$ , sebagai berikut :

$$\left( \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} \right)_{int_{rev}} = \bar{T}_{in}(s_1 - s_4)$$

dimana tanda strip diatas menunjukkan harga rata-rata.

Dengan cara yang sama, luas daerah 2-b-c-3-2 mewakili perpindahan kalor dari uap terkondensasi persatuan massa yang melalui kondenser, dirumuskan:

$$\begin{aligned} \left( \frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} \right)_{int_{rev}} &= T_{out}(s_2 - s_3) = \text{luas } 2 - b - c - 3 - 2 \\ &= T_{out}(s_1 - s_4) \end{aligned}$$

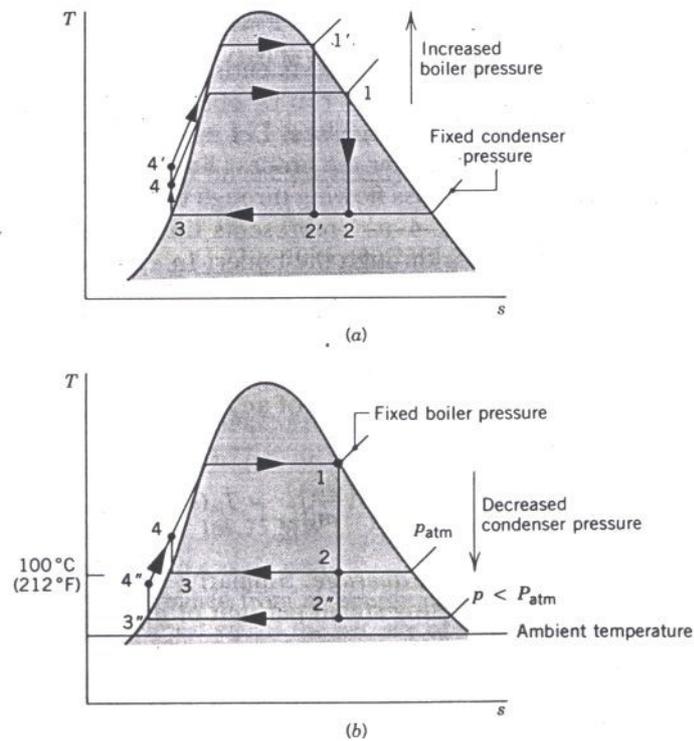
dimana  $T_{out}$  menunjukkan suhu pada sisi uap pada kondenser.

Efisiensi Thermal siklus Rankine ideal dalam variabel perpindahan kalor adalah :

$$\eta_{ideal} = 1 - \frac{(\dot{Q}_{out}/\dot{m})_{int_{rev}}}{(\dot{Q}_{in}/\dot{m})_{int_{rev}}} = 1 - \frac{T_{out}}{T_{in}}$$

Dari rumus diatas dapat disimpulkan bahwa efisiensi termal siklus ideal akan naik ketika suhu rata-rata, pada tempat dimana energi ditambahkan karena perpindahan kalor, juga naik dan/atau suhu, dimana energi dibuang, menurun.

Persamaan efisiensi diatas bisa digunakan untuk mempelajari pengaruh dari perubahan unjuk kerja boiler dan kondenser.



Gambar 4. Pengaruh variasi tekanan kerja pada siklus Rankine ideal. (a). Pengaruh tekanan boiler. (b). Pengaruh tekanan kondenser.

Gambar A. memperlihatkan dua siklus ideal yang mempunyai tekanan kondenser sama tetapi tekanan boiler berbeda. Suhu rata-rata dari kalor yang ditambahkan terlihat lebih besar pada siklus 1'-2'-3'-4'-1' daripada siklus 1-2-3-4-1. Sehingga kenaikan tekanan boiler akan menaikkan efisiensi termal siklus Rankine.

Gambar B. memperlihatkan dua siklus yang mempunyai tekanan boiler sama tetapi tekanan kondenser yang berbeda. Satu kondenser beroperasi pada tekanan atmosfer dan yang lainnya mempunyai tekanan kurang dari tekanan atmosfer. Suhu kalor yang dibuang pada siklus 1-2-3-4-1 adalah 100 °C. Suhu kalor yang dilepas pada siklus 1-2'-3'-4'-1 adalah lebih rendah, karena itu mempunyai efisiensi termal yang lebih besar. Jadi penurunan tekanan kondenser akan meningkatkan efisiensi termal.

Tekanan kondenser yang paling rendah yang mungkin adalah tekanan jenuh/saturasi pada suhu ambien/batas. Ini adalah suhu yang paling rendah yang paling mungkin dilepas ke lingkungan. Alasan utama kenapa menggunakan kondenser pada pembangkit adalah untuk menjaga tekanan gas serendah mungkin pada turbin

(pembangkit). Penambahan kondenser juga memungkinkan fluida kerja mengalir dalam loop tertutup.

### Prinsip-prinsip Ireversibilitas Dan Kerugian

Ireversibilitas dan kerugian ditemukan pada ke empat subsistem pembangkit daya uap. Ireversibilitas yang dialami pada fluida kerja disebabkan oleh ekspansi pada turbin. Sebagaimana digambarkan pada grafik berikut ini, proses 1-2 adalah ekspansi adiabatik pada turbin yang disertai dengan kenaikan entropi. Kerja yang dihasilkan pada langkah ini lebih kecil bila dibandingkan pada proses ekspansi isentropik 1-2s.

Efisiensi turbin isentropik :

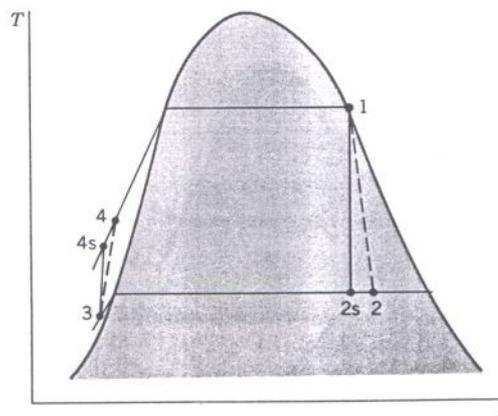
$$\eta_T = \frac{(\dot{W}_T / \dot{m})}{(\dot{W}_T / \dot{m})_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$$

Input kerja pada pompa untuk mengatasi efek gesekan juga akan mengurangi daya output pembangkit. Akan ada kenaikan entropi pada pompa. Proses 3-4 mewakili proses pemompaan sebenarnya. Daya input ke pompa akan menjadi lebih besar pada proses 3-4 dibandingkan proses isentropik 3-4s.

Efisiensi pompa isentropik :

$$\eta_p = \frac{(\dot{W}_p / \dot{m})_s}{(\dot{W}_p / \dot{m})} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3}$$

Ireversibilitas pada pompa mempunyai dampak yang lebih kecil pada kerja pembangkit bila dibandingkan terhadap ireversibilitas pada turbin.



Gambar 6. Diagram Temperatur – entropi yang menunjukkan pengaruh ireversibilitas pada turbin dan pompa.

## SUPERHEAT DAN REHEAT

**Superheat** adalah proses dimana uap air sebelum memasuki turbin berada pada kondisi panas lanjut (superheat).

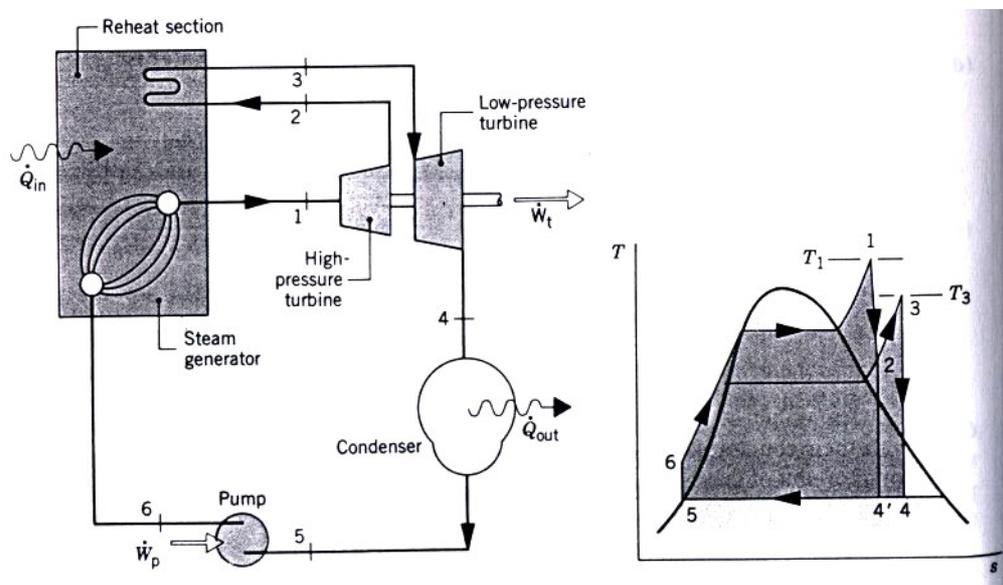
Untuk mendapatkan kondisi ini biasanya uap dipanaskan dengan alat yang bernama *superheater*.

Kombinasi boiler dengan superheater disebut *steam generator*.

Efisiensi termal dengan uap superheat lebih tinggi dari yang tanpa superheat karena temperatur rata-rata kalor yang masuk lebih tinggi.

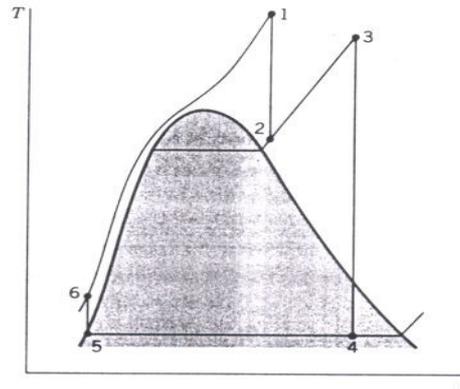
**Reheat** merupakan modifikasi sistem superheat dimana uap tidak berkespansi pada turbin ke tekanan kondenser melainkan pertama-tama uap berkespansi pada turbin pertama ke tekanan antara *steam generator* dan tekanan kondenser, kemudian uap dipanaskan, setelah itu uap berkespansi pada turbin tingkat kedua sampai tekanan kondenser.

Tujuan reheat adalah meningkatkan kualitas uap pada sisi keluar turbin.



Gambar 7. Siklus *Reheat* Ideal.

Siklus reheat ideal superkritis diperlihatkan pada gambar berikut dimana tidak ada perubahan fasa yang terjadi selama pemberian kalor dari 6 ke 1.



Gambar 8. Siklus reheat ideal *superkritis*.

### Contoh soal

Uap adalah fluida kerja dari sebuah siklus ideal Rankine dengan *superheat* dan *reheat*. Uap memasuki turbin tingkat pertama pada 8,0 MPa, 480° C, dan berkespansi ke tekanan 0,7 MPa. Uap kemudian dipanaskan (*reheat*) ke temperatur 440° C sebelum memasuki turbin tingkat kedua, dimana uap berekspansi ke tekanan kondenser 0,008 MPa. Daya netto output adalah 100 MW. Carilah (a) efisiensi termal siklus, (b) laju aliran massa uap, dalam kg/h, (c) laju perpindahan kalor,  $\dot{Q}_{out}$  dari uap kondensasi ketika melalui kondenser, dalam MW.

### Jawab

Skema dan Data:

*Asumsi:*

1. Setiap komponen pada siklus dianalisis sebagai volume atur pada keadaan steady (steady state).
2. Semua proses dari fluida kerja reversibel secara intrnal.
3. Turbin dan pompa beroperasi secara adiabatik.
4. Kondensat keluar dari kondenser sebaai cairan jenuh.
5. Pengaruh energi kinetik dan potensial diabaikan.

*Analisis*

Dimulai dari **sisi masuk turbin tingkat pertama**, tekanannya adalah 8,0 MPa dan temperatur 480° C, sehingga uap adalah uap panas lanjut. Dari tabel A-4,  $h_1 = 3348,4$  kJ/kg dan  $s_1 = 6,6586$  kJ/kg.K.

**Titik 2:**  $p_2 = 0,7$  MPa dan  $s_2 = s_1$  untuk ekspansi isentropik melalui turbin tingkat pertama. Dengan menggunakan data cairan jenuh dan uap panas lanjut dari tabel A-3, kualitas pada titik 2 adalah:

$$x_2 = \frac{s_2 - s_f}{s_g - s_f} = \frac{6,6586 - 1,9922}{6,708 - 1,9922} = 0,9895$$

maka enthalpi spesifik:

$$\begin{aligned} h_2 &= h_f + x_2 h_{fg} \\ &= 697,22 + (0,9895) 2066,3 = 2741,8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

**Titik3:** fluida adalah uap panas lanjut dengan  $p_3 = 0,7$  MPa dan  $T_3 = 440^0$  C, dari tabel A-4 diperoleh:  $h_3 = 3353,3$  kJ/kg dan  $s_3 = 7,7571$  kJ/kg.K

**Titik 4:**  $p_4 = 0,008$  MPa dan  $s_4 = s_3$  untuk ekspansi isentropik melalui turbin tingkat kedua. Dengan menggunakan data dari tabel A-3, kualitas pada titik 4:

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_g - s_f} = \frac{7,7571 - 0,5926}{8,2287 - 0,5926} = 0,9382$$

enthalpi spesifik:

$$h_4 = 173,88 + (0,9382) 2403,1 = 2428,5 \text{ kJ/kg}$$

**Titik 5:** fluida adalah cairan jenuh pada 0,008 MPa, sehingga  $h_5 = 173,88$  kJ/kg.

$$h_6 = h_5 + \dot{W}_p / \dot{m} = h_5 + v_5 (p_6 - p_5)$$

$$h_4 = 173,88 + (1,0084 \times 10^{-3}) (8,0 - 0,008) \times 10^6 \frac{1}{10^3}$$

$$= 173,88 + 8,06 = 181,94 \text{ kJ/kg}$$

(a) daya netto yang dihasilkan oleh siklus

$$\dot{W}_{\text{siklus}} = \dot{W}_{t1} + \dot{W}_{t2} - \dot{W}_p$$

kesetimbangan laju energi dan massa untuk kedua turbin dan pompa adalah:

$$\text{Turbin 1: } \frac{\dot{W}_{t1}}{\dot{m}} = h_1 - h_2$$

$$\text{Turbin 2: } \frac{\dot{W}_{t2}}{\dot{m}} = h_3 - h_4$$

$$\text{Pompa: } \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = h_6 - h_5$$

laju total perpindahan kalor ke fluida kerja ketika melewati boiler-superheater dan reheater adalah:

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = (h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)$$

Dengan menggunakan persamaan-persamaan ini, efisiensi termal:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)} \\ &= \frac{(3348,4 - 2741,8) + (3353,3 - 2428,5) - (181,94 - 173,88)}{(3348,4 - 181,94) + (3353,3 - 2741,8)} \\ &= \frac{606,6 + 924,8 - 8,06}{3166,5 + 611,5} = \frac{1523,3 \text{ kJ/kg}}{3778 \text{ kJ/kg}} = 0,403 (40,3\%) \end{aligned}$$

(b) laju aliran massa uap dapat diperoleh dengan rumus daya netto yang diberikan pada (a).

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{\dot{W}_{siklus}}{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)} \\ &= \frac{(100 \text{ MW})(3600 \text{ s/h})(10^3 \text{ kW/MW})}{(606,6 + 924,8 - 8,06) \text{ kJ/kg}} = 2,363 \times 10^5 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

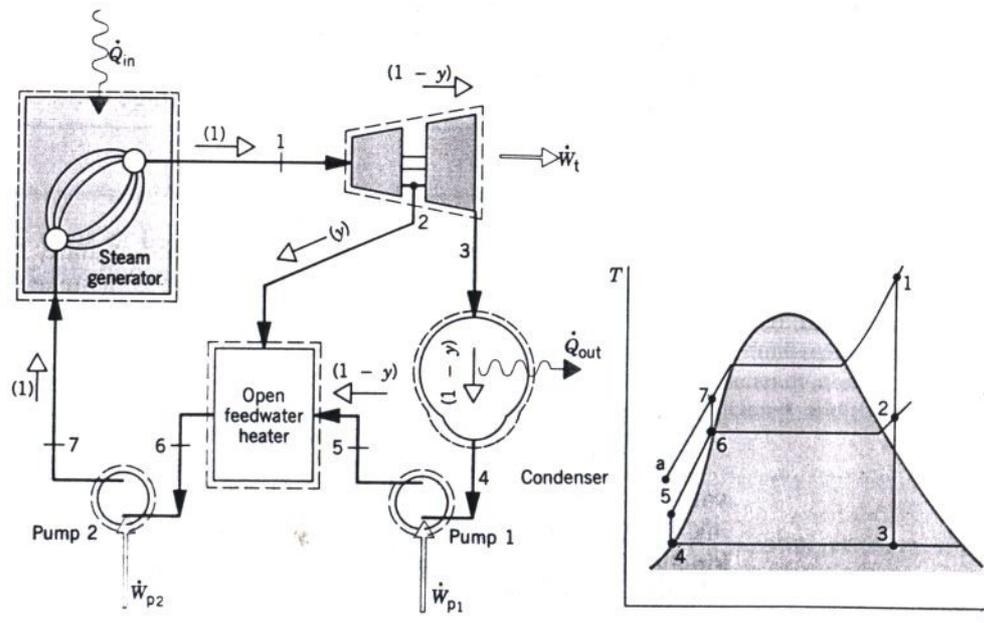
(c) Laju perpindahan kalor dari uap terkondensasi ke air pendingin:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{out} &= \dot{m}(h_4 - h_5) \\ &= \frac{2,363 \times 10^5 \text{ kg/h}(2428,5 - 173,88) \text{ kJ/kg}}{(3600 \text{ s/h})(10^3 \text{ kW/MW})} = 148 \text{ MW} \end{aligned}$$

## SIKLUS DAYA UAP REGENERATIF

Tujuan siklus ini adalah meningkatkan temperatur rata-rata air yang masuk kedalam boiler.

## Pemanas/heater Air Umpan Terbuka



Gambar 9. Siklus daya uap regeneratif dengan pemanas air umpan terbuka.

Regenerasi dilakukan dengan menggunakan heater air umpan, yaitu sebuah penukar kalor (heat exchanger) jenis kontak dimana aliran dari suhu yang berbeda bercampur sehingga menghasilkan aliran dengan temperatur menengah.

Uap masuk ke turbin tingkat pertama pada kondisi 1 dan berekspansi ke kondisi 2 dimana sejumlah aliran diambil dan dimasukkan ke heater air umpan terbuka pada tekanan  $p_2$ . Sisa uap akan memasuki turbin tingkat kedua menuju ke tingkat 3. Uap yang berupa cairan jenuh ini kemudian dipompa dari kondisi 4 ke heater air umpan pada kondisi 5. Dari heater keluar aliran yang sudah bercampur untuk kemudian dipompa ke boiler.

Pada siklus ini energi diberikan pada dari kondisi 7 ke kondisi 1 dan bukan dari kondisi a ke 1 sehingga jumlah energi untuk memanaskan air bisa dikurangi.

Laju massa :

$$m_2 + m_3 = m_1$$

dimana :

$m_1$  = laju massa memasuki turbin tingkat pertama

$m_2$  = laju massa yang diambil dan keluar pada kondisi 2

$m_3$  = laju massa yang memasuki turbin tingkat kedua

Dengan membagi dengan  $m_1$  maka :

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1$$

fraksi aliran yang diambil/dibelokkan pada kondisi 2 adalah  $y$  ( $y = m_2 / m_1$ ), maka fraksi aliran total yang melalui turbin tingkat kedua :

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 - y$$

Dengan mengasumsikan bahwa tidak ada energi yang berpindah dari heater ke lingkungan dan mengabaikan efek energi potensial dan energi kinetik maka kesetimbangan energi menjadi :

$$0 = yh_2 + (1 - y)h_5 - h_6$$

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_5}$$

Kerja total turbin :

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_2) + (1 - y)(h_2 - h_3)$$

Kerja pompa :

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}_1} = (h_7 - h_6) + (1 - y)(h_5 - h_4)$$

Energi yang ditambahkan pada generator uap :

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_7)$$

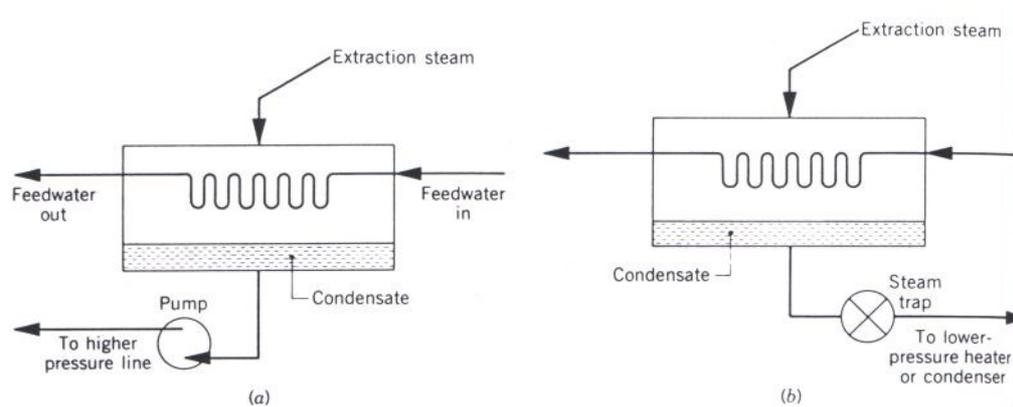
Energi yang dilepaskan ke air pendingin :

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}_1} = (1-y)(h_3 - h_4)$$

### Pemanas Air Umpan Tertutup

Pemanasan air umpan dengan heater jenis tertutup dilakukan dengan menggunakan penukar kalor jenis *shell and tube* dimana suhu air umpan naik ketika uap yang diambil dari turbin mengalami kondensasi diluar *tube* yang membawa air umpan. Karena kedua aliran tidak bercampur maka tekanan masing-masing aliran bisa berbeda.

Gambar 10 memperlihatkan dua cara bagaimana memindahkan kondensat dari heater air umpan tertutup. Pada gambar 10.a. kondensat dipompa ke titik tekanan yang lebih tinggi pada siklus. Gambar 10.b. kondensat dibiarkan masuk ke *steam trap* (perangkap uap) yang ada di heater pada tekanan lebih rendah atau didalam kondenser.

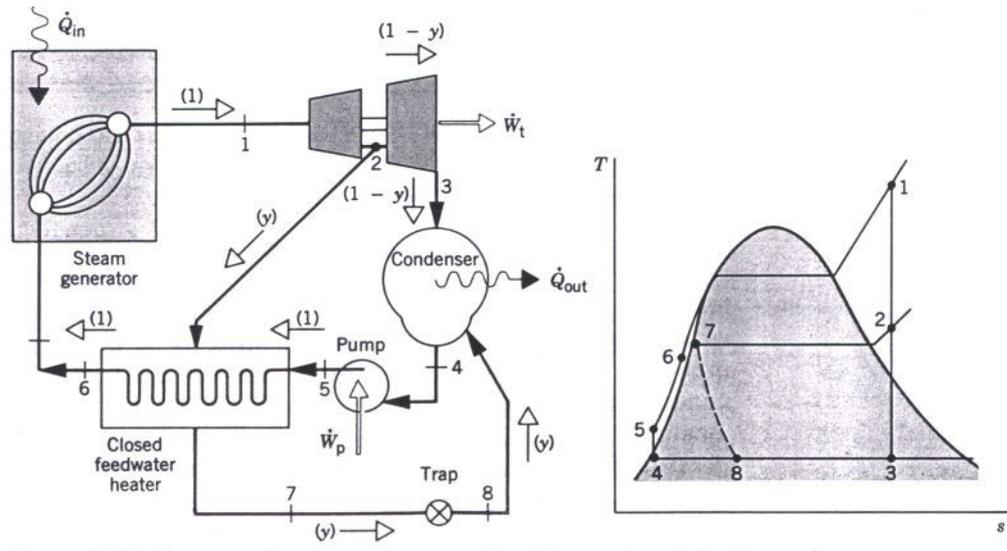


Gambar 10. Contoh pemanas air umpan tertutup.

Gambar 11. adalah siklus daya uap regeneratif yang mempunyai heater air umpan tertutup dengan perangkat kondensat didalam kondenser.

Keseimbangan energi :

$$0 = y(h_2 - h_7) + (h_5 - h_6)$$



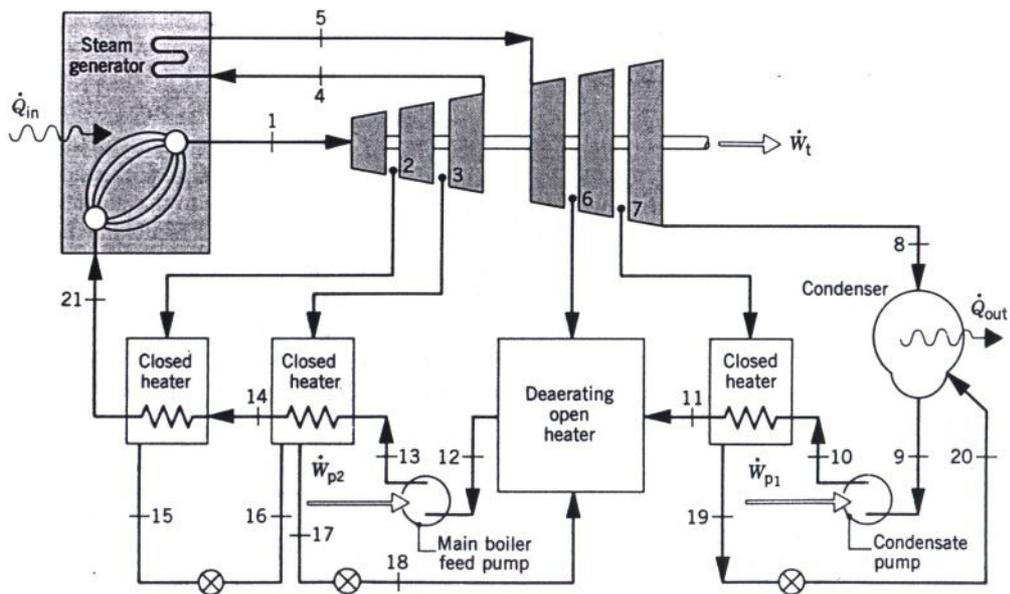
Gambar 11. Siklus daya uap regeneratif dengan satu buah pemanas air umpan tertutup.

maka  $y$  :

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_7}$$

### Pemanas Air Umpan Jamak

Efisiensi termal bisa ditingkatkan dengan memakai beberapa pemanas air umpan pada tekanan yang memungkinkan.



Gambar 12. Contoh tata letak pembangkit daya.

Gambar diatas memperlihatkan pembangkit daya dengan tiga pemanas air umpan tertutup dan satu pemanas terbuka. Pembangkit daya dengan banyak pemanas air umpan biasanya mempunyai minimal satu buah pemanas air umpan terbuka yang beroperasi pada tekanan lebih besar dari tekanan atmosfer sehingga oksigen dan gas-gas lain yang terlarut bisa dibuang dari siklus.

### **Karakteristik Fluida Kerja, Siklus Uap Biner dan Kogenerasi**

Air paling banyak digunakan sebagai fluida kerja karena beberapa keuntungan:

1. Mudah diperoleh
2. Biaya rendah.
3. Tidak beracun.
4. Stabil secara kimia.
5. Relatif tidak korosif.
6. Perubahan enthalpi spesifik relatif besar

Namun air juga mempunyai beberapa kekurangan diantaranya :

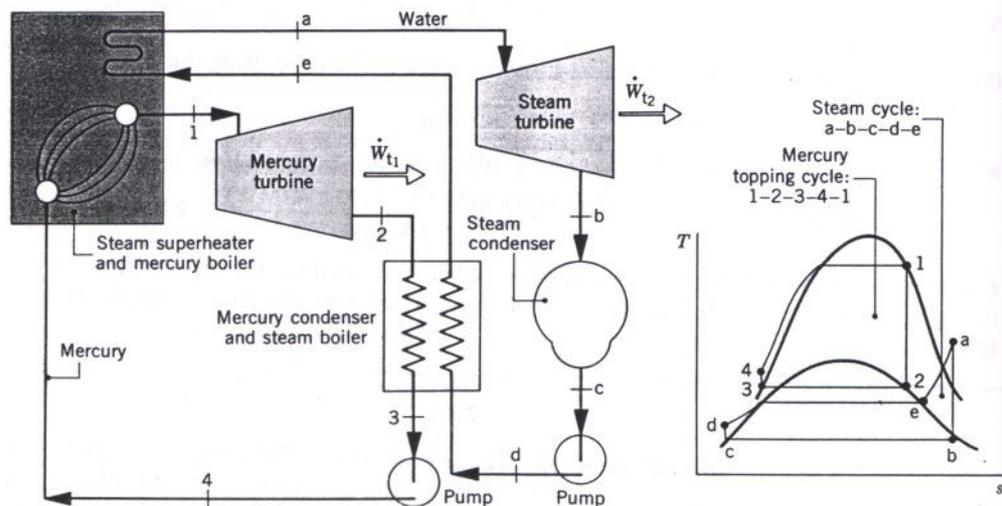
1. Suhu kritis air rendah ( $374,14\text{ }^{\circ}\text{C}$ ).
2. Tekanan jenuh pada suhu normal kondenser dibawah tekanan atmosfer, sehingga udara bisa masuk ke sistem.

Untuk siklus yang beroperasi pada temperatur yang relatif lebih rendah, fluida kerjanya akan lebih baik jika menggunakan refrigeran seperti amonia.

Sistem tenaga pada pesawat ruang angkasa menggunakan *mercury* sebagai fluida kerja karena mercury mempunyai karakteristik yaitu temperatur kerja yang lebih tinggi.

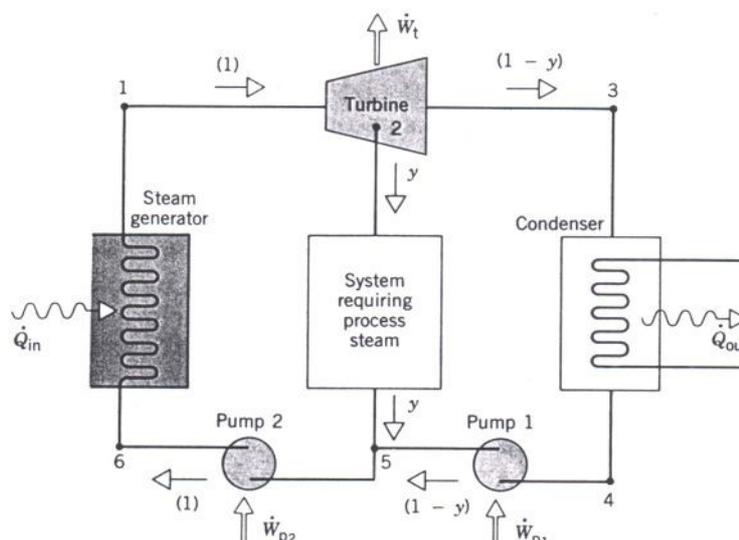
Air bisa digunakan bersama sama bahan lain pada siklus uap biner untuk mendapatkan unjuk kerja keseluruhan yang lebih baik.

Siklus daya uap biner menggunakan dua fluida kerja, dimana satu mempunyai karakteristik yang baik pada suhu tinggi dan yang lainnya dengan karakteristik yang baik pada suhu yang lebih rendah. Contohnya siklus uap biner air-mercury.



Gambar 13. Siklus uap biner Air raksa (mercury) – air.

Siklus kogenerasi adalah proses pembangkitan daya dimana pemanasan uap dilakukan dari pembakaran bahan bakar, namun panas bahan bakar ini juga dimanfaatkan untuk keperluan lain misalnya untuk pembangkitan listrik. Cara ini bisa menaikkan efisiensi dalam penggunaan sumber daya energi.



Gambar 14. Skema sistem kogenerasi dimana uap air dikeluarkan dari turbin.

## Soal-soal

1. Air digunakan sebagai fluida kerja pada siklus ideal Rankine. Tekanan kondenser adalah 8 kPa, dan uap jenuh memasuki turbin pada (a) 18 MPa dan (b) 4 Mpa. Daya output netto siklus adalah 100 MW. Carilah untuk setiap kasus laju aliran massa uap, dalam kg/h, laju perpindahan kalor untuk fluida kerja ketika melalui boiler dan kondenser, dalam kW, dan efisiensi termal.
2. Air digunakan sebagai fluida kerja pada siklus ideal Rankine. Uap panas lanjut memasuki turbin pada 8 MPa, 480<sup>o</sup> C. Tekanan kondenser adalah 8 kPa, daya output netto siklus adalah 100 MW. Carilah:
  - a. Laju perpindahan kalor ke fluida kerja ketika melalui generator uap, dalam kW.
  - b. Efisiensi termal.
  - c. Laju aliran massa air pendingin kondenser, dalam kg/h, jika air pendingin memasuki kondenser pada 15<sup>o</sup> C dan keluar pada 35<sup>o</sup> C dengan mengabaikan perubahan tekanan.
3. Air adalah sebagai fluida kerja pada siklus daya uap Carnot. Cairan jenuh memasuki boiler pada tekanan 8 MPa, dan uap jenuh memasuki turbin. Tekanan kondenser adalah 8 kPa. Carilah:
  - a. Efisiensi termal.
  - b. Back work ratio.
  - c. Perpindahan panas ke fluida kerja per satuan massa ketika melewati boiler, dalam kJ/kg.
  - d. Perpindahan kalor dari fluida kerja per satuan massa ketika melalui kondenser, dalam kJ/kg.
4. Uap memasuki turbin sebuah pembangkit daya uap dengan tekanan 10 MPa dan berekspansi tanpa perpindahan kalor ke tekanan 8 kPa. Efisiensi turbin isentropik adalah 85%. Carilah temperatur masuk turbin minimum, dalam <sup>o</sup>C, untuk mendapatkan kualitas minimal 90% pada sisi keluar turbin.
5. Uap pada tekanan 10 MPa, dan 600<sup>o</sup> C memasuki turbin tingkat pertama dari siklus ideal Rankine dengan *reheat*. Uap meninggalkan reheat pada 500<sup>o</sup> C dan

tekanan kondenser 6 kPa. Jika kualitas pada sisi keluar turbin tingkat kedua adalah 90%, carilah efisiensi termal siklus.

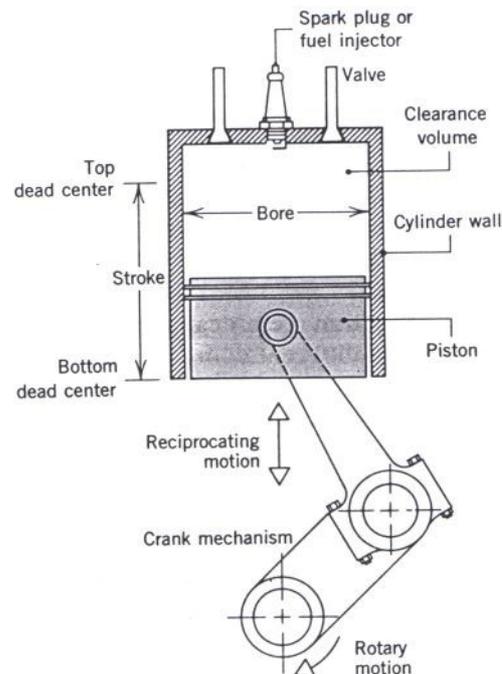
## BAB II

# SISTEM TENAGA GAS

### Pendahuluan

Pada gambar 1. terlihat skema mesin pembakaran dalam bolak-balik dimana mesin tersebut terdiri dari piston/torak yang bergerak didalam silinder yang dilengkapi dengan dua katup. Skema diberi label dengan beberapa istilah.

- *Bore* adalah diameter silinder.



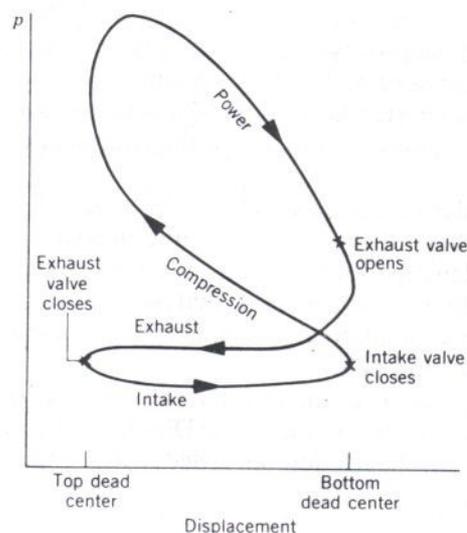
Gambar 1. Penamaan untuk mesin resiprocal piston-silinder.

- *Langkah (stroke)* adalah jarak piston bergerak dalam satu arah. Piston dikatakan berada pada titik mati atas /TMA (top dead center) ketika ia bergerak ke posisi dimana volume silinder paling kecil/minimum. Volume minimum ini disebut volume celah (clearance volume). Ketika piston bergerak ke posisi volume maksimum maka piston berada pada Titik Mati Bawah/TMB (bottom dead center).

- *Volume langkah/sapuan (swept volume)* adalah volume sapuan piston ketika bergerak dari TMA ke TMB.
- *Rasio Kompresi (compression ratio),  $r$* , didefinisikan sebagai volume pada TMB dibagi dengan volume pada TMA.

Gerak bolak balik piston dirobah ke gerak putar dengan mekanisme engkol (crank).

Pada mesin *empat langkah*, piston menjalani empat langkah didalam silinder untuk dua putaran poros engkol. Gambar 2. memperlihatkan diagram Tekanan-Langkah yang bisa ditampilkan pada osiloskop.



Gambar 2. Diagram tekanan-perpindahan untuk mesin pembakaran dalam reciprocating.

- *Langkah hisap* terjadi ketika piston bergerak ke TMB dan katup masuk terbuka. Gas dihisap ke dalam silinder. Pada mesin bensin, gas berupa campuran udara dengan bahan bakar, sedangkan pada mesin diesel hanya udara yang dihisap.
- *Langkah kompresi* terjadi ketika kedua katup menutup, piston bergerak ke TMA sehingga menaikkan suhu dan tekanan gas. Proses ini membutuhkan kerja kepada piston.
- *Langkah kerja* adalah terjadinya reaksi pembakaran di volume celah yang menghasilkan campuran gas yang mempunyai suhu dan tekanan tinggi. Pembakaran dimulai dekat ujung langkah kompresi pada mesin bensin dengan bantuan busi. Pada mesin diesel, pembakaran dimulai dengan menginjeksikan bahan bakar ke udara kompresi yang panas. Hasil pembakaran akan menghasilkan tenaga dan mendorong piston ke TMB.

- *Langkah buang* adalah langkah piston mendorong gas sisa bahan bakar keluar dari silinder melalui katup buang dimana piston bergerak menuju TMA.

Pada mesin dua langkah, yang biasanya banyak digunakan pada mesin kecil, langkah hisap, kompresi, ekspansi (kerja) dan buang dilakukan pada satu putaran poros engkol.

Parameter yang digunakan untuk menerangkan unjuk kerja mesin bolak-balik adalah *mean effective pressure, mep* (tekanan efektif rata-rata). Tekanan efektif rata-rata adalah tekanan konstan teoritis yang apabila terjadi pada piston selama langkah kerja, akan menghasilkan kerja bersih yang sama besarnya dengan kerja yang dihasilkan satu siklus. Dirumuskan :

$$mep = \frac{\text{kerja bersih dalam satu siklus}}{\text{volume langkah}}$$

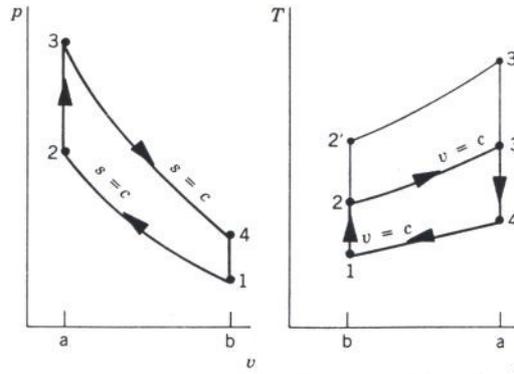
Untuk melakukan analisis termodinamika pada mesin pembakaran dalam, penyederhaan diperlukan. Salah satu prosedur adalah dengan menggunakan *analisis standar-udara* yang mempunyai kondisi-kondisi berikut :

1. Fluida kerja adalah sejumlah tetap udara yang dimodelkan sebagai gas ideal.
2. Proses pembakaran digantikan dengan perpindahan kalor dari sumber dari luar.
3. Tidak ada proses pembuangan dan pemasukan sebagaimana yang ada pada mesin sebenarnya. Proses diselesaikan dengan proses perpindahan kalor pada volume konstan yang terjadi ketika piston berada pada TMB.
4. Semua proses secara internal adalah reversibel.

Dengan analisis standar udara, tidaklah penting untuk langsung berurusan dengan proses pembakaran yang kompleks dan rumit atau perubahan komposisi pembakaran.

### **Siklus Standar Udara Otto**

Siklus udara standar Otto adalah siklus ideal yang mengasumsikan penambahan kalor terjadi secara spontan pada kedudukan piston di TMA. Siklus Otto diperlihatkan pada gambar 3. ditunjukkan oleh diagram  $p - v$  dan  $T - s$ . Siklus terdiri dari 4 proses reversibel internal yang berurutan.



Gambar 3. Diagram  $p - v$  dan  $T - s$  untuk siklus Otto standar udara.

*Proses 1 - 2* : adalah kompresi isentropik udara ketika piston bergerak dari TMB ke TMA.

*Proses 2 - 3* : adalah perpindahan kalor ke udara pada volume konstan yang diambil dari sumber luar ketika piston berada pada TMA. Proses ini dimaksudkan untuk mewakili proses pembakaran campuran udara-bahan bakar.

*Proses 3 - 4* : adalah proses ekspansi isentropik (langkah kerja).

*Proses 4 - 1* : adalah proses volume konstan dimana kalor dibuang dari udara ketika piston berada pada TMB.

Karena siklus standar udara Otto (selanjutnya disebut siklus Otto) terdiri dari proses reversibel, maka luas daerah pada diagram  $T - s$  dan  $p - v$  masing-masing bisa diinterpretasikan sebagai kalor dan kerja. Pada diagram  $T - s$  daerah 2-3-a-b-2 mewakili kalor yang ditambahkan per satuan massa dan daerah 1-4-a-b-1 adalah kalor yang dilepaskan per satuan massa. Pada diagram  $p - v$  daerah 1-2-a-b-1 mewakili kerja input per satuan massa selama proses kompresi dan daerah 3-4-b-a-3 adalah kerja yang dihasilkan per satuan massa pada proses ekspansi.

Dengan mengabaikan energi kinetik dan potensial, maka siklus Otto yang mempunyai dua langkah kerja dan dua langkah dimana terjadi perpindahan kalor bisa dirumuskan :

$$\frac{W_{12}}{m} = u_2 - u_1$$

$$\frac{W_{34}}{m} = u_3 - u_4$$

$$\frac{Q_{23}}{m} = u_2 - u_3$$

$$\frac{Q_{41}}{m} = u_4 - u_1$$

Dalam menganalisis siklus sering lebih menyenangkan untuk menuliskan semua kerja dan perpindahan kalor sebagai jumlah yang positif (tanda positif) yang karena itu penulisan  $W_{12}/m$  adalah positif dan mewakili kerja input selama kompresi dan  $Q_{41}/m$  adalah bilangan positif dan mewakili kalor yang dilepaskan pada proses 4-1.

Kerja bersih siklus dinyatakan sebagai :

$$\frac{W_{siklus}}{m} = \frac{W_{34}}{m} - \frac{W_{12}}{m} = (u_3 - u_4) - (u_2 - u_1)$$

atau dengan cara lain :

$$\frac{W_{siklus}}{m} = \frac{Q_{23}}{m} - \frac{Q_{41}}{m} = (u_3 - u_2) - (u_4 - u_1)$$

*Efisiensi termal* adalah perbandingan kerja bersih siklus terhadap kalor yang ditambahkan yaitu :

$$\eta = \frac{(u_3 - u_2) - (u_4 - u_1)}{u_3 - u_2} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{u_3 - u_2}$$

Harga entalpi spesifik yang diperlukan untuk persamaan diatas bisa dilihat dari tabel udara.

Untuk proses isentropik 1-2 dan 3-4 berlaku hubungan :

$$v_{r2} = v_{r1} \left( \frac{V_2}{V_1} \right) = \frac{v_{r1}}{r}$$

$$v_{r4} = v_{r3} \left( \frac{V_4}{V_3} \right) = r v_{r3}$$

dimana :  $r =$  rasio kompresi  $= V_1 / V_2 = V_4 / V_3$

$v_r =$  volume per satuan massa. Harga  $v_r$  bisa dilihat pada tabel udara

Jika siklus Otto dianalisis pada basis standar udara dingin, rumus berikut bisa digunakan :

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

$$\frac{T_4}{T_3} = \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = \frac{1}{r^{k-1}} \quad k = \text{konstanta}$$

dimana :  $k = \text{rasio kalor spesifik} = c_p/c_v$

### Pengaruh Rasio Kompresi Terhadap Unjuk Kerja

Dari diagram  $T - s$  pada gambar 3. kita bisa mengambil kesimpulan bahwa efisiensi termal siklus Otto naik jika rasio kompresi naik. Kenaikan rasio kompresi merubah siklus dari 1-2-3-4-1 menjadi 1-2'-3'-4-1. Karena temperatur rata-rata kalor yang ditambahkan lebih besar pada siklus yang kedua dan kedua siklus mempunyai proses pelepasan kalor yang sama, siklus 1-2'-3'-4-1 akan mempunyai efisiensi termal yang lebih besar.

Efisiensi termal berbasis standar udara dingin pada  $c_v$  konstan :

$$\eta = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)}$$

atau :

$$\eta = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

karena  $T_4/T_1 = T_3/T_2$  maka :

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

sehingga akhirnya diperoleh :

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

Persamaan diatas menunjukkan bahwa efisiensi termal siklus Otto berdasarkan standar udara dingin dipengaruhi hanya oleh rasio kompresi.

### Contoh soal

Temperatur pada permulaan proses kompresi dari sebuah siklus Otto standar udara dengan rasio kompresi 8 adalah 300 K, tekanan 1 bar, dan volume silinder 560 m<sup>3</sup>. Temperatur maksimum selama siklus adalah 2000 K. Carilah (a) temperatur dan tekanan pada setiap akhir proses dari siklus, (b) efisiensi termal, (c) tekanan efektif rata-rata, dalam bar.

### Jawab

Asumsi:

1. Udara dalam rangkaian piston-silinder adalah system tertutup.
2. Proses kompresi dan ekspansi adalah adiabatik.
3. Semua proses reversibel secara internal.
4. Udara sebagai gas ideal.
5. Efek energi kinetik dan potensial diabaikan.

(a) Pada  $T_1 = 300$  K, dari tabel A-16 memberikan harga  $u_1 = 214,7$  kJ/kg dan  $v_{r1} = 621,1$

Untuk kompresi isentropik 1 – 2 :

$$v_{r2} = \frac{V_2}{V_1} v_{r1} = \frac{v_{r1}}{r} = \frac{621,2}{8} = 77,65$$

dari  $v_{r2}$ , maka dengan interpolasi, dari tabel A-16, diperoleh:  $T_2 = 673$  K dan  $u_2 = 491,2$  kJ/kg. Menggunakan persamaan gas ideal:

$$p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1} \frac{V_1}{V_2} = (1 \text{ bar}) \left( \frac{673}{300} \right) 8 = 17,95 \text{ bar}$$

Tekanan pada titik 2 dapat dicari dengan cara lain dengan menggunakan persamaan  $p_2 = p_1 (p_2/p_1)$ .

Proses 2 – 3 terjadi pada volume konstan, persamaan gas ideal memberikan:

$$p_3 = p_2 \frac{T_3}{T_2} = (17,95 \text{ bar}) \left( \frac{2000 \text{ K}}{673 \text{ K}} \right) = 53,3 \text{ bar}$$

Pada  $T_3 = 2000$  K, dari tabel A-16 diperoleh:  $u_3 = 1678,7$  kJ/kg dan  $v_{r3} = 2,776$ .

Untuk proses ekspansi isentropik 3 – 4:

$$v_{r4} = v_{r3} \frac{V_4}{V_3} = v_{r3} \frac{V_1}{V_2} = 2,776(8) = 22,21$$

Interpolasi dari data tabel A-16 dengan  $v_{r4}$  memberikan  $T_4 = 1043 \text{ K}$ ,  $u_4 = 795,8 \text{ kJ/kg}$ . Tekanan pada titik 4 dapat dicari dengan menggunakan persamaan isentropik  $p_4 = p_3 (p_{r4} / p_{r3})$  atau persamaan gas ideal yang digunakan pada titik 1 dan 4. Dengan  $V_4 = V_1$  persamaan gas ideal memberikan:

$$p_4 = p_1 \frac{T_4}{T_1} = (1 \text{ bar}) \left( \frac{1043 \text{ K}}{300 \text{ K}} \right) = 3,48 \text{ bar}$$

(b) Efisiensi termal

$$\begin{aligned} \eta &= 1 - \frac{Q_{41}/m}{Q_{23}/m} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{u_3 - u_2} \\ &= 1 - \frac{795,8 - 214,07}{1678,7 - 491,2} = 0,51 \quad (51 \%) \end{aligned}$$

(c) Untuk mendapatkan tekanan efektif rata-rata, perlu diketahui kerja siklus.

$$W_{\text{siklus}} = m [(u_3 - u_4) - (u_2 - u_1)]$$

dimana  $m$  adalah massa udara, diperoleh dari persamaan gas ideal sebagai berikut:

$$\begin{aligned} m &= \frac{p_1 V_1}{(R/M) T_1} \\ &= \frac{(1 \text{ bar})(560 \text{ cm}^3)}{\left( \frac{8,314 \text{ kJ}}{28,97 \text{ kg.K}} \right) (300 \text{ K})} \left( \frac{1 \text{ m}^3}{10^6 \text{ cm}^3} \right) \left( \frac{10^5 \text{ N/m}^2}{1 \text{ bar}} \right) \left( \frac{1 \text{ kJ}}{10^3 \text{ N.m}} \right) \\ &= 6,5 \times 10^{-4} \text{ kg} \end{aligned}$$

sehingga:

$$\begin{aligned} W_{\text{siklus}} &= (6,5 \times 10^{-4} \text{ kg}) [(1678,7 - 795,8) - (491,2 - 214,07)] \text{ kJ/kg} \\ &= 0,394 \text{ kJ} \end{aligned}$$

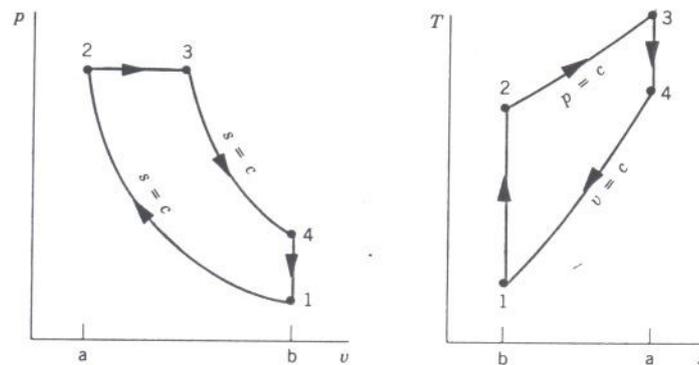
Volume perpindahan adalah  $V_1 - V_2$ , maka tekanan efektif rata-rata:

$$\begin{aligned} \text{mep} &= \frac{W_{\text{siklus}}}{V_1 - V_2} = \frac{W_{\text{siklus}}}{V_1 (1 - V_2/V_1)} \\ &= \frac{0,394 \text{ kJ}}{(560 \text{ cm}^3)(1 - 1/8)} \left( \frac{10^6 \text{ cm}^3}{1 \text{ m}^3} \right) \left( \frac{10^3 \text{ N.m}}{1 \text{ kJ}} \right) \left( \frac{1 \text{ bar}}{10^5 \text{ N/m}^2} \right) \\ &= 8,04 \text{ bar} \end{aligned}$$

Catatan: Jawaban soal berdasarkan data-data dari Tabel A-16 untuk udara dimana memperhitungkan variasi kalor spesifik karena temperatur. Jawaban dapat juga dicari dengan basis standar udara dingin dimana konstanta kalor spesifik diasumsikan.

### Siklus Standar Udara Diesel

Siklus standar udara Diesel adalah siklus ideal yang mengasumsikan penambahan kalor terjadi selama proses tekanan konstan yang dimulai ketika piston berada pada TMA. Siklus Diesel diperlihatkan pada gambar 5. dimana diperlihatkan diagram  $p - v$  dan  $T - s$ . Siklus terdiri dari empat proses reversibel.



Gambar 5. Diagram  $p-v$  dan  $T-s$  untuk siklus Diesel standar udara.

Proses pertama dari kondisi 1 ke 2 adalah kompresi isentropik. Pada siklus ini kalor dipindahkan ke fluida kerja pada tekanan konstan yaitu proses 2 - 3 yang juga adalah langkah kerja pertama. Proses 3 - 4 adalah ekspansi isentropik yang merupakan lanjutan langkah kerja. Siklus diselesaikan pada volume konstan yaitu proses 4 - 1 dimana kalor dilepaskan dari udara ketika piston berada pada posisi TMB.

Pada diagram  $T - s$ , luas daerah 2-3-a-b-2 adalah kalor yang ditambahkan per satuan massa dan luas daerah 1-4-a-b-1 adalah kalor yang dilepaskan per satuan massa. Pada diagram  $p - v$ , luas daerah 1-2-a-b-1 adalah kerja input persatuan massa selama proses kompresi. Dan luas daerah 2-3-4-b-a-2 adalah kerja yang dilakukan per satuan massa ketika piston bergerak dari TMA ke TMB. Luas daerah didalam siklus adalah kerja output bersih dan adalah sama dengan kalor bersih yang ditambahkan.

Proses 2-3 mencakup proses kerja dan kalor :

$$\frac{W_{23}}{m} = \int_2^3 p dv = p_2 (v_3 - v_2)$$

Kalor yang ditambahkan pada proses 2-3 bisa dicari dengan menggunakan keseimbangan energi sistem tertutup :

$$m(u_3 - u_2) = Q_{23} - W_{23}$$

Sehingga diperoleh :

$$\begin{aligned} \frac{Q_{23}}{m} &= (u_3 - u_2) + p(v_3 - v_2) = (u_3 + pv_3) - (u_2 + pv_2) \\ &= h_3 - h_2 \end{aligned}$$

Kalor yang dilepas pada proses 4-1 :

$$\frac{Q_{41}}{m} = (u_4 - u_1)$$

Efisiensi termal adalah rasio kerja bersih siklus terhadap kalor yang diberikan.

$$\eta = \frac{W_{siklus} / m}{Q_{23} / m} = 1 - \frac{Q_{41} / m}{Q_{23} / m} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{h_3 - h_2}$$

Volume spesifik didapatkan :

$$v_{r2} = \frac{V_2}{V_1} v_{r1} = \frac{1}{r} v_{r1}$$

Untuk mencari  $T_3$  dimana  $p_3 = p_2$  :

$$T_3 = \frac{V_3}{V_2} T_2 = r_c T_2$$

dimana  $r_c = V_3 / V_2$  yang disebut rasio *cutoff*.

Karena  $V_4 = V_1$  rasio volume untuk proses isentropik 3-4 adalah :

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{V_4}{V_2} \frac{V_2}{V_3} = \frac{V_1}{V_2} \frac{V_2}{V_3} = \frac{r}{r_c}$$

$v_{r4}$  bisa dicari dengan :

$$V_{r4} = \frac{V_4}{V_3} v_{r3} = \frac{r}{r_c} v_{r3}$$

Pada analisis standar udara dingin  $T_2$  bisa dicari dengan :

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

Temperatur  $T_4$  bisa dicari dengan :

$$\frac{T_4}{T_3} = \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = \left( \frac{r_c}{r} \right)^{k-1} \quad k \text{ konstan}$$

Efisiensi termal :

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

### Contoh soal

Pada permulaan langkah kompresi dari siklus standar udara Diesel yang beroperasi dengan rasio kompresi 18, temperatur 300 K dan tekanan 0,1 MPa. Cutoff ratio siklus 2. Carilah (a) temperatur dan tekanan pada akhir setiap proses siklus, (b) efisiensi termal, (c) tekanan efektif rata-rata, dalam MPa.

Jawab

*Asumsi*

1. Udara dalam rangkaian mesin merupakan sistem tertutup.
2. Proses kompresi dan ekspansi adalah adiabatik.
3. Semua proses reversibel internal.
4. Udara dianggap sebagai gas ideal.
5. Pengaruh energi kinetik dan potensial diabaikan.

(a) Pada  $T_1 = 300$  K, dari tabel A-16 diperoleh  $u_1 = 214,07$  kJ/kg dan  $v_{r1} = 621,2$ .

Untuk proses isentropik 1 – 2:

$$v_{r2} = \frac{V_2}{V_1} v_{r1} = \frac{v_{r1}}{r} = \frac{621,2}{18} = 34,51$$

Dengan interpolasi dari data pada tabel A-16, diperoleh  $T_2 = 898,3$  K dan  $h_2 = 930,98$  kJ/kg. Dengan persamaan gas ideal:

$$p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1} \frac{V_1}{V_2} = (0,1) \left( \frac{898,3}{300} \right) (18) = 5,39 \text{ MPa}$$

Tekanan pada titik 2 dapat dihitung dengan cara lain yaitu dengan menggunakan persamaan isentropik,  $p_2 = p_1 (p_{r2} / p_{r1})$

Karena proses 2 – 3 adalah proses tekanan konstan, dengan menggunakan persamaan gas ideal:

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

dengan memasukkan cutoff ratio,  $r_c = V_3 / V_2$

$$T_3 = r_c T_2 = 2(898,3) = 1796,6 \text{ K}$$

Dari tabel A-16,  $h_3 = 1999,1 \text{ kJ/kg}$  dan  $v_{r3} = 3,97$

Untuk proses ekspansi isentropik 3 – 4

$$v_{r4} = \frac{V_4}{V_3} v_{r3} = \frac{V_4}{V_2} \frac{V_2}{V_3} v_{r3}$$

$V_4 = V_1$ , maka:

$$v_{r4} = \frac{r}{r_c} v_{r3} = \frac{18}{2} (3,97) = 35,73$$

Dengan interpolasi dari data tabel A-16 untuk  $v_{r4}$ , maka  $u_4 = 664,3 \text{ kJ/kg}$  dan  $T_4 = 887,7 \text{ K}$ . Tekanan pada titik 4 dapat dicari dengan persamaan  $p_4 = p_3 (p_{r4} / p_{r3})$  atau dengan persamaan gas ideal untuk titik 1 dan titik 4. Dengan  $V_4 = V_1$ , persamaan gas ideal memberikan:

$$p_4 = p_1 \frac{T_4}{T_1} = (0,1 \text{ MPa}) \left( \frac{887,7 \text{ K}}{300 \text{ K}} \right) = 0,3 \text{ MPa}$$

(b) Efisiensi termal:

$$\begin{aligned} \eta &= 1 - \frac{Q_{41}/m}{Q_{23}/m} = 1 - \frac{u_4 - u_1}{h_3 - h_2} \\ &= 1 - \frac{664,3 - 214,07}{1999,1 - 930,98} = 0,578 \text{ (57,8\%)} \end{aligned}$$

(c) Tekanan efektif rata-rata, ditulis dalam volume spesifik:

$$mep = \frac{W_{\text{siklus}}/m}{v_1 - v_2} = \frac{W_{\text{siklus}}/m}{v_1(1 - 1/r)}$$

kerja netto siklus sama dengan kalor netto yang ditambahkan.

$$\begin{aligned} \frac{W_{\text{siklus}}}{m} &= \frac{Q_{23}}{m} - \frac{Q_{41}}{m} = (h_3 - h_2) - (u_4 - u_1) \\ &= (1999,1 - 930,98) - (664,3 - 214,07) \\ &= 617,9 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

volume spesifik pada titik 1:

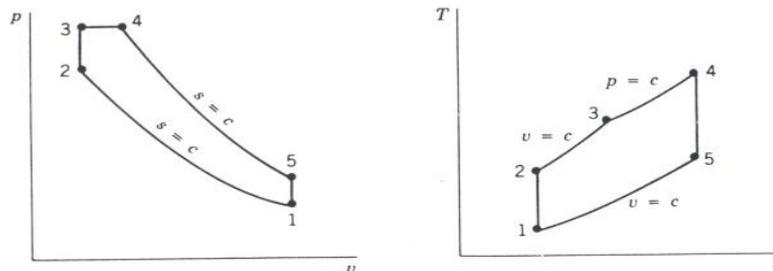
$$v_1 = \frac{(\bar{R}/M)T_1}{p_1} = \frac{\left(\frac{8314 \text{ N.M}}{28,97 \text{ kg.K}}\right)(300 \text{ K})}{10^5 \text{ N/m}^2} = 0,861 \text{ m}^3/\text{kg}$$

maka:

$$\begin{aligned} mep &= \frac{617,9 \text{ kJ/kg}}{0,861(1 - 1/18) \text{ m}^3/\text{kg}} \left(\frac{10^3 \text{ N.m}}{\text{kJ}}\right) \left(\frac{\text{MPa}}{10^6 \text{ N/m}^2}\right) \\ &= 0,76 \text{ MPa} \end{aligned}$$

### Siklus Standar Udara Dual

Diagram  $p - v$  “mesin pembakaran dalam” sebenarnya tidak bisa diterangkan dengan baik oleh siklus Otto ataupun siklus Diesel. Sebuah siklus udara standar yang dibuat yang mendekati variasi tekanan yang terjadi pada mesin adalah siklus standar udara *Dual*.



Gambar 7. Diagram  $p-v$  dan  $T-s$  siklus Dual standar udara.

Gambar 7. adalah diagram  $p-v$  dan  $T-s$  siklus Dual.

Proses 1-2 adalah kompresi isentropik. Kalor yang ditambahkan terjadi pada dua langkah yaitu proses 2-3 dan 3-4. Proses 2-3 adalah penambahan kalor pada volume konstan dan proses 3-4 adalah penambahan kalor pada tekanan konstan. Proses 3-4 juga merupakan langkah pertama dari langkah kerja. Proses isentropik 4-5 adalah

langkah kerja berikutnya. Siklus diselesaikan pada langkah 5-1 berupa proses pelepasan kalor.

Pada proses 1-2 tidak ada kalor, dan kerja adalah :

$$\frac{W_{12}}{m} = u_2 - u_1$$

Pada proses 2-3 tidak ada kerja, dan perpindahan kalor adalah

$$\frac{Q_{23}}{m} = u_3 - u_2$$

Pada proses 3-4 :

$$\frac{W_{12}}{m} = p(v_4 - v_3) \quad \text{dan} \quad \frac{Q_{34}}{m} = h_4 - h_3$$

Pada proses 4-5 tidak ada perpindahan kalor :

$$\frac{W_{45}}{m} = u_4 - u_5$$

Pada proses 5-1 tidak ada kerja sehingga :

$$\frac{Q_{51}}{m} = u_5 - u_1$$

Efisiensi termal siklus :

$$\eta = \frac{W_{siklus} / m}{(Q_{23} / m + Q_{34} / m)} = 1 - \frac{Q_{51} / m}{Q_{23} / m + Q_{34} / m}$$

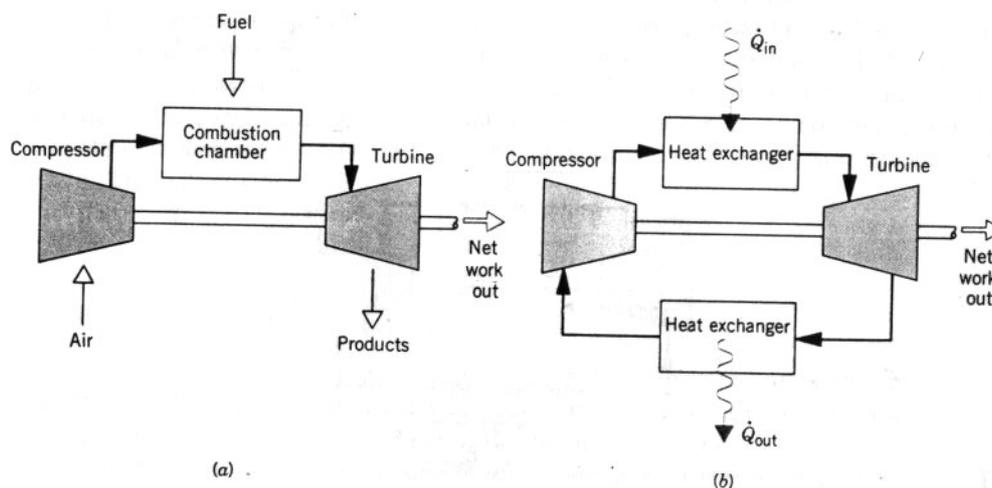
$$\eta = 1 - \frac{(u_5 - u_1)}{(u_3 - u_2) + (h_4 - h_3)}$$

## PEMBANGKIT DAYA TURBIN GAS

Turbin gas cenderung lebih ringan dan kompak dibandingkan dengan pembangkit daya uap. Turbin gas banyak digunakan pada untuk pembangkit daya stasioner. Karena rasio

daya terhadap beratnya yang disukai, turbin gas banyak juga dipakai pada penerapan untuk transportasi seperti propulsi pesawat udara, pembangkit daya pada kapal dan sebagainya.

Pembangkit daya turbin gas bisa dioperasikan dalam basis terbuka atau tertutup. Mode terbuka seperti terlihat pada gambar 8a. adalah jenis yang banyak digunakan. Pada mesin ini udara atmosfer secara kontinu ditarik kedalam kompresor yang akan dikompresi ke tekanan yang lebih tinggi. Udara masuk ke ruang bakar dan dicampur dengan bahan bakar kemudian dibakar. Hasil pembakaran adalah produk yang mempunyai temperatur tinggi. Produk pembakaran akan masuk ke turbin dan mengalami ekspansi sehingga memutar turbin, dan selanjutnya gas/produk pembakaran tersebut dibuang ke lingkungan. Sebagian kerja turbin digunakan untuk memutar kompresor dan sisanya untuk pembangkit listrik atau menggerakkan kendaraan dan tujuan lainnya.



Gambar 8. Gas turbin sederhana. (a) Terbuka ke atmosfer. (b) Tertutup.

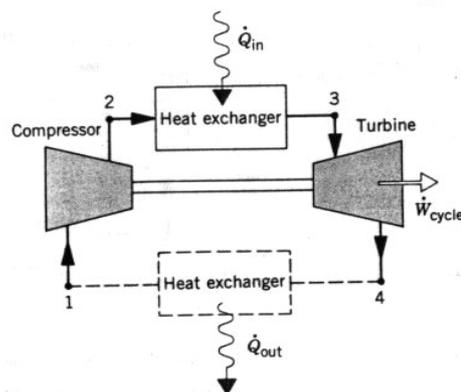
Pada gambar 8b., fluida kerja menerima energi dengan perpindahan kalor dari sumber dari luar seperti misalnya reaktor nuklir berpendingin gas. Gas yang keluar dari turbin akan melalui penukar kalor (heat exchanger) dimana disini didinginkan sebelum memasuki kompresor.

Pengidealan sering digunakan dalam mempelajari pembangkit turbin gas yaitu menggunakan analisis standar udara. Dalam analisis standar udara 2 asumsi selalu digunakan : (1) Fluida kerja adalah udara yang mempunyai sifat seperti gas ideal, dan (2) kenaikan temperatur yang terjadi pada proses pembakaran diasumsikan diperoleh dengan perpindahan kalor dari sumber luar. Dengan analisis standar udara maka

tidaklah perlu secara langsung memasukkan proses pembakaran yang kompleks yang terjadi selama pembakaran kedalam analisis.

### Siklus Standar Udara Brayton

Diagram skematik sebuah turbin gas standar udara bisa dilihat pada gambar 9. dibawah ini.



Gambar 9. Siklus turbin gas standar udara.

Arah perpindahan energi yang terjadi ditunjukkan oleh tanda panah. Dengan pengasumsian standar udara, kenaikan temperatur pada ruang bakar diperoleh dari perpindahan kalor dari sumber eksternal. Udara akan masuk dari lingkungan pada kondisi 1 dan dikeluarkan lagi pada kondisi 4 dimana suhunya lebih tinggi dari ambien.

Kerja turbin per unit massa adalah,  $W_t$  :

$$\frac{W_t}{m} = h_3 - h_4$$

Kerja kompresor,  $W_c$  :

$$\frac{W_c}{m} = h_2 - h_1$$

Kalor yang ditambahkan,  $Q_{in}$  :

$$\frac{Q_{in}}{m} = h_3 - h_2$$

Kalor yang dilepaskan,  $Q_{out}$  :

$$\frac{Q_{out}}{m} = h_4 - h_1$$

dimana  $Q_{out}$  adalah positif.

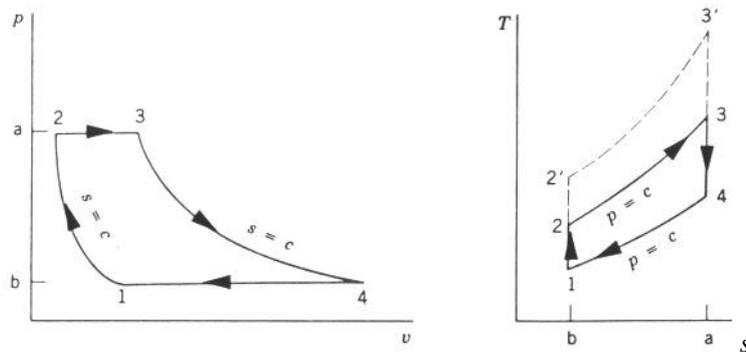
Efisiensi termal :

$$\eta = \frac{W_t / m - W_c / m}{Q_{in} / m} = \frac{(h_1 - h_1) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_4}$$

Rasio kerja balik (back work ratio) :

$$bwr = \frac{W_c / m}{W_t / m} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4}$$

Harga  $bwr$  yang ada umumnya sekitar 40 – 80%. Siklus ideal Brayton bisa dilihat pada gambar 10.



Gambar 10. Siklus Brayton ideal standar udara.

Proses pada kompresor dan turbin adalah isentropik. Pada diagram  $T-s$ , luas daerah 2-3-a-b-2 mewakili kalor yang ditambahkan per satuan massa dan luas daerah 1-4-a-b-1 adalah kalor yang dilepas per satuan massa. Pada diagram  $p-v$ , luas daerah 1-2-a-b-1 mewakili kerja input pada kompresor per satuan massa dan luas daerah 3-4-b-a-3 adalah kerja output turbin per satuan massa.

Jika digunakan tabel data udara, maka proses isentropik pada 1-2 dan 3-4 bisa dicari dengan :

$$p_{r2} = p_{r1} \frac{p_2}{p_1}$$

$$p_{r4} = p_{r3} \frac{p_4}{p_3} = p_{r3} \frac{p_1}{p_2}$$

Harga  $p_r$  ditabulasi dari tabel udara. Karena udara mengalir melalui penukar kalor pada tekanan konstan, maka :  $p_4/p_3 = p_1/p_2$  maka :

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k}$$

$$T_4 = T_3 \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{(k-1)/k} = T_3 \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{(k-1)/k}$$

dimana :  $k$  = rasio kalor spesifik

$$= c_p / c_v$$

### Efek Rasio Tekanan Terhadap Unjuk Kerja

Dari siklus ideal Brayton bisa dilihat bahwa efisiensi termal siklus akan naik dengan kenaikan rasio tekanan pada kompresor. Dari kurva  $T$ - $s$  terlihat bahwa kenaikan rasio tekanan akan merubah siklus dari 1-2-3-4-1 ke 1-2'-3'-4-1. Karena temperatur rata-rata penambahan kalor lebih besar pada siklus yang terakhir dan kedua siklus mempunyai proses pelepasan kalor yang sama, siklus 1-2'-3'-4-1 akan mempunyai efisiensi termal yang lebih tinggi.

Pada kalor spesifik,  $c_p$  dan rasio kalor spesifik,  $k$  konstan maka :

$$\eta = \frac{c_p (T_3 - T_4) - c_p (T_2 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

Atau :

$$\eta = 1 - \frac{T_1 (T_4 / T_1 - 1)}{T_2 (T_3 / T_2 - 1)}$$

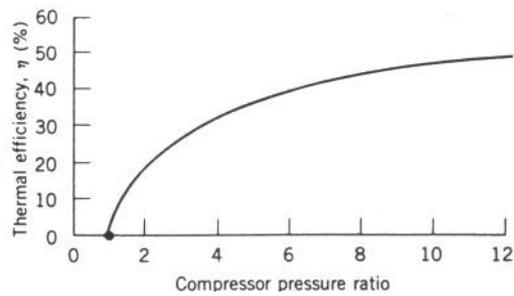
karena  $T_4 / T_1 = T_3 / T_2$  maka:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

akhirnya didapat :

$$\eta = 1 - \frac{1}{(p_2 / p_1)^{(k-1)/k}}$$

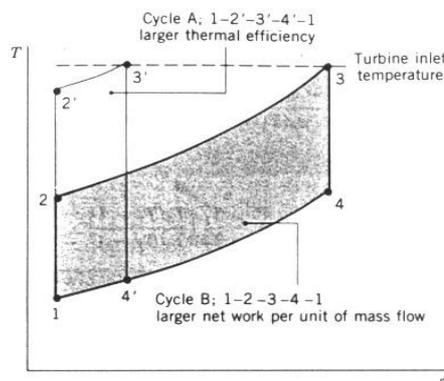
Dari rumus diatas bisa dipelajari bahwa efisiensi termal siklus ideal standar udara dingin Brayton adalah fungsi rasio tekanan pada kompresor. Secara grafik bisa dilihat pada gambar 11 berikut ini untuk harga  $k = 1,4$ .



Gambar 11. Efisiensi termal sebagai fungsi rasio tekanan kompresor untuk siklus Brayton ideal standar udara dingin,  $k = 1,4$ .

Ada batas temperatur ijin sebesar 1700 K yang disebabkan pertimbangan metalurgi pada turbin, maka perlu dipertimbangan hal ini dalam membuat rasio tekanan pada kompresor supaya batas ini tak terlampaui.

Pada gambar 12 diperlihatkan diagram  $T$ - $s$  siklus ideal Brayton yang mempunyai temperatur masuk turbin yang sama namun mempunyai rasio tekanan kompresor yang berbeda. Siklus A mempunyai rasio tekanan yang lebih besar dari siklus B dan karena itu mempunyai efisiensi termal yang lebih tinggi. Namun siklus B mempunyai luas daerah yang lebih besar sehingga mempunyai kerja bersih yang lebih besar persatuan massa fluida yang mengalir. Kalau siklus A harus mempunyai kerja bersih yang sama dengan siklus B maka dibutuhkan aliran massa yang lebih besar sehingga membuat sistem lebih besar. Pertimbangan ini sangat penting bagi turbin gas yang digunakan pada kendaraan dimana mesin harus dibuat kecil dan ringan. Dalam hal ini dikehendaki untuk membuat rasio tekanan didekat rasio tekanan kompresor yang menghasilkan kerja per satuan massa yang paling maksimum dan bukan rasio untuk membuat efisiensi termal yang paling besar.



Gambar 12. Siklus Brayton ideal dengan rasio tekanan berbeda pada temperatur masuk turbin yang sama.

### Contoh soal

Udara memasuki kompresor pada siklus standar udara ideal Brayton pada 100 kPa, 300 K, dengan laju aliran volume 5 m<sup>3</sup>/s. Rasio kompresor adalah 10. Temperatur masuk turbin adalah 1400 K. Carilah (a) efisiensi termal siklus, (b) back work ratio, (c) dan daya netto yang dihasilkan, dalam kW.

### Jawab

#### Asumsi

1. Setiap komponen yang di analisis adalah sebagai volume tetap pada keadaan *steady state*.
2. Proses pada turbin dan kompresor adalah isentropik.
3. Tidak ada jatuh tekanan untuk aliran yang melalui *heat exchanger*.
4. Pengaruh energi kinetik dan potensial diabaikan.
5. Fluida kerja adalah udara yang dianggap sebagai gas ideal.

Analisis dimulai dengan menentukan enthalpi spesifik untuk setiap titik pada siklus. Pada titik 1, temperatur adalah 300 K. Dari tabel A-16,  $h_1 = 300,19$  kJ/kg, dan  $p_{r1} = 1,386$ .

Karena kompresor prosesnya adalah isentropik, persamaan berikut digunakan untuk mencari  $h_2$ :

$$p_{r2} = \frac{p_2}{p_1} p_{r1} = (10)(1,386) = 13,86$$

kemudian, dengan interpolasi dari tabel A-16, diperoleh  $h_2 = 579,9$  kJ/kg

Pada titik 3, temperatur adalah  $T_3 = 1400$  K. Dari tabel A-16 diperoleh  $h_3 = 1515,4$  kJ/kg, dan  $p_{r3} = 450,5$ .

Enthalpi spesifik pada titik 4:

$$p_{r4} = \frac{p_4}{p_3} p_{r3} = (1/10)(450,5) = 45,05$$

dengan interpolasi dari tabel A-16, diperoleh  $h_4 = 808,5$  kJ/kg

(a) Efisiensi termal

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{(\dot{W}_t / \dot{m}) - (\dot{W}_c / \dot{m})}{\dot{Q}_{in} / \dot{m}} \\ &= \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = \frac{(1515,4 - 808,5) - (579,9 - 300,19)}{1515,4 - 579,9} \end{aligned}$$

$$= \frac{706,9 - 279,7}{935,5} = 0,457 \text{ (45,7\%)}$$

(b) back work ratio:

$$\text{bwr} = \frac{\dot{W}_c / \dot{m}}{\dot{W}_t / \dot{m}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} = \frac{279,7}{706,9} = 0,396 \text{ (39,6\%)}$$

(c) Daya netto yan dihasilkan.

$$\dot{W}_{\text{siklus}} = \dot{m} [(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)]$$

laju aliran massa:

$$\dot{m} = \frac{(AV)_1}{v_1}$$

karena  $v_1 = (\bar{R}/M) T_1 / p_1$ , maka:

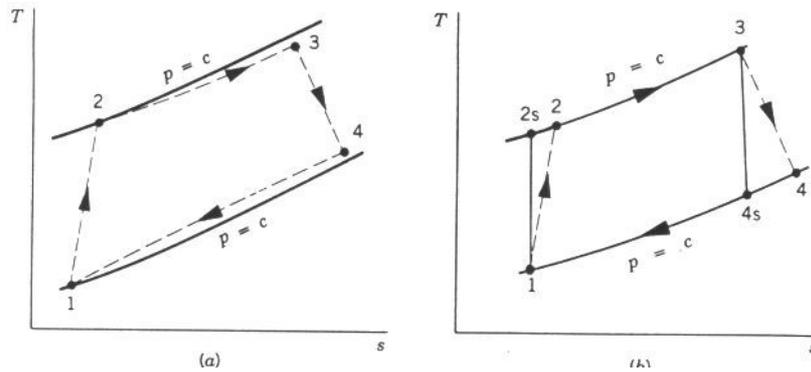
$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{(AV)_1 p_1}{(\bar{R}/M) T_1} = \frac{(5 \text{ m}^3/\text{s})(100 \times 10^3 \text{ N/m}^2)}{\left(\frac{8314 \text{ N.m}}{28,97 \text{ kg.K}}\right)(300 \text{ K})} \\ &= 5.807 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Akhinya diperoleh:

$$\dot{W}_{\text{siklus}} = (5,807 \text{ kg/s})(706,9 - 279,7) \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \left(\frac{1 \text{ kW}}{1 \text{ kJ/s}}\right) = 2481 \text{ kW}$$

### Prinsip Ireversibilitas Dan Kerugian-kerugian

Titik titik proses yang lebih realistik dari siklus gas tertutup pusat pembangkit daya turbin gas diperlihatkan pada gambar 13a. Karena adanya ireversibilitas pada kompresor dan turbin, fluida kerja akan mengalami kenaikan entropi spesifik pada komponen ini. Disamping itu juga ada rugi tekanan pada fluida kerja yang melewati penukar kalor (atau ruang bakar). Namun kerugian jatuh tekanan jauh lebih kecil dari kerugian karena ireversibilitas, maka hal ini akan diabaikan dan hanya akan membahas kerugian karena ireversibilitas.



Gambar 13. Pengaruh ireversibilitas pada siklus turbin gas tertutup sederhana.

Karena ireversibilitas pada kompresor dan turbin akan menyebabkan kerja yang dihasilkan turbin menurun dan kerja input untuk kompresor naik sehingga secara keseluruhan akan menurunkan kerja bersih yang dihasilkan pembangkit. Untuk mengurangi kerugian, diperlukan efisiensi turbin dan kompresor yang tinggi. Saat ini efisiensi sekitar 80-90% sudah bisa dibuat untuk turbin dan kompresor.

Efisiensi turbin dan kompresor seperti gambar 13b. adalah :

$$\eta_t = \frac{(W_c / m)}{(W_t / m)_s} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

$$\eta_c = \frac{(W_c / m)_s}{(W_t / m)} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

dimana  $\eta_t$  dan  $\eta_c$  masing masing adalah efisiensi turbin dan kompresor.

### Turbin Gas Regeneratif

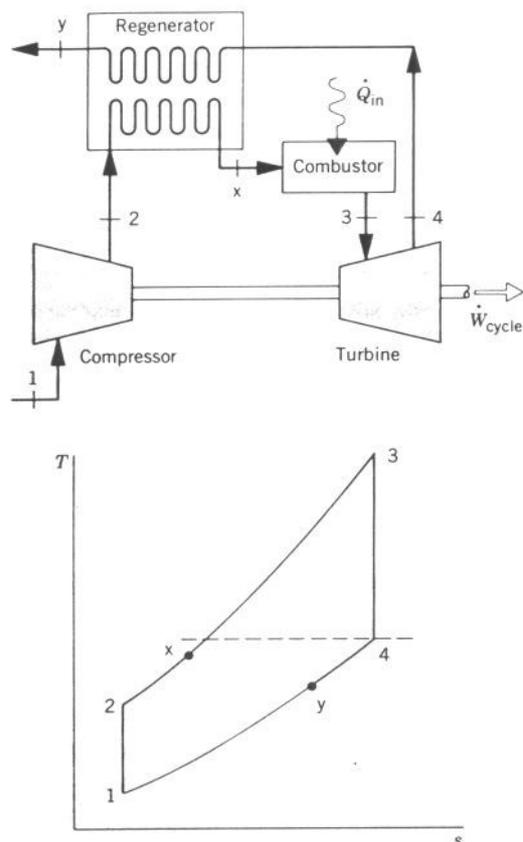
Temperatur gas buang turbin biasanya berada diatas temperatur ambien. Karena itu gas buang turbin gas mempunyai potensi untuk dimanfaatkan sehingga mengurangi kerugian karena dibuang langsung ke lingkungan. Satu cara untuk memanfaatkan gas buang ini adalah dengan memakai penukar kalor yang disebut *regenerator*. Regenerator ini akan memanaskan gas yang keluar dari kompresor sebelum memasuki ruang bakar dimana generator mengambil panas dari panas gas buang. Karena udara yang masuk ke ruang bakar panas, sehingga kerja ruang bakar akan lebih ringan.

Siklus Brayton dengan sebuah regenerator bisa dilihat pada gambar 14. Regenerator tersebut adalah tipe *counterflow* (aliran silang) dimana gas buang turbin dan udara berjalan dalam arah berlawanan. Kalor yang ditambahkan per satuan massa menjadi :

$$\frac{Q_{in}}{m} = h_3 - h_x$$

Dalam siklus ini efisiensi termal meningkat.

Dari persamaan diatas terlihat bahwa perpindahan kalor dari luar menurun karena entalpi spesifik  $h_x$  meningkat dan karenanya temperatur  $T_x$  meningkat. Kesimpulannya, ada penghematan penggunaan bahan bakar dalam memilih regenerator dalam pembangkit turbin gas.



Gambar 14. Siklus turbin gas standar udara regeneratif.

Contoh soal

Jika sebuah *regenerator* dengan efektivitas 80% dipasang dalam pada siklus contoh soal sebelumnya, carilah efisiensi termal.

Jawab

*Asumsi*

1. Setiap komponen yan di analisis adalah sebaai volume atur pada keadaan *steady state*.
2. Proses pada turbin dan kompresor adalah isentropik.

3. Tidak ada jatuh tekanan untuk aliran yang melalui *heat exchanger*.
4. Efektivitas regenerator 80%
5. Pengaruh energi kinetik dan potensial diabaikan.
6. Fluida kerja adalah udara yang dianggap sebagai gas ideal.

Harga enthalpi spesifik pada setiap titik dari gambar di atas sama dengan contoh soal sebelumnya.  $h_1 = 300,19$  kJ/kg,  $h_2 = 579,9$  kJ/kg ;  $h_3 = 1515,4$  kJ/kg ;  $h_4 = 808,5$  kJ/kg.

Untuk mendapatkan enthalpi spesifik  $h_x$  efektivitas regenerator digunakan berikut ini.

$$\eta_{\text{reg}} = \frac{h_x - h_2}{h_4 - h_2}$$

harga  $h_x$  :

$$\begin{aligned} h_x &= \eta_{\text{reg}}(h_4 - h_2) + h_2 \\ &= (0,8)(808,5 - 579,9) + 579,9 = 762,8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Efisiensi termal:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{(\dot{W}_t / \dot{m}) - (\dot{W}_c / \dot{m})}{(\dot{Q}_{\text{in}} / \dot{m})} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_x)} \\ &= \frac{(1515,4 - 808,5) - (579,9 - 300,19)}{(1515,4 - 762,8)} \\ &= 0,568 \text{ (56,8\%)} \end{aligned}$$

Dengan membandingkan hasil di atas dengan contoh soal sebelumnya, terbukti bahwa efisiensi termal meningkat dengan proses regenerasi.

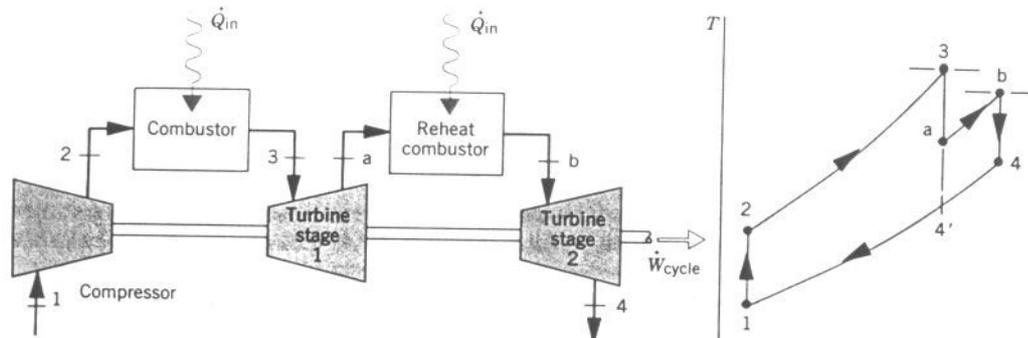
### **Turbin Gas Regeneratif Dengan Reheat Dan pendinginan Antara**

Dua modifikasi dari turbin gas dasar untuk meningkatkan kerja bersih adalah *multistage expansion with reheat* (ekspansi banyak tingkat dengan *reheat*) dan *multistage compression with intercooling* (kompresi banyak tingkat dengan pendinginan antara). Jika kedua modifikasi ini dikombinasikan dengan *Regeneratif* maka akan menghasilkan peningkatan efisiensi termal yang cukup banyak.

### **Turbin Gas dengan Reheat**

Karena alasan metalurgi, temperatur gas hasil pembakaran yang masuk turbin harus dibatasi. Temperatur ini bisa dikontrol dengan memberikan jumlah udara yang berlebih untuk membakar bahan bakar di dalam ruang bakar. Sebagai hasilnya gas yang keluar dari ruang bakar mengandung cukup air untuk mendukung pembakaran

bahan bakar tambahan. Beberapa pembangkit turbin gas melakukan ini dengan cara turbin banyak tingkat dengan pembakar reheat diantara tingkatnya. Pada gambar 16 diperlihatkan turbin gas dua tingkat.



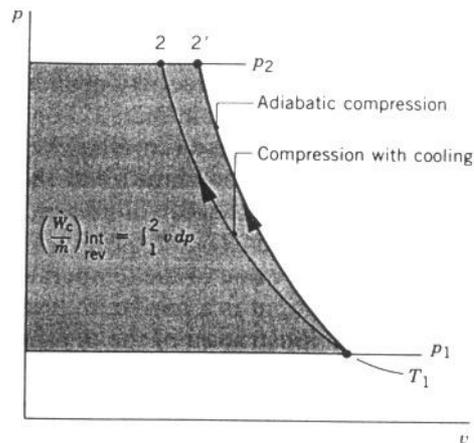
Gambar 16. Turbin gas ideal dengan reheat.

Setelah ekspansi dari kondisi 3 ke a pada turbin pertama, gas dipanaskan kembali pada tekanan konstan dari kondisi a ke kondisi b. Ekspansi diselesaikan pada turbin gas kedua yaitu dari kondisi b ke kondisi 4. Dari kurva  $T$ - $s$ , siklus ideal Brayton ditunjukkan oleh siklus 1-2-3-4'-1 sebagai perbandingan. Karena garis tekanan konstan divergen sedikit dengan kenaikan entropi maka kerja total dari kedua turbin lebih besar dari ekspansi tunggal pada kondisi 3 ke 4'. Karena itu kerja bersih siklus reheat lebih besar dari siklus tanpa reheat. lagipula temperatur gas buang turbin dengan reheat akan lebih besar dari pada yang tanpa reheat sehingga bisa dikembangkan untuk sistem regeneratif.

Jika reheat dan regeneratif digunakan bersama-sama maka efisiensi termal akan meningkat secara signifikan.

### Kompresi Dengan Pendinginan Antara

Kerja output juga bisa ditingkatkan dengan mengurangi kerja input kompresor. Hal ini dilakukan dengan kompresi banyak tingkat dengan pendinginan antara. Pada diagram  $p$ - $v$  diatas terlihat dua jalur kompresi yang mungkin dari kondisi 1 ke kondisi tekanan akhir  $p_2$ . Jalur 1-2' adalah kompresi adiabatik dan jalur 1-2 adalah kompresi dengan perpindahan kalor fluida kerja ke lingkungannya. Luas daerah disisi kiri jalur adalah jumlah kerja per unit massa masing masing proses. Luas daerah yang kecil pada 1-2 menyatakan bahwa kerja proses ini lebih kecil dari proses kompresi adiabatik 1-2'. Hal ini berarti bahwa pendinginan gas selama kompresi akan menguntungkan dari sisi kerja input.



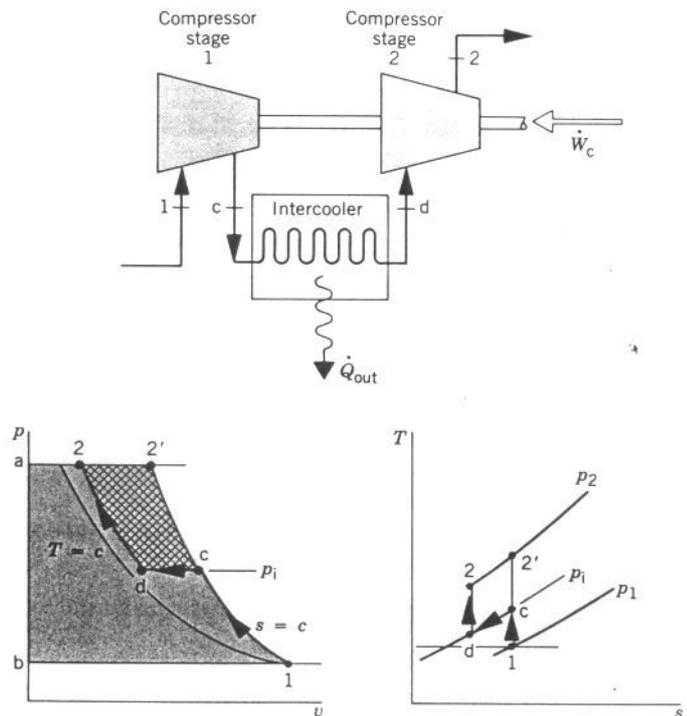
Gambar 17. Proses kompresi reversibel internal antara dua tekanan tetap.

Cara praktis untuk melakukan pendinginan gas yang dikompresi adalah dengan melakukan kompresi dalam beberapa tingkat dengan menggunakan penukar kalor yang disebut *intercooler* (pendingin antara). Inter cooler akan mendinginkan gas diantara tingkat kompresor. Gambar 18 memperlihatkan kompresor dua tingkat dengan intercooler. Proses 1-c adalah kompresi isentropik dari kondisi 1 ke c dimana tekanannya adalah  $p_i$ . Pada proses c-d gas didinginkan pada tekanan konstan dari suhu  $T_c$  ke  $T_d$ . Proses d-2 adalah kompresi isentropik ke kondisi 2. Kerja input per satuan massa aliran diperlihatkan pada diagram  $p-v$  oleh daerah arsiran 1-c-d-a-b-1. Tanpa pendinginan antara, gas akan dikompresi secara isentropik satu tingkat dari kondisi 1 ke 2' dan kerja input adalah daerah tertutup 1-2'-a-b-1. Daerah c-d-2-2'-c adalah pengurangan kerja input yang didapat pada proses dengan pendinginan antara.

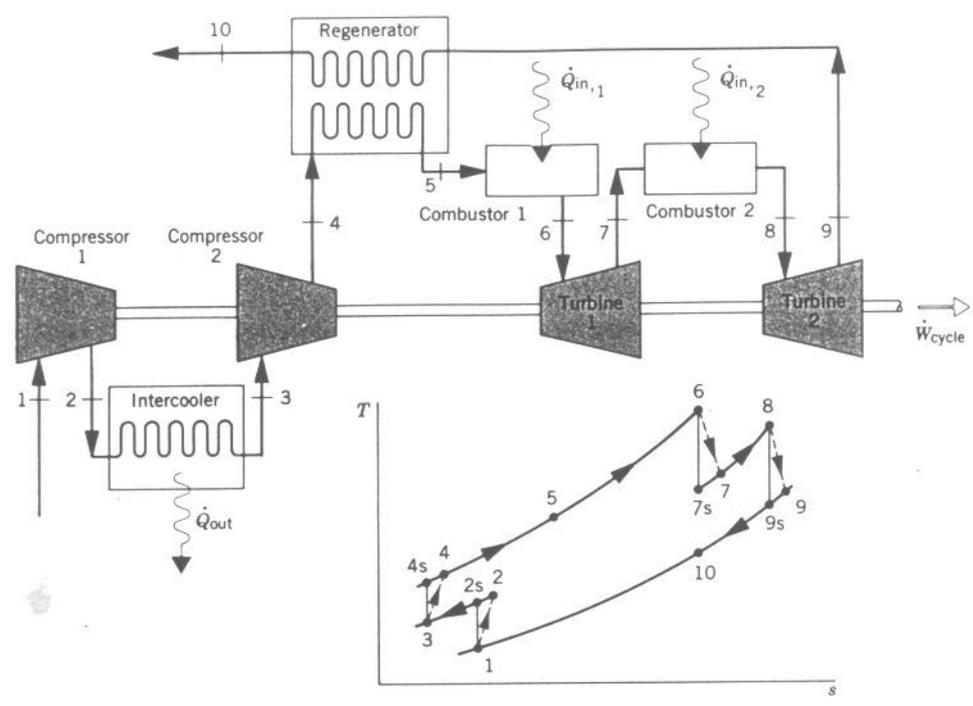
Kerja yang dihemat tergantung pada temperatur  $T_d$  (temperatur keluar intercooler dan tekanan intercooler,  $p_i$ ).

### Reheat dan Intercooling

Reheat diantara tingkatan turbin dan intercooling diantara tingkatan kompresor memberikan dua keuntungan: kerja bersih output naik dan potensial untuk regenerasi meningkat. Dan apabila reheat dan intercooling digunakan bersama-sama dengan regenerasi, peningkatan yang substansial atas unjuk kerja bisa diperoleh. Gambar 19 memperlihatkan pengaturan secara bersama-sama reheat, intercooling, regenerasi.



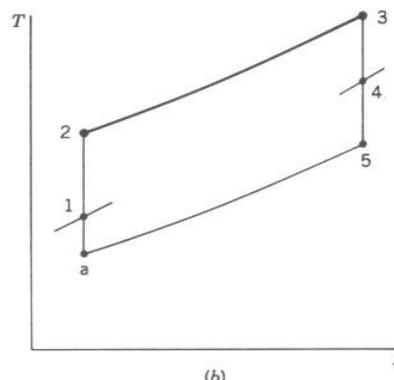
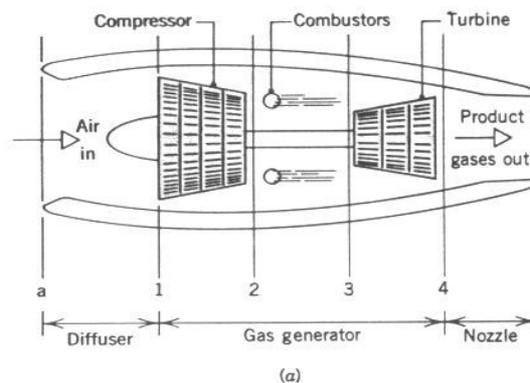
Gambar 18. Kompresi dua tingkat dengan pendinginan antara.



Gambar 19. Turbin gas regeneratif dengan pendinginan antara dan reheat.

## Turbin Gas Untuk Propulsi Pesawat Terbang

Turbin gas sangat cocok digunakan sebagai propulsi pesawat udara karena rasio daya terhadap beratnya yang baik. Mesin *turbo jet* adalah jenis yang banyak digunakan. Seperti gambar 20, mesin jenis ini terdiri dari 3 bagian utama: *difuser*, *gas generator*, dan *nozzle*. Difuser terletak di depan kompresor yang memperlambat udara masuk relatif terhadap mesin. Kenaikan tekanan karena perlambatan dikenal dengan istilah efek *ram*. Bagian *gas generator* terdiri dari kompresor, pembakar/ruang bakar dan turbin, dengan fungsi yang sama dengan pembangkit daya turbin gas untuk komponen yang sama. Pada mesin turbo jet daya output turbin hanya cukup untuk menggerakkan kompresor dan komponen tambahan. Gas yang keluar turbin mempunyai tekanan yang lebih tinggi dari tekanan atmosfer dan berekspansi pada nosel sehingga kecepatannya tinggi sebelum dilepaskan ke lingkungan. Perubahan kecepatan secara keseluruhan dari gas relatif terhadap mesin menghasilkan kenaikan gaya propulsif atau gaya dorong/aksial.

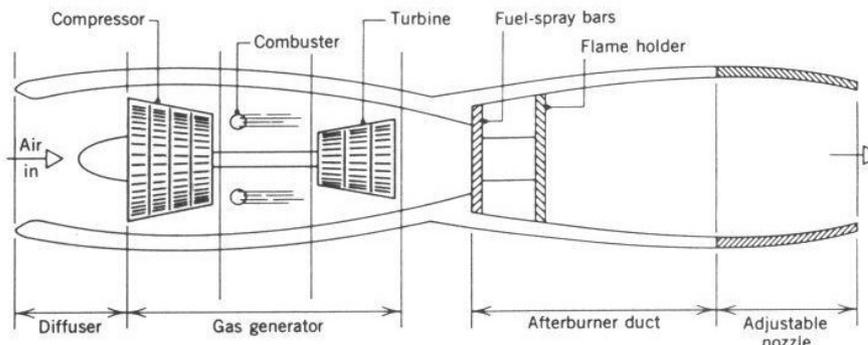


Gambar 20. Skema mesin turbo jet dan diagram  $T$ -s nya.

Beberapa mesin turbo jet dilengkapi dengan *after burner* (pembakar lanjut). Peralatan tambahan ini adalah piranti *reheat* dimana bahan bakar tambahan diinjeksi kedalam gas yang keluar turbin dan terbakar sehingga menghasilkan temperatur yang

lebih tinggi pada masukan nosel. Hasilnya kecepatan yang tinggi didapatkan di keluaran nosel sehingga menaikkan gaya dorong.

Diagram  $T-s$  untuk proses mesin turbo jet ideal bisa dilihat pada gambar 20b. Sesuai dengan asumsi untuk analisis standar udara, fluida kerja adalah udara yang dimodelkan sebagai gas ideal.



Gambar 21. Skema mesin turbojet dengan afterburner.

Proses pada difuser, kompresor, turbin dan nosel adalah isentropik dan pembakar beroperasi pada tekanan konstan. Proses a-1 menunjukkan kenaikan tekanan yang terjadi difuser karena perlambatan fluida yang melaluinya. Proses 1-2 adalah kompresi isentropik. Proses 2-3 adalah tekanan konstan dengan penambahan kalor. Proses 3-4 adalah ekspansi isentropik pada turbin dimana kerja dihasilkan. Proses 4-5 adalah ekspansi isentropik pada nosel dimana udara mengalami percepatan dan tekanan menurun.

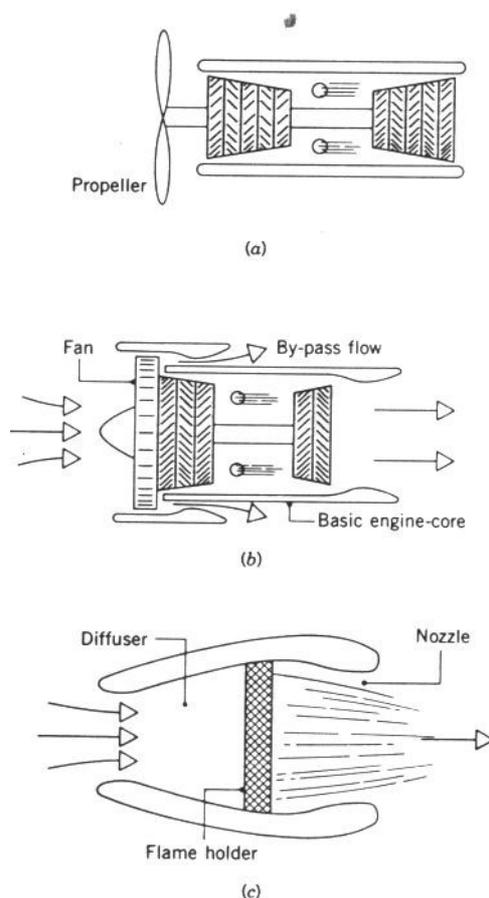
Dalam analisis termodinamik dari sebuah mesin turbo jet dengan basis standar udara, hal-hal berikut diketahui: kecepatan pada sisi masuk nosel, rasio tekanan kompresor, temperatur masuk turbin. Tujuan analisis adalah menentukan kecepatan pada sisi keluar nosel. Jika kecepatan pada sisi keluar diketahui, gaya dorong bisa dicari dengan memakai hukum Newton kedua tentang gerak.

Aplikasi turbin gas lain yang berkaitan mencakup : mesin *turboprop* dan *turbofan*. Mesin turboprop diperlihatkan pada gambar 22a terdiri dari turbin gas dimana fluida berekspansi pada turbin ke tekanan atmosfer. Kerja bersih yang dihasilkan diarahkan ke *propeler* (baling baling) yang akan memberikan daya dorong bagi pesawat udara. Turboprop adalah mesin propulsi yang efisien untuk kecepatan sampai kira-kira 600 km/jam.

Pada mesin turbofan seperti yang diperlihatkan gambar 22b, inti mesin dibuat seperti turbojet dan sebagian daya dorong diperoleh dari ekspansi melalui nosel. Sekumpulan sudu dengan diameter besar yang dipasang pada sisi depan mesin

mengakselerasi udara disekitar inti. Aliran *by-pass* (pintas) memberikan daya dorong untuk lepas landas, sedangkan inti mesin memberikan daya dorong untuk menjelajah. Mesin turbofan umumnya digunakan untuk pesawat komersil dengan kecepatan terbang sampai 1000 km/jam.

Jenis mesin sederhana khusus yang dikenal ditunjukkan pada gambar 22c yaitu *ramjet*. Mesin ini tidak memerlukan kompresor dan turbin. Kenaikan tekanan diperoleh dengan perlambatan udara masuk yang berkecepatan tinggi pada difuser (efek *ram*). Supaya *ramjet* bisa beroperasi, pesawat udara mesti sudah terbang dengan kecepatan tertentu. Produk pembakaran yang keluar pembakar (combustor) berekspansi melalui nosel sehingga menghasilkan daya dorong.



Gambar 22. Contoh lain dari mesin pesawat udara. (a) turboprop. (b) turbofan. (c) Ramjet.

### Siklus Daya Gabungan Turbin Gas - Uap

Aliran buang turbin pada turbin gas masih mempunyai temperatur yang relatif masih tinggi. Salah satu cara untuk memanfaatkan gas buang turbin dalam

meningkatkan pemanfaatan bahan bakar adalah dengancara memasang regenerator dimana panas gas buang turbin dimanfaatkan untuk memanaskan udara antara kompresor dan pembakar. Cara lain adalah membuat siklus gabungan seperti gambar 23 dimana siklus tersebut terdiri dari siklus daya turbin gas dan siklus daya uap. Dua siklus daya dikopel sehingga kalor input bagi siklus uap didapatkan dari siklus gas turbin yang disebut siklus atas (topping cycle).

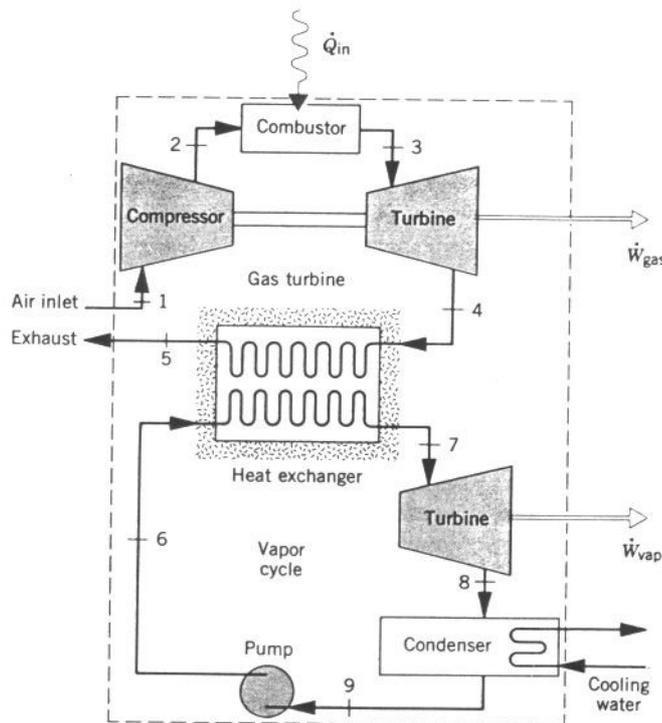
Siklus gabungan akan mempunyai efisiensi termal yang lebih tinggi dibandingkan jika siklus berdiri sendiri. Efisiensi termal siklus gabungan adalah :

$$\eta = \frac{W_{gas} + W_{vap}}{Q_{in}}$$

dimana :  $W_{gas}$  = daya bersih yang dihasilkan gas turbin

$W_{vap}$  = daya bersih yang dihasilkan oleh siklus uap

$Q_{in}$  = laju perpindahan kalor ke gas turbin.



Gambar 23. Pembangkit daya kombinasi turbin gas-turbin uap.

Hubungan antara energi yang dipindahkan dari siklus gas ke siklus uap untuk sistem pada gambar 23 bisa diperoleh dengan menggunakan keseimbangan laju energi dan massa pada penukar kalor. Untuk aliran *steady*, abaikan perpindahan kalor

terhadap lingkungan dan tidak terjadi perubahan energi kinetik dan potensial yang berarti, hasilnya :

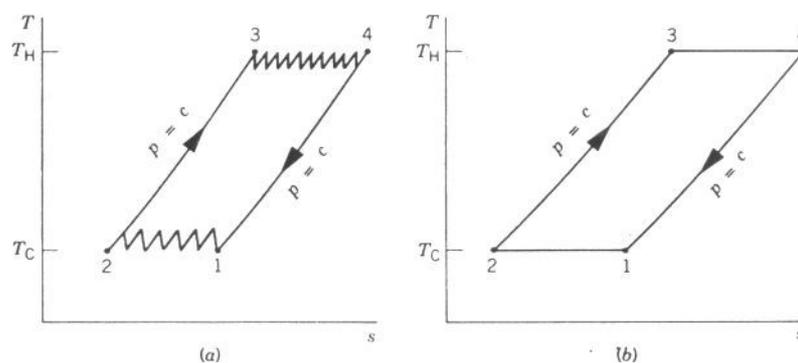
$$m_v(h_7 - h_6) = m_a(h_4 - h_5)$$

dimana:  $m_v$  = laju aliran massa uap

$m_a$  = laju aliran massa udara

### Siklus Ericsson dan Stirling

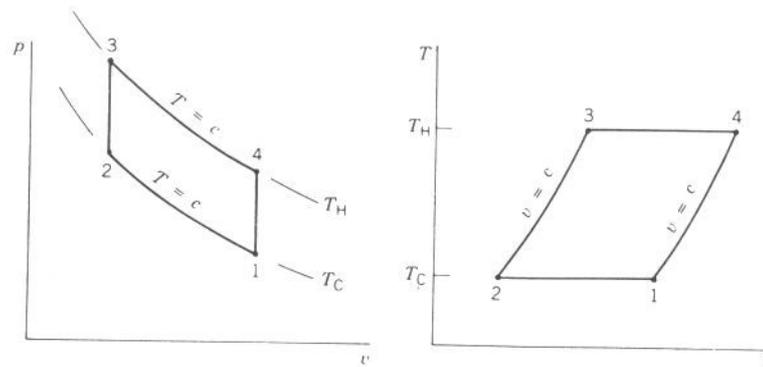
Kenaikan efisiensi termal dari pembangkit daya turbin gas yang berarti bisa diperoleh dengan *intercooling*, *reheat* dan *regeneration*. gambar 24a memperlihatkan siklus turbin gas regeneratif tertutup ideal dengan beberapa tingkat kompresi dan ekspansi dan sebuah regenerator yang tingkat keefektifannya 100%. Setiap *intercooler* dianggap mengembalikan fluida kerja ke temperatur  $T_C$  pada inlet/masukan kompresor tingkat pertama dan setiap *reheater* mengembalikan temperatur fluida kerja ke temperatur  $T_H$  pada inlet turbin tingkat pertama. Regenerator akan memberikan input kalor pada proses 2-3 dari kalor yang dilepaskan pada proses 4-1. Karena itu semua kalor yang ditambahkan dari luar dilakukan pada *reheater* dan semua kalor yang dilepaskan ke lingkungan dilakukan pada *intercooler*. Dalam asumsi ini reheat dan intercooler bisa mempunyai jumlah tak terbatas maka yang membatasi siklus ini adalah temperatur tertinggi  $T_H$  dan temperatur terendah  $T_C$ .



Gambar 24. Siklus Ericsson sebagai batas operasi turbin gas ideal menggunakan kompresi banyak tingkat dengan pendinginan antara, ekspansi banyak tingkat dengan pemanasan ulangan (reheat), dan regeneratif.

Siklus yang terbatas yang diperlihatkan pada gambar 24b disebut siklus *Ericsson*. Karena dianggap tidak ada proses ireversibel yang terjadi dan semua perpindahan kalor terjadi pada suhu konstan, efisiensi termal siklus Ericsson sama dengan siklus daya reversibel yang beroperasi dengan penambahan kalor pada temperatur  $T_H$  dan pelepasan kalor pada temperatur  $T_C$  :  $\eta_{max} = 1 - T_C/T_H$ .

Siklus lainnya yang menggunakan sebuah *regenerator* adalah siklus *Stirling*. Diagram  $p-v$  dan  $T-s$  diperlihatkan pada gambar 25. Siklus terdiri dari 4 proses reversibel internal yang berurutan : kompresi isothermal dari kondisi 1 ke kondisi 2 pada temperatur  $T_C$  , pemanasan pada volume konstan dari kondisi 2 ke kondisi 3, ekspansi isothermal dari kondisi 3 ke kondisi 4 pada temperatur  $T_H$ , dan pendinginan pada volume konstan dari kondisi 4 ke kondisi 1 untuk menyelesaikan siklus.



Gambar 25. Diagram  $p-v$  dan  $T-s$  siklus Stirling.

Sebuah regenerator yang mempunyai keefektifan 100% bisa mengambil kalor yang dilepaskan pada proses 4-1 untuk digunakan pada proses 2-3. Semua input kalor dilakukan secara eksternal pada proses 3-4 dan semua kalor dibuang ke lingkungan yang terjadi pada proses isothermal dilakukan pada proses 1-2. Bisa disimpulkan bahwa rumus efisiensi termal siklus Stirling sama dengan siklus Ericsson atau Carnot.

Siklus Ericsson dan Stirling adalah tinjauan teori dari contoh-contoh siklus yang memperlihatkan efisiensi termal sama dengan siklus Carnot. Bagaimanapun juga mesin jenis silinder-piston yang beroperasi sesuai dengan siklus Stirling lagi dikembangkan akhir-akhir ini.

### **Aliran Mampu Mampat Melalui Nosel dan Difuser**

Dalam banyak aplikasi teknik, gas bergerak pada kecepatan relatif tinggi dan memperlihatkan perubahan kerapatan yang cukup berarti. Contohnya aliran melalui nosel

dan difuser pada mesin jet atau aliran melalui terowongan angin. Aliran ini dikenal sebagai aliran mampu mampat (compressible flow).

Analisis aliran mampu mampat memerlukan prinsip kekekalan massa dan energi, hukum kedua termodinamika dan hubungan antara sifat-sifat termodinamika dari gas yang mengalir. Hukum kedua Newton tentang gerak juga diperlukan. Aplikasi hukum kedua Newton tentang gerak pada sistem yang mempunyai massa tetap (sistem tertutup) melibatkan bentuk yang sudah dikenal yaitu :

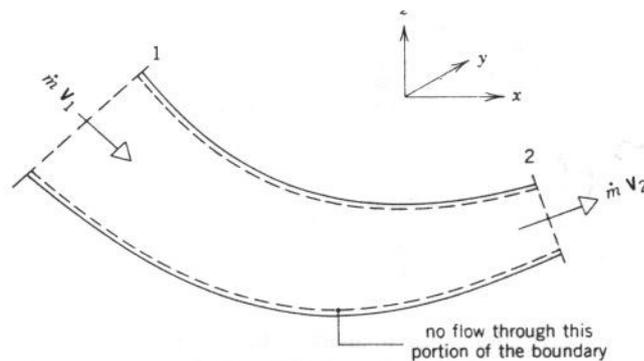
$$\mathbf{F} = m \mathbf{a}$$

dimana :  $\mathbf{F}$  = gaya resultan yang bekerja pada sistem

$m$  = massa

$\mathbf{a}$  = percepatan

Anggaplah sebuah pengatur volume seperti gambar 26 dimana terdiri dari sebuah inlet/masukan ditandai dengan 1, dan sebuah keluaran/exit yang ditandai dengan 2. Aliran diasumsikan sebagai satu dimensi pada lokasi ini.



Gambar 26. Volume atur dengan satu masukan, satu keluaran pada keadaan *steady* dengan transfer momentum karena aliran massa.

Momentum bisa terjadi didalam atau di luar pengatur volume pada sisi masuk dan keluar, dan perpindahan tersebut bisa dirumuskan sebagai :

$$\left[ \begin{array}{l} \text{laju perpindahan momentum} \\ \text{yang dipindahkan kedalam} \\ \text{kedalam pengatur volume} \end{array} \right] = m \mathbf{V}$$

Dalam ekspresi ini momentum per satuan massa yang mengalir melewati batas pengatur volume diberikan oleh kecepatan  $\mathbf{V}$ .

Dengan kata-kata hukum kedua Newton untuk pengatur volume adalah :

$$\left[ \begin{array}{l} \text{laju perubahan momentum} \\ \text{yang berada didalam} \\ \text{pengatur volume} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{l} \text{gaya resultan} \\ \text{yang bekerja pada} \\ \text{pengatur volume} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{l} \text{laju bersih dimana} \\ \text{momentum dipindahkan} \\ \text{kedalam pengatur} \\ \text{karena aliran massa} \end{array} \right]$$

Pada kondisi *steady*, jumlah total momentum yang ada dalam pengatur volume adalah konstan terhadap waktu. Hukum Newton menyatakan bahwa gaya resultan  $\mathbf{F}$  yang beraksi pada pengatur volume adalah sama dengan perbedaan antara laju momentum yang keluar dan masuk pengatur volume, ditulis :

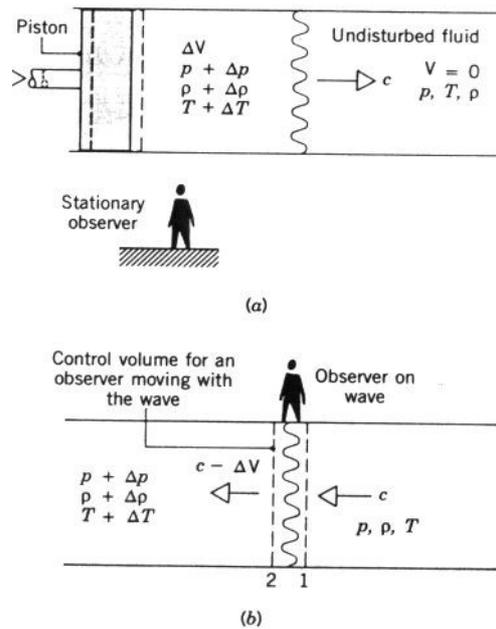
$$\mathbf{F} = m_2 \mathbf{V}_2 - m_1 \mathbf{V}_1 = m(\mathbf{V}_2 - \mathbf{V}_1)$$

karena  $m_2 = m_1$  pada kondisi *steady*, aliran massa ditulis sebagai  $m$ .

### Kecepatan Suara dan Bilangan Mach

Gelombang suara adalah gangguan tekanan kecil yang menjalar melalui gas, cairan atau padatan pada kecepatan  $c$  dan tergantung dari sifat-sifat medianya. Gambar 27a memperlihatkan gelombang suara bergerak ke kanan dengan kecepatan sebesar  $c$ . Gelombang dibangkitkan oleh gerakan kecil piston. Seperti terlihat pada gambar, tekanan, kerapatan dan temperatur di daerah sebelah kiri gelombang berjalan dari harga masing-masing dari fluida yang tak terganggu ke kanan gelombang, yang dituliskan sebagai  $p$ ,  $\rho$  dan  $T$ . Setelah gelombang lewat, fluida dari gelombang ke kiri berada dalam gerakan *steady* dengan kecepatan sebesar  $\Delta V$ . Gambar 27a memperlihatkan gelombang dari sudut pandang pengamat yang diam.

Akan lebih mudah menganalisis situasi ini dari sudut pandang seorang pengamat pada sisi gelombang seperti diperlihatkan pada gambar 27b. Dengan sudut pandang ini, analisis kondisi *steady* bisa diterapkan ke pengatur volume yang ditunjukkan gambar. Bagi seorang pengamat yang berada pada sisi gelombang, kelihatan bahwa gelombang bergerak menuju gelombang stasioner dari kanan dengan kecepatan  $c$ , tekanan  $p$ , dan temperatur  $T$  dan bergerak menjauh ke kiri dengan kecepatan  $c - \Delta V$ , tekanan  $p + \Delta p$ , kerapatan  $\rho + \Delta \rho$ , dan temperatur  $T + \Delta T$ .



Gambar 27. Ilustrasi yang digunakan untuk menganalisis perambatan gelombang suara. (a) Perambatan gelombang tekanan melalui fluida, relatif terhadap pengamat diam. (b) Pengamat dalam keadaan diam terhadap gelombang.

Pada kondisi *steady* :

$$\rho A c = (\rho + \Delta\rho) A (c - \Delta V)$$

Atau

$$0 = c\Delta\rho - \rho\Delta V - \Delta\rho\Delta v \quad (32)$$

Gangguan cukup kecil sehingga suku ke tiga dari persamaan diatas bisa diabaikan, sehingga :

$$\Delta V = (c/\rho) \Delta\rho \quad (33)$$

Karena ketebalan gelombang tipis, gaya geser pada dinding bisa diabaikan. Efek gravitasi juga diabaikan, karena itu gaya-gaya penting yang bekerja pada pengatur volume pada arah aliran adalah gaya-gaya karena tekanan pada sisi masuk dan keluar. Karena itu persamaan momentum dalam arah aliran menjadi :

$$\begin{aligned} pA - (p + \Delta p)A &= \dot{m}(c - \Delta V) - \dot{m}c \\ &= \dot{m}(c - \Delta V - c) \\ &= (\rho A c)(-\Delta V) \end{aligned}$$

atau

$$\Delta p = \rho c \Delta V \quad (34)$$

Kombinasi persamaan 33 dan 34 diperoleh :

$$c = \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta \rho}} \quad (35)$$

Untuk gelombang suara, perubahan tekanan, kerapatan dan temperatur melewati dinding adalah cukup kecil dan juga hubungan tekanan dan kerapatan melewati dinding mendekati isentropik, kecepatan suara menjadi :

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s} \quad (36a)$$

Atau dalam variabel volume spesifik :

$$c = \sqrt{-v^2 \left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s} \quad (36b)$$

Kecepatan suara adalah sifat intensif dimana nilainya tergantung dari kondisi media dimana suara merambat.

Untuk gas ideal persamaan menjadi :

$$c = \sqrt{kRT} \quad (37)$$

Perbandingan antara kecepatan  $V$  dari fluida yang mengalir terhadap harga kecepatan suara  $c$  pada keadaan yang sama disebut *Bilangan Mach*,  $M$ .

$$M = \frac{V}{c} \quad (38)$$

Jika :  $M > 1$  : Aliran adalah *supersonik/hypersonic*

$M < 1$  : Aliran *subsonik*

$M = 1$  : Aliran *sonik*

## Soal-soal

1. Sebuah siklus standar udara Otto mempunyai rasio kompresi 8,5. Pada permulaan kompresi,  $p_1 = 100$  kPa dan  $T_1 = 300$  K. Penambahan kalor per satuan massa udara adalah 1400 kJ/kg. Carilah:
  - a. kerja netto, dalam kJ per k udara.
  - b. efisiensi termal siklus.
  - c. tekanan efektif rata-rata, dalam kPa.
2. Tekanan dan temperatur pada permulaan kompresi pada siklus standar udara Diesel masing-masing adalah 95 kPa dan 290 K. Pada akhir penambahan kalor, tekanannya adalah 6,5 MPa dan temperatur 2000 K. Carilah:
  - a. Rasio kompresi.
  - b. Cutoff ratio.
  - c. Efisiensi termal siklus
  - d. Tekanan efektif rata-rata, dalam kPa.
3. Siklus standar udara dual mempunyai rasio kompresi 17 dan cutoff ratio 1,2. Pada permulaan kompresi,  $p_1 = 95$  kPa dan  $T_1 = 310$  K. Tekanan naik menjadi dua kali lipat pada proses penambahan kalor volume konstan. Jika massa udara 0,5 kg, carilah:
  - a. Penambahan kalor pada volume konstan dan tekanan konstan, dalam kJ
  - b. Kerja netto siklus, dalam kJ.
  - c. Kalor yang dibuang, dalam kJ.
  - d. Efisiensi termal.
4. Udara memasuki kompresor pada siklus standar udara ideal Brayton pada 100 kPa, 300 K, dengan laju aliran volume  $5 \text{ m}^3/\text{s}$ . Rasio tekanan kompresor adalah 10. Untuk temperatur masuk turbin 1000, 1200, dan 1600 K, carilah:
  - a. Efisiensi normal siklus.
  - b. Back work ratio.
  - c. Daya netto yang dihasilkan, dalam kW.
5. Udara memasuki kompresor dari turbin gas sederhana pada 100 kPa, 300 K, dengan laju aliran volume  $5 \text{ m}^3/\text{s}$ . Rasio tekanan kompresor adalah 10 dan efisiensi isentropik adalah 85%. Pada sisi masuk turbin, tekanannya adalah 950 kPa dan temperatur 1400 K. Turbin mempunyai efisiensi isentropik 88% dan

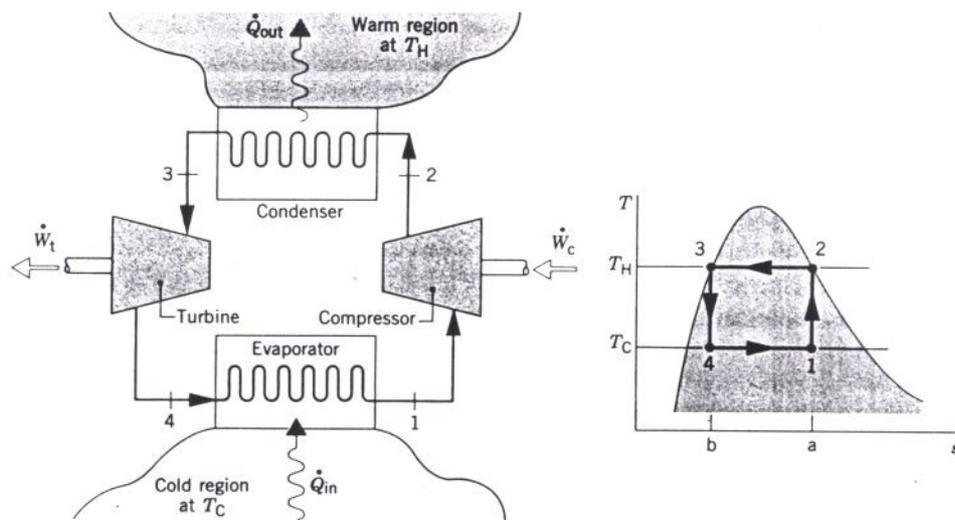
tekanan sisi keluaranya adalah 100 kPa. Berdasarkan basis analisis standar udara, carilah:

- a. Efisiensi termal siklus.
- b. Daya netto yang dihasilkan, dalam kW.

## BAB III

### SISTEM REFRIGERASI DAN POMPA KALOR

Untuk mengenalkan aspek-aspek refrigerasi, pandanglah sebuah siklus refrigerasi uap Carnot. Siklus ini adalah kebalikan dari siklus daya uap Carnot.



Gambar 1. Siklus refrigerasi uap Carnot.

Pada siklus, refrigeran bersirkulasi melalui urutan beberapa komponen. Semua proses secara internal reversibel. Perpindahan kalor antara refrigeran dan setiap bagian terjadi tanpa perubahan temperatur, dan tidak ada terjadi ireversibilitas eksternal.

Refrigeran masuk ke evaporator dalam bentuk 2 fase yaitu campuran cairan dan uap pada titik 4. Pada evaporator sebagian refrigeran berubah fase dari cair ke uap karena perpindahan kalor dari daerah yang bertemperatur  $T_C$  ke refrigeran. Temperatur dan tekanan refrigeran tetap konstan selama proses dari titik 4 ke titik 1. Refrigeran kemudian di kompresi secara adiabatik dari titik 1, dimana refrigeran berada pada kondisi 2 fase campuran cair-uap, ke titik 2 dimana fase menjadi uap jenuh. Selama proses ini temperatur refrigeran naik dari  $T_C$  ke  $T_H$ , dan tekanan juga naik. Kemudian refrigeran masuk ke kondenser dimana fase refrigeran akan berubah menjadi cairan jenuh karena terjadi perpindahan kalor kepada daerah yang bertemperatur  $T_H$ . Temperatur dan tekanan tetap konstan selama proses 2 ke 3. Refrigeran kembali ke kondisi pada saat masuk evaporator melalui proses ekspansi adiabatik pada turbin yaitu titik 3 ke titik 4. Pada proses ini temperatur turun dari  $T_H$  ke  $T_C$  dan juga terjadi penurunan tekanan.

Karena siklus refrigerasi uap Carnot terdiri dari proses reversibel, luas daerah pada diagram  $T$ - $s$  adalah besar perpindahan kalor. Luas daerah 1-a-b-4-1 adalah kalor yang ditambahkan ke refrigeran dari daerah dingin dan luas daerah 2-a-b-3-2 adalah kalor yang dilepaskan ke daerah panas. Daerah tertutup 1-2-3-4-1 adalah perpindahan kalor bersih yang dipindahkan dari refrigeran.

Koefisien performansi (COP = Coeficient Of Performance) atau  $\beta$  dari siklus refrigerasi adalah:

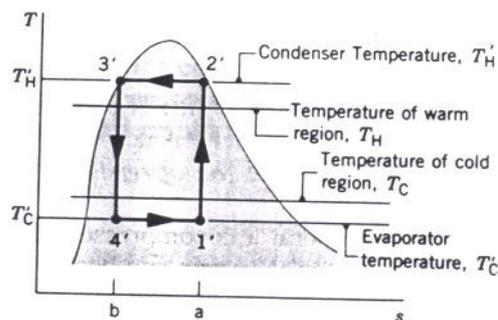
$$\beta_{max} = \frac{\dot{Q}_i / \dot{m}}{\dot{W}_c / \dot{m} - \dot{W}_i / \dot{m}}$$

$$\beta_{max} = \frac{\text{area 1-a-b-4-1}}{\text{area 1-2-3-4-1}} = \frac{T_c (S_a - S_b)}{(T_H - T_c) - (S_a - S_b)}$$

$$= \frac{T_c}{T_H - T_c}$$

Siklus refrigerasi uap sebenarnya bergeser sedikit dari siklus ideal di atas dan mempunyai koefisien performansi lebih rendah dari rumus diatas.

Dalam siklus aktual, untuk menjaga temperatur pada daerah  $T_C$ , refrigeran harus mempunyai temperatur dibawah  $T_C$  yaitu  $T'_C$  begitu juga untuk daerah  $T_H$  maka temperatur refrigeran harus diatasnya yaitu  $T'_H$  seperti gambar berikut:



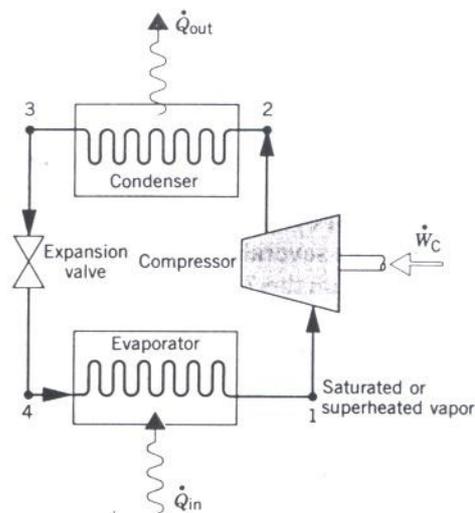
Gambar 2. Perbandingan temperatur kondenser dengan evaporator dengan daerah panas dan dingin.

Membuat temperatur refrigeran dalam penukar kalor pada  $T'_C$  dan  $T'_H$  akan membuat koefisien refrigerasi menurun dan dirumuskan:

$$\beta' = \frac{\text{area 1'-a-b-4'-1}}{\text{area 1'-2'-3'-4'-1'}} = \frac{T'_c}{T'_H - T'_c}$$

Hal lain yang membuat siklus refrigerasi uap Carnot tidak praktis dibuat adalah kondisi fase refrigeran masuk kompresor. Pada siklus Carnot refrigeran masuk pada fase campuran cair-uap. Kompresor akan rusak jika ada fase cair yang masuk ke dalamnya, sehingga pada sistem sebenarnya hanya fase uap yang masuk ke dalam kompresor atau disebut *kompresi kering*.

Hal lain yang membuat siklus Carnot tidak praktis adalah proses ekspansi cairan jenuh dari titik 3 ke campuran 2 fase cair-uap pada titik 4. Proses ini menghasilkan kerja yang kecil bila dibandingkan kerja untuk kompresor. Apabila proses dari 3 ke 4 ini dilakukan oleh turbin, kerja output masih kecil karena turbin yang beroperasi pada kondisi ini mempunyai efisiensi yang rendah. Oleh sebab itu kerja output turbin dikorbankan dengan menggantinya dengan katup *throttle* sederhana. Siklus kemudian akan menjadi seperti gambar 3. Siklus ini disebut sistem refrigerasi kompresi uap.



Gambar 3. Komponen-komponen sistem refrigerasi kompresi uap.

### Refrigerasi Kompresi Uap

Dari gambar 3 diatas :

- pada sisi evaporator, laju keseimbangan energi dan massa adalah :

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

dimana,  $\dot{m}$  = laju aliran massa refrigeran

$Q_{in}$  = laju aliran kalor atau kapasitas refrigerasi

- Laju keseimbangan energi dan massa pada kompresor :

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1$$

dimana :  $W_c/m$  = laju daya input per satuan massa refrigeran.

- Pada sisi kondenser :

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_2 - h_3$$

- Akhirnya refrigeran memasuki katup *throttle* atau katup ekspansi. Proses ini disebut proses *throttling* dimana:

$$h_4 = h_3$$

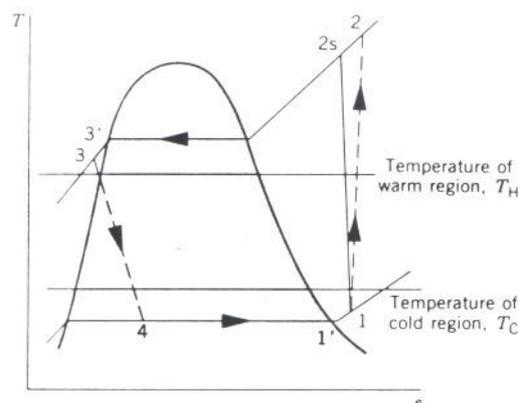
Tekanan refrigeran menurun karena ekspansi adiabatik ireversibel dan terjadi kenaikan entropi. Refrigeran keluar dari katup pada titik 4 sebagai campuran 2 fase cair-uap.

- Koefisien performansi sistem seperti gambar 3 adalah :

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{in}/\dot{m}}{\dot{W}_c/\dot{m}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

### Unjuk Kerja Sistem Kompresi Uap

Pada siklus kompresi uap ideal maka siklusnya adalah 1-2s-3-4-1 pada diagram T-s pada gambar 4.



Gambar 4. Diagram T-s siklus refrigerasi kompresi uap.

Siklus terdiri dari proses-proses berikut:

*Proses 1-2s* : kompresi isentropik refrigeran dari titik 1 ke tekanan kondenser pada titik 2s

*Proses 2s-3* : perpindahan kalor dari refrigeran ketika mengalir pada tekanan konstan melewati kondenser.

*Proses 3-4* : proses *throttling* dari titik 3 ke campuran 2 fase cair-uap.

*Proses 4-1* : perpindahan kalor ke refrigeran ketika mengalir pada tekanan konstan melalui evaporator.

Semua proses diatas secara internal adalah reversibel kecuali pada proses throttling. Walaupun ada proses ireversibel ini, siklus dianggap ideal. Siklus 1-2-3-4-1 merupakan siklus aktual dimana terjadi proses ireversibel pada proses kompresi dari 1 ke 2 dan membutuhkan kerja input yang lebih besar. Efisiensi kompresor isentropik dirumuskan :

$$\eta_c = \frac{(\dot{W}_c / \dot{m})_s}{(\dot{W}_c / \dot{m})} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Hal-hal lain yang merupakan penyimpangan dari kondisi ideal adalah jatuh tekanan ketika refrigeran mengalir melalui evaporator, kondenser dan sambungan-sambungan pipa dari berbagai komponen. Jatuh tekanan ini tidak dibahas disini untuk menyederhanakan pembahasan.

### Contoh soal

Refrigeran 12 adalah fluida kerja pada siklus refrigerasi kompresi-uap ideal yang menghubungkan daerah dingin 20° C dan daerah panas 40° C. Uap jenuh memasuki kompresor pada 20° C dan cairan jenuh meninggalkan kondenser pada 40° C. Laju aliran massa refrigeran adalah 0,008 kg/s. Carilah (a) daya kompresor, dalam kW, (b) kapasitas refrigerasi, dalam ton, (c) koefisien performansi, dan (d) koefisien performansi siklus refrigerasi Carnot yang beroperasi antara daerah panas 40° C dan daerah dingin 20° C.

Jawab

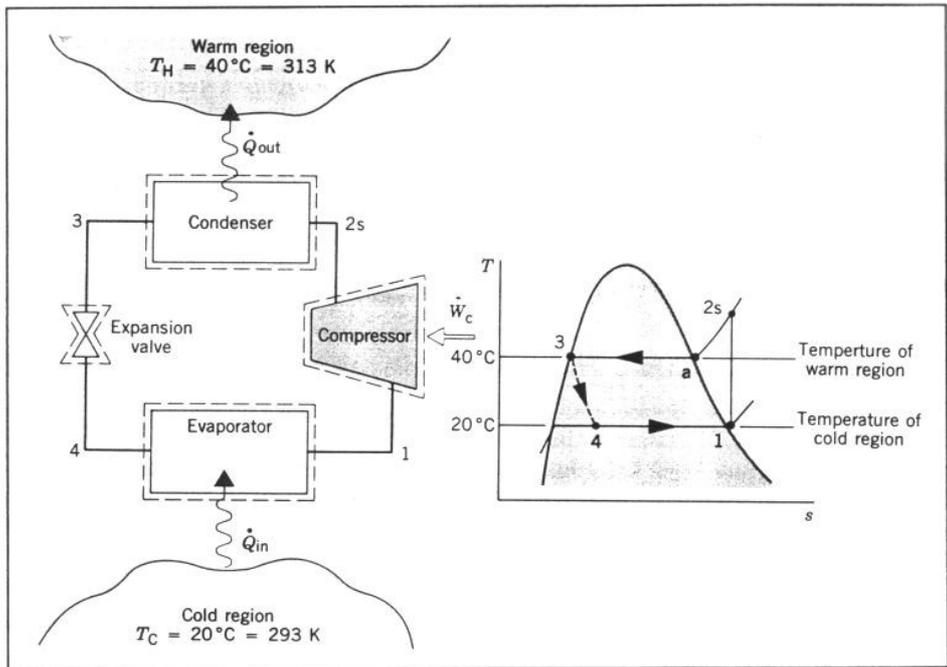


Figure E10.1

### Asumsi

1. Setiap komponen siklus dianalisis sebagai volume ajar dalam keadaan *steady state*.
2. Kecuali untuk katup ekspansi, dimana merupakan proses *throttle*, semua proses adalah reversibel internal.
3. Kompresor dan katup ekspansi beroperasi secara adiabatik.
4. Pengaruh energi kinetik dan potensial diabaikan.
5. Uap jenuh memasuki kompresor, dan cairan jenuh meninggalkan kondenser.

Pertama-tama menentukan keadaan pada setiap titik dari diagram  $T$ - $s$ . Pada sisi masuk kompresor, refrigeran adalah uap jenuh pada  $20^\circ\text{C}$ , dari tabel A-7,  $h_1 = 195,78$  kJ/kg, dan  $s_1 = 0,6884$  kJ/kg-K.

Tekanan pada titik 2s adalah tekanan jenuh pada  $40^\circ\text{C}$  atau  $p_2 = 9,6065$  bar. Proses kompresi adalah isentropik (entropi konstan), dan refrigeran pada titik 2s adalah uap panas lanjut (superheat). Dengan interpolasi dari tabel A-9 didapatkan  $h_{2s} = 205,1$  kJ/kg.

Titik 3 adalah cairan jenuh pada  $40^\circ\text{C}$ , sehingga  $h_3 = 74,59$  kJ/kg. Ekspansi melalui katup adalah proses throttle sehingga  $h_4 = h_3$ .

(a) Kerja input kompresor

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_{2s} - h_1)$$

dimana  $\dot{m}$  adalah laju aliran massa refrigeran.

$$\begin{aligned}\dot{W}_c &= (0,008 \text{ kg/s})(205,1 - 195,78) \text{ kJ/kg} \left( \frac{1 \text{ kW}}{1 \text{ kJ/s}} \right) \\ &= 0,075 \text{ kW}\end{aligned}$$

(b) Kapasitas refrigerasi:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{in} &= \dot{m}(h_1 - h_4) \\ &= (0,008 \text{ kg/s})(60 \text{ s/min})(195,78 - 74,59) \text{ kJ/kg} \left( \frac{1 \text{ ton}}{211 \text{ kJ/min}} \right) \\ &= 0,276 \text{ ton}\end{aligned}$$

(c) Koefisien performansi:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2s} - h_1} = \frac{195,78 - 74,59}{205,1 - 195,78} = 13,0$$

(d) Untuk siklus Carnot yang beroperasi pada  $T_H = 313 \text{ K}$  dan  $T_C = 293 \text{ K}$ , koefisien performansi:

$$\beta_{\max} = \frac{T_c}{T_H - T_C} = 14,65$$

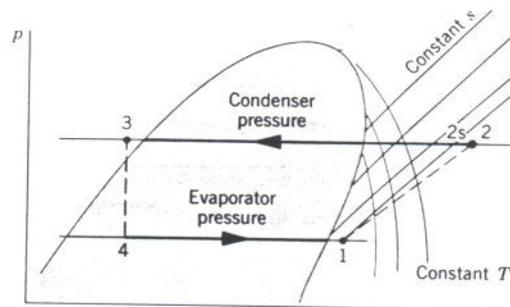
### Sifat-sifat Refrigeran

Refrigeran yang umum digunakan dewasa ini adalah *halogenated hydrocarbon*. Contohnya Refrigeran 12 yang mempunyai nama kimianya adalah *dichlorodifluoromethane* ( $\text{CCl}_2\text{F}_2$ ) atau dikenal dengan nama dagang Freon-12 dan Ganatron-12. Dua jenis lain yang terkenal adalah Refrigeran 11 dan refrigeran 22. Amonia juga merupakan refrigeran lain yang penting, terutama dalam sistem refrigerasi absorpsi.

Karena *halogenated refrigerant* mempunyai efek terhadap lapisan ozon bumi, maka, perjanjian internasional telah menyepakati bahwa penggunaan refrigeran jenis ini tidak dibolehkan. Senyawa kimia *tetrafluoroethane*  $\text{CF}_3\text{CFH}_2$  atau disebut Refrigeran 134a yang tidak mengandung halogen merupakan pengganti Refrigeran 12.

Pemilihan jenis refrigeran didasarkan atas kesesuaian hubungan tekanan-temperatur pada jangkauan aplikasi. Hal lain yang diperhatikan dalam memilih refrigeran adalah kestabilan kimia, toxicity (tingkat keracunan), sifat korosif, dan biaya. Jenis kompresor juga mempengaruhi pemilihan refrigeran. Kompresor sentrifugal cocok

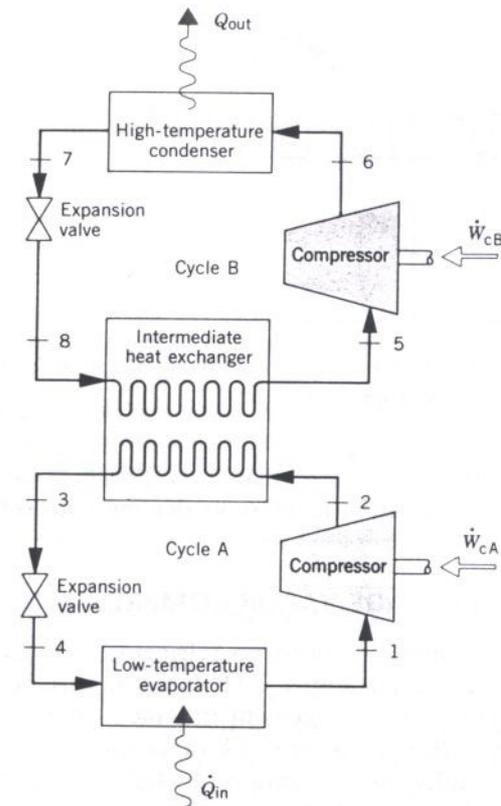
digunakan bagi tekanan evaporator rendah dan refrigeran dengan volume spesifik besar pada tekanan rendah. Kompresor torak baik digunakan untuk jangkauan tekanan besar dan refrigeran dengan volume spesifik rendah. Diagram termodinamik yang banyak digunakan dalam bidang refrigerasi adalah diagram  $p-h$ . Contoh diagram  $p-h$  bisa dilihat pada gambar 5.



Gambar 5. Prinsip bentuk diagram tekanan-enthalpi pada refrigeran, dengan memasukkan siklus kompresi uap.

### Sistem Kompresi Uap Kaskada

Pengaturan siklus gabungan pada refrigerasi disebut siklus kaskada. Gambar 6 memperlihatkan siklus kaskada ganda dimana dua siklus refrigerasi kompresi-uap, yang diberi label A dan B, disusun berurutan (seri) dengan penukar kalor (heat exchanger) aliran silang yang menghubungkannya.



Gambar 6. Contoh siklus refrigerasi tekanan uap kaskada.

Pada penukar kalor antara (intermediate heat exchanger), energi dilepaskan selama kondensasi oleh refrigeran pada siklus temperatur rendah A yang digunakan untuk menguapkan refrigeran pada siklus temperatur lebih tinggi B. Efek refrigerasi yang diinginkan terjadi pada siklus A dan kalor yang dilepaskan dari keseluruhan siklus terjadi pada kondenser temperatur tinggi. Koefisien performansi adalah perbandingan efek refrigerasi terhadap kerja input total.

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{W}_{cA} + \dot{W}_{cB}}$$

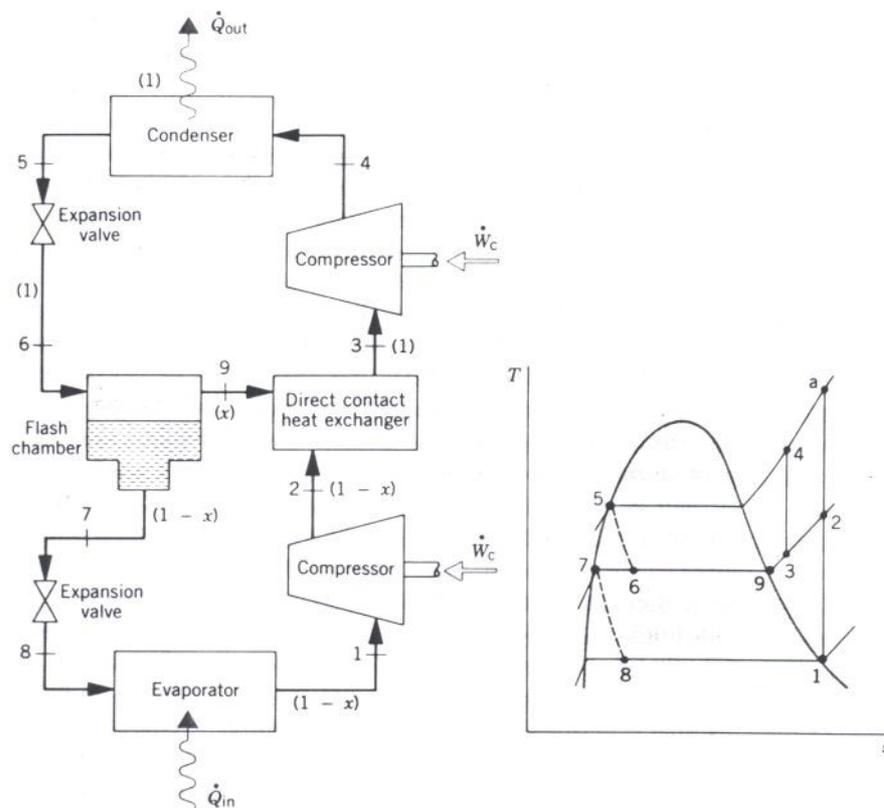
Laju aliran massa pada masing-masing siklus biasanya berbeda. Siklus kaskada bisa memiliki tiga atau lebih siklus.

Keuntungan utama dari siklus kaskada dengan penukar kalor jenis tertutup adalah refrigeran pada dua atau lebih tingkat bisa dipilih sesuai dengan tekanan evaporator dan kondenser dalam dua atau lebih jangkauan temperatur.

### Sistem Kompresi-Uap Banyak Tingkat Dengan Pendinginan Antara

Contoh siklus Refrigerasi Banyak Tingkat (Multi stage) bisa dilihat pada gambar 7 berikut ini:

Pendinginan antara dilakukan dengan cara penukar kalor kontak langsung. Uap jenuh temperatur rendah masuk ke penukar kalor pada titik 9, dimana kemudian bercampur dengan refrigeran yang keluar dari kompresor pertama pada titik 2. Campuran refrigeran keluar dari kompresor pada titik 3 untuk kemudian masuk ke kompresor berikutnya untuk di kompresi dan keluar pada titik 4. Sedikit kerja yang dibutuhkan per satuan massa aliran pada kompresi dari 1 ke 2 yang diikuti dengan kompresi dari 3 ke 4 daripada kompresi satu tingkat 1-2-a.



Gambar 7. Siklus refrigerasi dua tingkat, kompresi dan pendinginan antara *flash*.

Peran sentral dari siklus pada gambar 7 adalah *separator* (pemisah) cairan-uap yang disebut *flash chamber* (ruang *flash*). Refrigeran memasuki ruang flash pada kondisi campuran dua fase cair-uap. Pada ruang flash, aliran memisah menjadi dua dimana, uap jenuh keluar dari ruang flash menuju penukar kalor pada titik 9, dan cairan jenuh keluar pada titik 7 menuju evaporator.

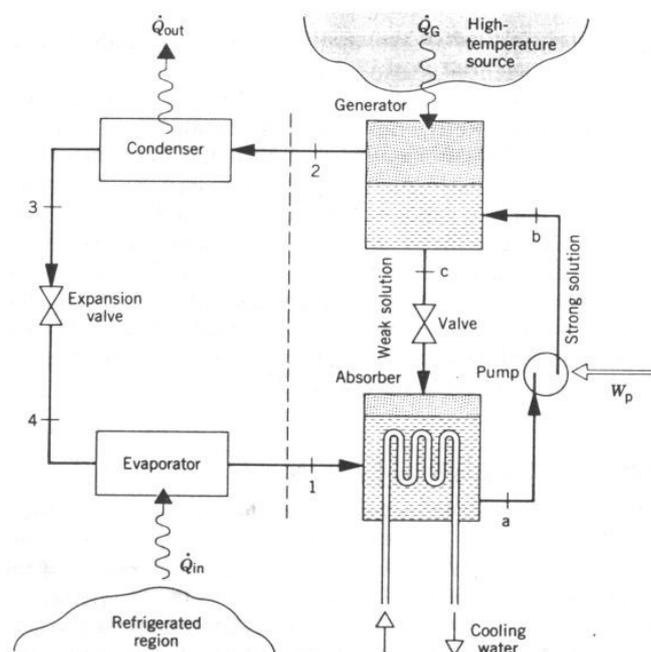
### Refrigerasi Absorpsi

Siklus ini mempunyai beberapa ciri yang sama dengan siklus kompresi-uap tetapi berbeda dalam dua aspek. Pertama dalam hal proses kompresi, refrigeran dalam sistem ini diabsorp/diserap oleh zat kedua yang disebut *absorbent* untuk membentuk larutan

cair. Larutan cair kemudian dipompa ke tekanan yang lebih tinggi. Karena volume spesifik rata-rata larutan cair lebih rendah dari uap maka kerja yang dibutuhkan juga lebih rendah, karena itu sistem absorpsi mempunyai keuntungan dalam hal kerja input yang kecil dibandingkan terhadap sistem kompresi uap.

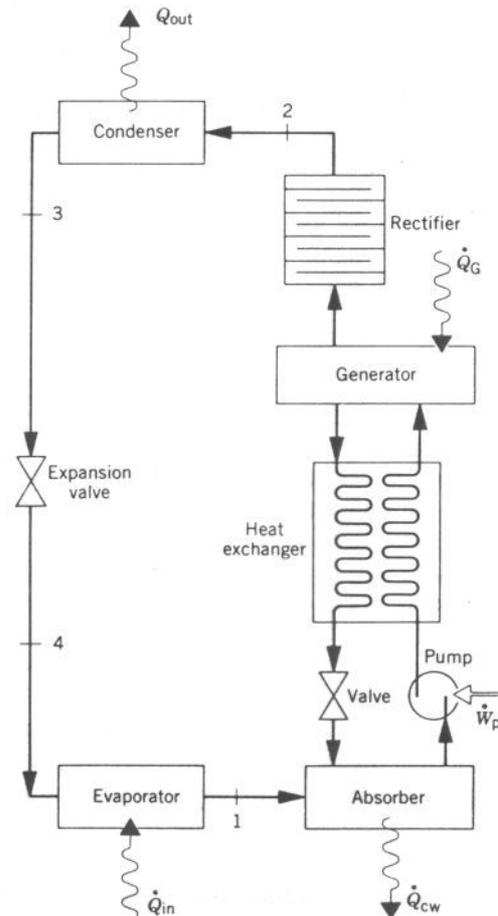
Perbedaan lainnya adalah beberapa cara harus dilakukan pada sistem absorpsi untuk mengangkat uap dari larutan cair sebelum refrigeran memasuki kondenser. Cara yang dilakukan mungkin dengan menggunakan sumber panas dari luar seperti panas dari pembakaran gas alam atau bahan bakar.

Gambar 8 menunjukkan salah satu sistem refrigerasi absorpsi. Pada gambar tersebut amonia adalah refrigerannya dan air sebagai *absorbent*. Pada *absorber*, uap amonia diserap oleh air. Air pendingin disirkulasikan disekitar absorber untuk membuang energi yang dilepaskan ketika amonia menjadi cair dan menjaga temperatur pada absorber serendah mungkin. Pada *generator*, perpindahan kalor terjadi dari sumber yang bertemperatur tinggi yang membuat uap amonia keluar dari larutan, meninggalkan larutan amonia-air di generator yang akan kembali ke absorber.



Gambar 8. Sistem refrigerasi absorpsi ammonia-air sederhana.

Sistem amonia-air biasanya memerlukan modifikasi dari siklus sederhana diatas. Modifikasi yang umum dilakukan terlihat pada gambar 9.



Gambar 9. Sistem absorpsi ammonia-air yang dimodifikasi.

## SISTEM POMPA KALOR

Tujuan dari pompa kalor adalah mengatur temperatur dalam gedung atau bentuk lainnya lebih tinggi dari temperatur lingkungan atau memberikan perpindahan kalor untuk proses industri tertentu pada temperatur yang lebih tinggi. Pompa kalor mempunyai kemiripan dengan sistem refrigerasi. Pompa kalor kompresi uap cocok digunakan untuk pemanasan ruang. Pompa kalor absorpsi banyak digunakan pada industri.

### Siklus Pompa Kalor Carnot

Gambar 1 adalah skematik pompa kalor hanya dengan merubah sudut pandang dimana yang diperhatikan adalah bagaimana membuang panas,  $Q_{out}$ , ke daerah panas. Kalor yang dilepaskan adalah jumlah energi yang disuplai ke fluida kerja ditambah dengankerja input bersih siklus yaitu:

$$\dot{Q}_{out} = \dot{Q}_{in} + \dot{W}_{net}$$

Koefisien performansi dirumuskan sebagai:

$$\gamma_{\max} = \frac{Q_{out} / m}{W_c / m - W_t / m}$$

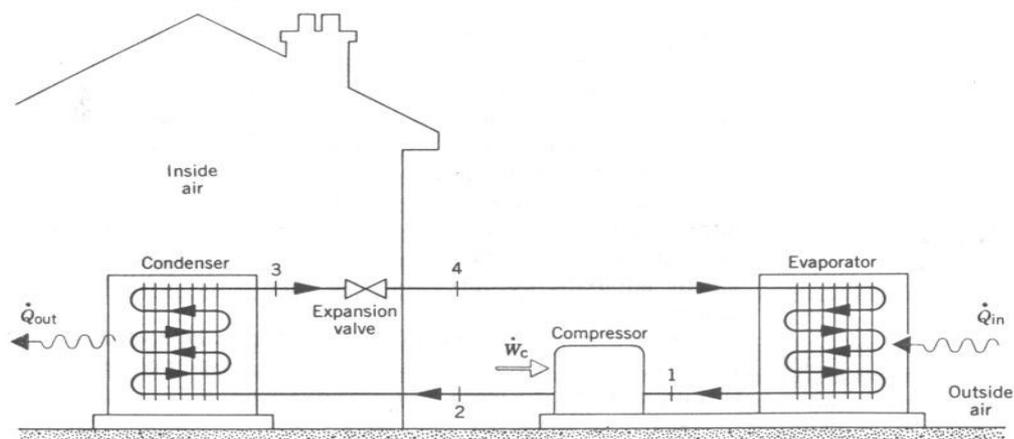
$$\gamma_{\max} = \frac{T_H(S_a - S_b)}{(T_H - T_C)(S_a - S_b)} = \frac{T_H}{T_H - T_C}$$

Persamaan diatas adalah koefisien performansi teoritis maksimum untuk pompa kalor yang beroperasi antara temperatur  $T_C$  dan  $T_H$ . Pompa kalor sebenarnya mempunyai harga koefisien performansi lebih kecil dari koefisien performansi teoritis maksimum tersebut.

### Pompa Kalor Kompresi-Uap

Sistem pompa kalor aktual berubah cukup banyak dari model siklus Carnot. kebanyakan sistem yang umum digunakan saat ini adalah jenis kompresi uap. Analisis pompa kalor kompresi uap adalah sama dengan siklus refrigerasi kompresi uap yang dibahas didepan.

Gambar 10 adalah ilustrasi pompa kalor kompresi uap yang umum yang digunakan untuk pemanas ruangan dan mempunyai beberapa komponen dasar yang sama dengan sistem refrigerasi kompresi-uap yaitu : kompresor, kondenser, katup ekspansi dan evaporator. Tujuan penggunaannya saja yang lain dimana pada pompa kalor masuk berasal darilingkungan dan kalor keluar diarahkan ke daerah yang diinginkan.



Gambar 10. Sistem pompa kalor kompresi uap untuk pemanas ruangan.

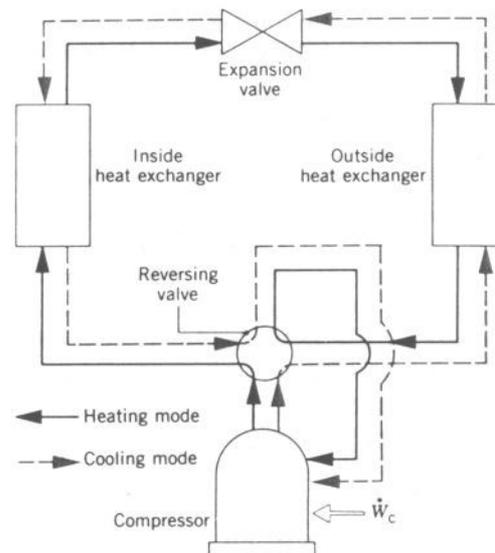
Koefisien performansi dari pompa kalor kompresi-uap dengan kondisi seperti gambar 10 adalah :

$$\gamma = \frac{\dot{Q}_{out} / \dot{m}}{\dot{W}_c / \dot{m}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

Harga  $\gamma$  tidak pernah kurang dari satu.

Banyak sumber energi yang tersedia untuk pertukaran kalor ke refrigeran pada evaporator. Diantaranya termasuk udara luar, tanah, air dari danau, sungai atau sumur. Pada banyak penggunaan untuk penghangat ruangan, evaporator mengambil panas dari udara luar.

Pompa kalor dengan sumber udara bisa dimanfaatkan untuk memberikan efek pendinginan pada musim panas dengan menggunakan katup terbalik seperti gambar 11. Garis tidak terputus menunjukkan jalur aliran refrigeran dalam fungsi pemanasan, jalur terputus-putus menunjukkan proses kebalikan dimana sistem berfungsi sebagai pendingin ruangan.



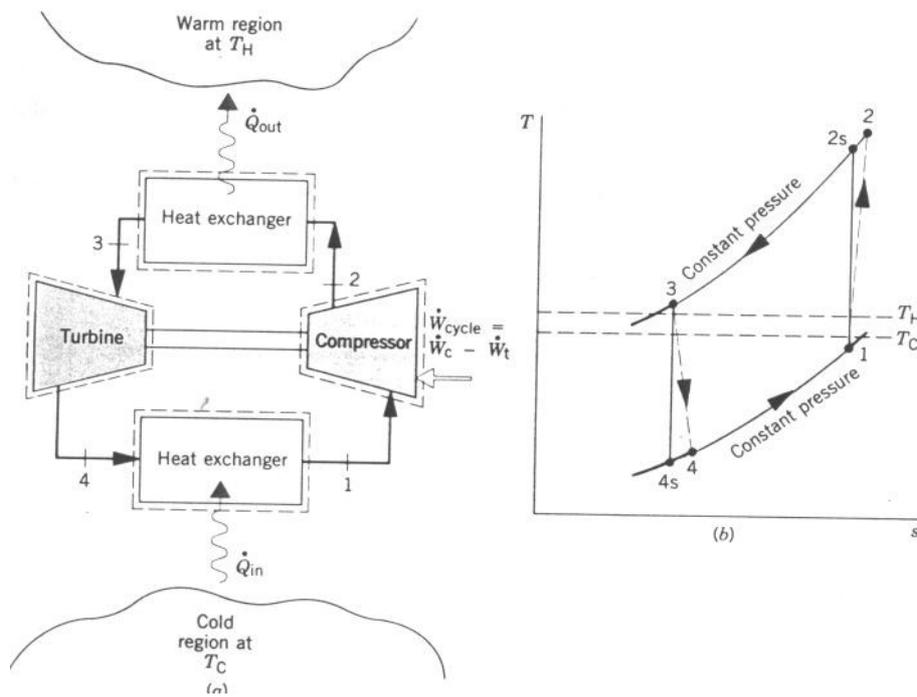
Gambar 11. Contoh pompa kalor terbalik, udara ke udara.

## SISTEM REFRIGERASI GAS

Semua sistem refrigerasi yang telah dibahas mengalami perubahan fase. Pada sistem refrigerasi gas, fluida kerjanya tetap pada fase gas diseluruh sistem. Sistem refrigerasi gas mempunyai beberapa aplikasi penting. Sistem ini digunakan untuk mencapai temperatur yang sangat rendah untuk mencairkan udara dan gas lainnya dan untuk tujuan aplikasi lain yang khusus seperti pendinginan kabin pesawat.

### Siklus Refrigerasi Brayton

Siklus refrigerasi Brayton adalah kebalikan dari siklus daya Brayton seperti yang telah dipelajari sebelumnya. Skema siklus Brayton yang dibalik diperlihatkan pada gambar 12a. Gas refrigeran, yang bisa saja udara, memasuki kompresor pa titik 1, dimana temperaturnya sedikit dibawah temperatur daerah yang didinginkan, dan dikompresikan ke titik 2. Gas kemudian didinginkan ke titik 3 dengan pertukaran kalor ke lingkungan. Kemudian gas diekspansi ke titik 4 dimana temperatur,  $T_4$ , kurang dari daerah yang didinginkan. Refrigerasi dicapai melalui perpindahan kalor dari daerah yang didinginkan ke gas yang lewat dari titik 4 ke titik 1.



Gambar 12. Siklus refrigerasi Brayton.

Kerja kompresor dan turbin per satuan massa aliran adalah :

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad \text{dan} \quad \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_3 - h_4$$

Pada sistem refrigerasi gas, kerja turbin tidak bisa diabaikan seperti pada sistem kompresi-uap. Kalor yang dipindahkan ke gas refrigeran adalah :

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

Koefisiens performansi adalah:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_i / \dot{m}}{\dot{W}_c / \dot{m} - \dot{W}_t / \dot{m}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)}$$

Ireversibilitas pada turbin dan kompresor akan menurunkan koefisien performansi karena kerja kompresor meningkat dan daya output turbin menurun.

### Contoh soal

Udara memasuki kompresor pada siklus refrigerasi Brayton ideal pada 1 bar, 270 K, dengan laju aliran volume 1,4 m<sup>3</sup>/s. Jika rasio tekanan kompresor 3 dan temperatur sisi masuk turbin 300 K, carilah (a) daya netto input, dalam kW, (b) kapasitas refrigeran, dalam kW, (c) koefisien performansi.

### Jawab

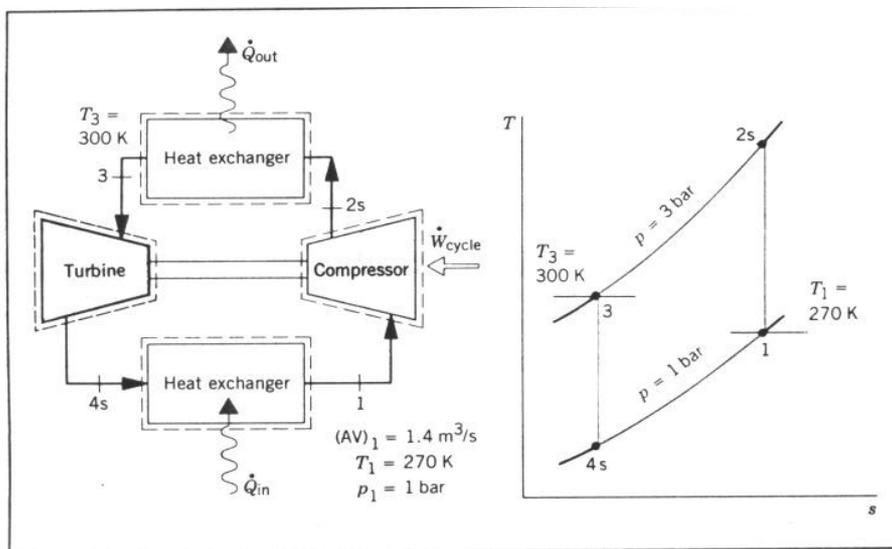


Figure E10.4

### Asumsi

1. Setiap komponen siklus dianalisis sebagai volume tetap dalam keadaan steady state.
2. Turbin dan Kompresor beroperasi secara isentropik.
3. Tidak ada jatuh tekanan melalui *heat exchanger*
4. Pengaruh energi kinetik dan potensial diabaikan.
5. Fluida kerja adalah udara sebagai gas ideal.

Pertama-tama menentukan enthalpi spesifik pada setiap titik dari siklus.

Pada titik 1, temperatur 270<sup>o</sup> K, Dari tabel A-16,  $h_1 = 270,11$  kJ/kg, dan  $p_{r1} = 0,9590$ . karena proses kompresor adalah isentropik,  $h_{2s}$  dapat dicari dengan pertama-tama mencari  $p_r$  pada titik 2s, yaitu:

$$p_{r2} = \frac{p_2}{p_1} p_{r1} = (3)(0,9590) = 2,877$$

kemudian dengan interpolasi dari tabel A-16, diperoleh  $h_{2s} = 370,1$  kJ/kg.

Pada titik 3, temperatur,  $T_3 = 300$  K. Dari tabel A-16 didapat  $h_3 = 300,19$  kJ/kg,  $p_{r3} = 1,3860$ .

Enthalpi spesifik pada titik 4s dicari dengan rumus:

$$p_{r4} = p_{r3} \frac{p_4}{p_3} = (1,3860)(1/3) = 0,462$$

Interpolasi dari tabel A-16, diperoleh  $h_{4s} = 219,0$  kJ/kg

(a) daya input netto:

$$\dot{W}_{\text{siklus}} = \dot{m} [(h_{2s} - h_1) - (h_3 - h_{4s})]$$

dimana  $\dot{m}$  adalah:

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{(AV)_1 p_1}{(\bar{R}/M) T_1} \\ &= \frac{(1,4 \text{ m}^3/\text{s})(1 \text{ bar})}{\left(\frac{8,314 \text{ kJ}}{28,97 \text{ kg}\cdot\text{K}}\right)(270 \text{ K})} \left(\frac{10^5 \text{ N/m}^2}{1 \text{ bar}}\right) \left(\frac{1 \text{ kJ}}{10^3 \text{ N}\cdot\text{m}}\right) \\ &= 1,807 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

sehingga:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{siklus}} &= (1,807 \text{ kg/s}) [(370,1 - 270,11) - (300,19 - 219,0)] \text{ kJ/kg} \left(\frac{1 \text{ kW}}{1 \text{ kJ/s}}\right) \\ &= (1,807)(18,8) = 33,97 \text{ kW} \end{aligned}$$

(b) kapasitas refrigerasi

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{in}} &= \dot{m} (h_1 - h_{4s}) \\ &= (1,807 \text{ kg/s}) (270,11 - 219,0) \text{ kJ/kg} \left(\frac{1 \text{ kW}}{1 \text{ kJ/s}}\right) \\ &= (1,807)(51,11) = 92,36 \text{ kW} \end{aligned}$$

(c) koefisien performansi

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{\text{in}}}{\dot{W}_{\text{siklus}}} = \frac{92,36}{33,97} = 2,72$$

## Soal-soal

1. Sebuah siklus refrigerasi uap Carnot menggunakan refrigerant 22 sebagai fluida kerja. Refrigeran memasuki kondenser dalam keadaan uap jenuh pada  $28^{\circ}\text{C}$  dan meninggalkannya dalam keadaan cairan jenuh. Evaporator beroperasi pada temperatur  $-10^{\circ}\text{C}$ . Carilah, dalam kJ per kg aliran refrigeran:
  - a. Kerja input kompresor.
  - b. Kerja yang dihasilkan turbin.
  - c. perpindahan kalor ke refrigeran ketika melalui evaporator.Berapakah koefisien performansi siklus?
2. Refrigeran 12 sebagai fluida kerja pada siklus refrigerasi uap Carnot dimana temperatur evaporatornya adalah  $0^{\circ}\text{C}$ . Uap jenuh memasuki kondenser pada  $40^{\circ}\text{C}$ , dan cairan jenuh meninggalkan kondenser pada temperatur yang sama. Laju aliran massa refrigeran adalah 3 kg/min. Carilah:
  - a. Laju perpindahan kalor ke refrigeran ketika melalui evaporator, dalam kW.
  - b. Daya input netto ke siklus, dalam kW.
  - c. Koefisien performansi.
3. Refrigeran 12 memasuki kompresor dari sebuah sistem refrigerasi kompresi uap ideal dalam keadaan uap jenuh pada  $-15^{\circ}\text{C}$  dan laju volumetrik  $1\text{ m}^3/\text{min}$ . Refrigeran meninggalkan kondenser pada  $36^{\circ}\text{C}$ , 10 bar. Carilah:
  - a. Daya kompresor, dalam kW
  - b. Kapasitas refrigeran, dalam ton.
  - c. Koefisien performansi.
4. Sebuah siklus pompa kalor kompresi uap ideal dengan refrigeran 12 sebagai fluida kerjanya menghasilkan 15 kW untuk menjaga sebuah gedung pada  $20^{\circ}\text{C}$  ketika temperatur udara luar  $5^{\circ}\text{C}$ . Uap jenuh pada 2,4 bar meninggalkan evaporator, dan cairan jenuh pada 8 bar meninggalkan kondenser. Hitunglah:
  - a. Daya input kompresor, dalam kW.
  - b. Koefisien performansi.
  - c. Koefisien performansi dari siklus pompa kalor reversibel yang beroperasi antara reservoir panas  $20^{\circ}\text{C}$  dan  $5^{\circ}\text{C}$ .
5. Udara memasuki kompresor pada siklus refrigerasi Brayton ideal pada 100 kPa, 270 K. Rasio tekanan kompresor adalah 3, dan temperatur sisi masuk turbin adalah 310 K. Carilah:
  - a. Kerja netto input per satuan massa aliran udara, dalam kJ/kg.

- b. Kapasitas refrigerasi per massa satuan aliran udara, dalam kJ/kg.
- c. Koefisien performansi.
- d. Koefisien performansi siklus refrigerasi reversibel yang beroperasi antara reservoir termal pada  $T_c = 270$  K dan  $T_H = 310$  K.

## BAB IV

### CAMPURAN GAS IDEAL TAK BEREAKSI DAN PSIKROMETRIK

Untuk menentukan keadaan suatu campuran diperlukan komposisi dan harga dua sifat intensif yang saling tidak bergantung seperti temperatur dan tekanan. Misalkan sebuah sistem tertutup yang berisikan campuran gas dari dua atau lebih komponennya. Komposisi campuran bisa dijelaskan dengan *massa* atau *jumlah mol* dari setiap komponen yang ada. Massa dan jumlah mol dan berat molekul dari sebuah komponen *i* dirumuskan:

$$n_i = \frac{m_i}{M_i}$$

dimana, *m* = massa

*n* = jumlah mol

*M<sub>i</sub>* = berat molekul komponen *i*

Jika *m<sub>i</sub>* dalam kilogram, *n<sub>i</sub>* dalam kmol.

Total massa campuran, *m*, adalah jumlah massa komponennya :

$$m = m_1 + m_2 + \dots + m_j = \sum m_i$$

Jumlah relatif komponen yang ada di dalam campuran bisa ditentukan sebagai *fraksi massa*. Fraksi massa, *mf<sub>i</sub>* komponen *i* didefinisikan sebagai:

$$mf_i = \frac{m_i}{m}$$

Daftar fraksi massa dari komponen-komponen sebuah campuran disebut sebagai analisis *gravimetrik*.

Jumlah total mol dalam campuran, *n*, adalah jumlah dari mol masing-masing komponen :

$$n = n_1 + n_2 + \dots + n_j = \sum n_i$$

Daftar fraksi mol dari komponen-komponen campuran disebut analisis *molar*.

Jumlah relatif komponen didalam campuran disebut *fraksi mol*. Fraksi mol *y<sub>i</sub>* dari komponen *i* didefinisikan sebagai :

$$y_i = \frac{n_i}{n}$$

Berat molekul rata-rata dari campuran,  $M$ , didefinisikan sebagai rasio massa total campuran,  $m$ , terhadap jumlah total mol campuran,  $n$  :

$$M = \frac{m}{n}$$

atau :

$$M = \frac{m_1 + m_2 + \dots + m_j}{n}$$

karena  $m_i = n_i M_i$  maka :

$$M = \frac{n_1 M_1 + n_2 M_2 + \dots + n_j M_j}{n}$$

atau :

$$M = \sum_{i=1}^j y_i M_i$$

Sebagai ilustrasi persamaan diatas, perhatikan udara. Sampel udara atmosfer berisi komponen-komponen gas termasuk uap air dan pengotor seperti debu dsb. Istilah *udara kering* merujuk kepada komponen gas ketika semua uap air dan pengotor disingkirkan. Analisis molar udara kering secara umum diberikan pada tabel 1. Berat molekul udara rata-rata udara kering kira-kira:

$$\begin{aligned} M &= 0,7808(28,02) + 0,2095(32,00) + 0,0093(39,94) + 0,0003(44,01) \\ &= 28,97 \text{ kg/kmol} \end{aligned}$$

Tabel 1. Perkiraan komposisi udara kering

Komponen	Fraksi mol (%)
Nitrogen	78,08
Oksigen	20,95
Argon	0,93
Karbon dioksida	0,03
Neon, helium, metana dll	0,01

### Contoh soal

Analisis molar produk gas dari pembakaran bahan bakar hidro karbon adalah CO<sub>2</sub>, 0,08; H<sub>2</sub>, 0,11 ; O<sub>2</sub>, 0,07; N<sub>2</sub>, 0,74. (a) carilah berat molekul dari campuran, (b) Carilah komposisi dalam fraksi massa.

Jawab

(a) Dengan persamaan  $M = \sum_{i=1}^j y_i M_i$  dan berat molekul dari tabel A-1:

$$M = 0,08(44) + 0,11(18) + 0,07(32) + 0,74(28) \\ = 28,46 \text{ kg/kmol}$$

(b) Walaupun jumlah campuran aktual tidak diketahui, perhitungan dapat dilakukan berdasarkan 1 kmol campuran. Hasil perhitungan disajikan pada tabel di bawah, dimana kolom (ii) adalah fraksi mol, kolom (iii) berat molekul gas, kolom (iv) massa setiap gas (perkalian kolom (ii) dengan kolom (iii)), dan kolom (v) adalah fraksi massa dalam persen.

(i) Komponen	(ii) $n_i$		(iii) $M_i$		(iv) $m_i$	(v) $mf_i$ (%)
CO <sub>2</sub>	0,08	x	44	=	3,52	12,37
H <sub>2</sub> O	0,11	x	18	=	1,98	6,96
O <sub>2</sub>	0,07	x	32	=	2,24	7,87
N <sub>2</sub>	0,74	x	28	=	20,72	72,80
	1,00				28,46	100,00

### Hubungan $p$ - $v$ - $T$ Untuk Campuran Gas Ideal

Anggaplah sebuah sistem yang terdiri dari sejumlah gas pada bejana tertutup dengan volume  $V$  seperti gambar 1. Temperatur campuran gas adalah  $T$  dan tekanan adalah  $p$ . Campuran keseluruhan dianggap sebagai gas ideal, sehingga  $p$ ,  $V$ ,  $T$ , dan jumlah mol total campuran  $n$  dihubungkan dengan persamaan gas ideal :

$$p = n \frac{RT}{V}$$

Pembahasan keadaan ini dijelaskan dengan dua model yaitu model *Dalton* dan model *Amagat*.

## Model Dalton

Model Dalton konsisten dengan konsep gas ideal yang dibuat dari molekul-molekul yang gaya tekannya bisa diabaikan dan volumenya bisa diabaikan relatif terhadap volume gas. Karena tidak adanya gaya antar molekul, sifat masing-masing komponen tidak dipengaruhi oleh komponen lainnya. Lebih jauh jika volume yang ditempati molekul sangat kecil terhadap volume total, molekul setiap gas bisa bebas bergerak di keseluruhan volume. Dengan penggambaran seperti ini, model Dalton menyimpulkan bahwa setiap komponen campuran berlaku seperti gas ideal seolah-olah ia sendiri pada campuran dengan suhu  $T$  dan volume  $V$ .

Sesuai dengan model Dalton, komponen individu tidak akan mempunyai tekanan campuran  $p$  tetapi mempunyai *tekanan parsial*. Sehingga jumlah tekanan parsial dari komponen-komponen campuran sama dengan tekanan campuran. Tekanan parsial,  $p_i$ , dirumuskan:

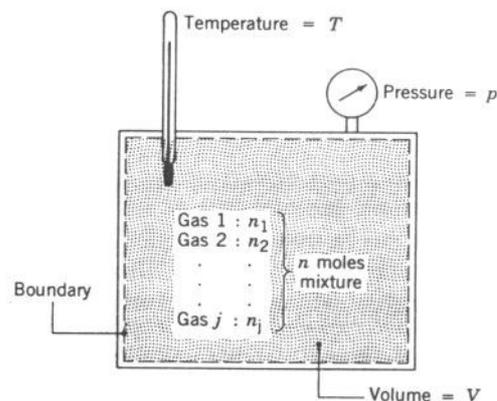
$$p_i = n_i \frac{RT}{V}$$

sehingga :

$$\frac{p_i}{p} = \frac{n_i RT / V}{n RT / V} = \frac{n_i}{n} = y_i$$

dengan :  $p_i$  = tekanan parsial  $i$

$n_i$  = jumlah mol komponen  $i$



Gambar 1. Campuran beberapa gas.

Sehingga tekanan parsial komponen  $i$  bisa dihitung dengan fraksi mol  $y_i$  dan tekanan campuran  $p$ .

$$p_i = y_i p$$

### **Model Amagat**

Yang mendasari model Amagat adalah setiap komponen campuran berlaku seperti gas ideal jika komponen berada terpisah pada tekanan  $p$  dan temperatur  $T$  dari campuran. Volume  $n_i$  komponen  $i$  pada tekanan  $p$  dan temperatur  $T$  disebut *volume parsial*,  $V_i$ . Jumlah volume parsial sama dengan volume total.

$$V_i = n_i \frac{RT}{p}$$

sehingga :

$$\frac{V_i}{V} = \frac{n_i RT / p}{n RT / p} = \frac{n_i}{n} = y_i$$

Volume parsial komponen  $i$  bisa ditulis dalam fraksi mol :

$$V_i = y_i V$$

### **U, H, dan S Untuk Campuran Gas Ideal**

Pada sistem tertutup yang terdiri dari campuran gas ideal:

$$U = U_1 + U_2 + \dots + U_j = \Sigma U_i$$

$$H = H_1 + H_2 + \dots + H_j = \Sigma H_i$$

dimana  $U_i$  dan  $H_i$  adalah energi dalam dan enthalpi dari komponen  $i$  pada temperatur campuran. Energi dalam dan enthalpi dari gas ideal adalah hanya merupakan fungsi temperatur maka harga energi dalam dan enthalpi dari komponen campuran gas ideal juga merupakan hanya fungsi temperatur. Pada basis molar bisa ditulis :

$$n\bar{u} = n_1\bar{u}_1 + n_2\bar{u}_2 + \dots + n_j\bar{u}_j = \Sigma n_i\bar{u}_i$$

$$n\bar{h} = n_1\bar{h}_1 + n_2\bar{h}_2 + \dots + n_j\bar{h}_j = \Sigma n_i\bar{h}_i$$

dimana  $u$  dan  $h$  adalah energi dalam spesifik dan enthalpi spesifik campuran per mol campuran, dan  $u_i$  dan  $h_i$  adalah energi dalam spesifik dan enthalpi spesifik dari komponen  $i$  per mol  $i$ .

$$\bar{u} = \sum_{i=1}^j y_i u_i$$

$$\bar{h} = \sum_{i=1}^j y_i h_i$$

Dengan menggunakan kalor spesifik didapatkan:

$$c_v = \sum_{i=1}^j y_i v_{v,i}$$

$$c_p = \sum_{i=1}^j y_i c_{p,i}$$

Entropi gas ideal tergantung atas 2 sifat, tidak satu sifat seperti energi dalam dan enthalpi. Untuk campuran :

$$S = S_1 + S_2 + \dots + S_j = \sum S_i$$

dimana entropi komponen,  $S_i$  dievaluasi pada temperatur campuran  $T$  dan tekanan parsial  $p_i$  (atau pada temperatur  $T$  dan volume total  $V$ ).

$$nS = n_1 \bar{s}_1 + n_2 \bar{s}_2 + \dots + n_j \bar{s}_j = \sum n_i \bar{s}_i$$

dimana  $s$  adalah entropi campuran per mol campuran dan  $s_i$  adalah entropi komponen  $i$  per mol  $i$ .

$$\bar{s} = \sum_{i=1}^j y_i \bar{s}_i$$

Konversi dari basis massa ke basis molar untuk campuran adalah :

$$\bar{u} = Mu, \quad \bar{h} = Mh, \quad \bar{c}_p = Mc_p, \quad \bar{c}_v = Mc_v, \quad \bar{s} = Ms$$

dan untuk komponen  $i$ :

$$\bar{u}_i = M_i u_i, \quad \bar{h}_i = M_i h_i, \quad \bar{c}_{p,i} = M_i c_{p,i}, \quad \bar{c}_{v,i} = M_i c_{v,i}, \quad \bar{s}_i = M_i s_i$$

### Proses Pencampuran Pada Komposisi Konstan

Berikut ini dibahas jika campuran gas ideal mengalami proses dari suatu keadaan ke keadaan lainnya dimana komposisinya tidak berubah. Hal ini diperlihatkan pada gambar 2. Perubahan energi dalam dan enthalpi campuran selama proses adalah :

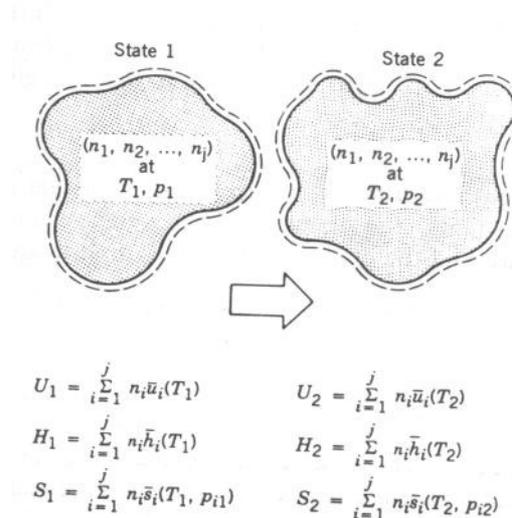
$$U_2 - U_1 = \sum_{i=1}^j n_i [\bar{u}_i(T_2) - \bar{u}_i(T_1)]$$

$$H_2 - H_1 = \sum_{i=1}^j n_i [\bar{h}_i(T_2) - \bar{h}_i(T_1)]$$

dimana  $T_1$  dan  $T_2$  adalah temperatur pada awal dan akhir proses. Dengan membagi dengan jumlah mol campuran,  $n$ , energi dalam campuran dan enthalpi campuran per mol campuran adalah :

$$\Delta u = \sum_{i=1}^j y_i [\bar{u}_i(T_2) - \bar{u}_i(T_1)]$$

$$\Delta h = \sum_{i=1}^j y_i [\bar{h}_i(T_2) - \bar{h}_i(T_1)]$$



Gambar 2. Proses campuran gas ideal.

Dengan cara yang sama, perubahan entropi campuran adalah :

$$S_2 - S_1 = \sum_{i=1}^j n_i [\bar{s}_i(T_2, p_{i2}) - \bar{s}_i(T_1, p_{i1})]$$

dimana  $p_{i1}$  dan  $p_{i2}$  masing-masing adalah tekanan parsial pada kondisi awal dan akhir untuk komponen  $i$ . Dengan membagi dengan mol total campuran :

$$\Delta s = \sum_{i=1}^j y_i [\bar{s}_i(T_2, p_{i2}) - \bar{s}_i(T_1, p_{i1})]$$

Persamaan-persamaan diatas bisa dirobah untuk basis massa.

### Tabel Gas Ideal

Harga  $u_i$  dan  $h_i$  untuk beberapa gas ideal bisa dilihat pada tabel A-16 sampai tabel A-22. Tabel A-16 adalah untuk udara dengan basis massa. Tabel gas ideal bisa juga dipakai untuk menghitung perubahan entropi. Perubahan entropi bisa dicari dengan persamaan :

$$\Delta s_i = \bar{s}_i^0(T_2) - \bar{s}_i^0(T_1) - R \ln \frac{p_{i2}}{p_{i1}}$$

Karena komposisi campuran konstan, rasio tekanan parsial di rumus tersebut adalah sama dengan rasio tekanan campuran.

$$\frac{p_{i2}}{p_{i1}} = \frac{y_i p_2}{y_i p_1} = \frac{p_2}{p_1}$$

Pada komposisi konstan, perubahan entropi spesifik komponen  $i$  :

$$\Delta s_i = s_i^0(T_2) - s_i^0(T_1) - R \ln \frac{p_2}{p_1}$$

dimana  $p_1$  dan  $p_2$  adalah tekanan campuran pada kondisi awal dan akhir. Notasi  $s_i^0$  sebagai fungsi temperatur, harganya untuk beberapa gas bisa dilihat pada tabel A-17 sampai tabel A-22. Tabel A-16 adalah harga  $s^0$  untuk udara vs temperatur.

#### Evaluasi Kalor Spesifik Konstan

Jika kalor spesifik  $c_{v,i}$  dan  $c_{p,i}$  komponen dianggap konstan, energi dalam spesifik, enthalpi spesifik dan perubahan entropi spesifik dari campuran dan komponennya diberikan oleh persamaan berikut:

$$\begin{aligned} \Delta u &= c_v(T_2 - T_1), & \Delta u_i &= c_{v,i}(T_2 - T_1) \\ \Delta h &= c_p(T_2 - T_1), & \Delta h_i &= c_{p,i}(T_2 - T_1) \\ \Delta s &= c_p \ln(T_2/T_1) - R \ln(p_2/p_1), & \Delta s_i &= c_{p,i} \ln(T_2/T_1) - R \ln(p_2/p_1) \end{aligned}$$

#### Mencampur Gas Ideal

Seperti semua proses yang spontan, mencampur gas yang berbeda adalah proses ireversibel. Pekerjaan mencampur merupakan sumber ireversibel sebab campuran terbentuk secara spontan. Masukan energi dari lingkungan diperlukan untuk memisahkan gas dan mengembalikannya ke kondisi awal.

## APLIKASI PSIKROMETRIK

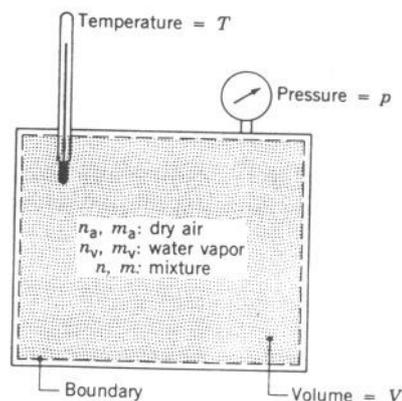
### Udara Basah

Udara basah yaitu campuran udara kering dan uap air dimana udara kering dianggap sebagai komponen murni. Oleh sebab itu campuran ini bisa dianggap sesuai dengan konsep campuran gas ideal.

Gambar 3 adalah sebuah sistem tertutup yang terdiri dari udara basah yang menempati volume  $V$  pada tekanan campuran  $p$  dan temperatur campuran  $T$ . Campuran keseluruhan dianggap memenuhi persamaan gas ideal. Sehingga:

$$p = \frac{nRT}{V} = \frac{m(R/M)T}{V}$$

dimana  $n$ ,  $m$ , dan  $M$  merupakan berturut-turut mol, massa, dan berat molekul campuran.



Gambar 3. Campuran udara kering dan uap air.

Setiap komponen campuran dianggap seolah-olah berdiri sendiri di dalam volume  $V$  pada temperatur campuran  $T$  sambil menggunakan sebagian tekanan. Tekanan campuran adalah jumlah tekanan parsial dari udara kering dan uap air. Dengan rumus gas ideal didapatkan :

$$p_a = \frac{n_a RT}{V} = \frac{m_a (R/M_a) T}{V}$$

$$p_v = \frac{n_v RT}{V} = \frac{m_v (R/M_v) T}{V}$$

dengan :  $p$  = tekanan parsial komponen

$n$  = jumlah mol komponen

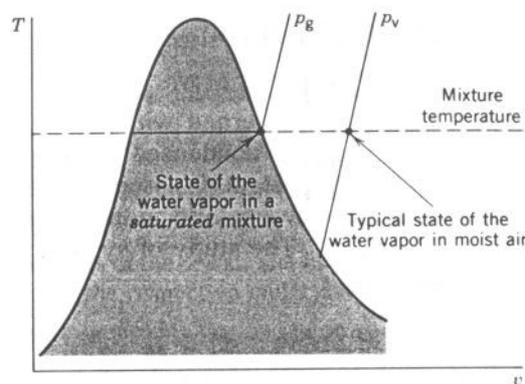
$m$  = berat massa

$M$  = berat molekul

$a, v$  = masing-masing adalah notasi untuk udara kering dan uap air.

Jumlah uap air yang ada biasanya kurang dari jumlah udara kering, sehingga harga  $n_v, m_v$  dan  $p_v$  kecil relatif terhadap harga  $n_a, m_a$  dan  $p_a$ .

Keadaan umum uap air di dalam udara basah diperlihatkan pada gambar 4. Pada kondisi tekanan parsial  $p_v$  dan temperatur campuran  $T$ , uap adalah panas lanjut (superheat). Jika tekanan parsial uap air adalah sama dengan tekanan jenuh air pada temperatur campuran,  $p_g$ , campuran disebut *jenuh*. *Udara jenuh* adalah campuran udara kering dan uap air jenuh.



Gambar 4. Diagram T-v untuk uap air di dalam campuran udara-air.

### Rasio Kelembaban dan Kelembaban Relatif

Rasio kelembaban,  $\omega$  : adalah rasio/perbandingan massa uap air terhadap massa udara kering.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a}$$

Rasio kelembaban (humidity ratio) disebut juga *kelembaban spesifik*.

Lebih lanjut rumus rasio kelembaban bisa dijabarkan :

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{M_v p_v V / RT}{M_a p_a V / RT} = \frac{M_v p_v}{M_a p_a}$$

karena  $p_a = p - p_v$  dan rasio berat molekul air terhadap udara kering adalah 0,622, rumus diatas bisa ditulis:

$$\omega = 0,622 \frac{P_v}{P - P_v}$$

Kelembaban relatif,  $\phi$ , didefinisikan sebagai rasio/perbandingan fraksi mol uap air,  $y_v$  pada udara basah yang diukur terhadap fraksi mol uap air,  $y_{v,sat}$ , pada udara basah jenuh pada temperatur dan tekanan yang sama.

Atau :

$$\phi = \frac{y_v}{y_{v,sat}} \Big|_{T,p}$$

dan  $p_v = y_v \cdot p$  ;  $p_g = y_{v,sat} \cdot p$  maka :

$$\phi = \frac{p_v}{p_g} \Big|_{T,p} \quad (\text{lihat gambar 4}).$$

Rasio kelembaban bisa dicari dengan alat yang bernama : *higrometer* dimana sampel udara basah direaksikan dengan zat kimia hingga semua uap air yang ada diserap. Jumlah uap air yang diserap dicari dengan menimbang zat kimia tersebut. Harga  $U$ ,  $H$  dan  $S$  dari udara basah bisa dicari dengan menjumlahkan harga masing-masing komponen, contohnya harga entalpi udara basah adalah:

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v$$

atau:

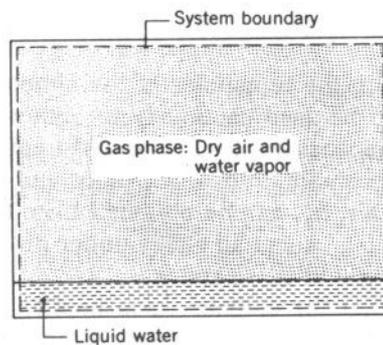
$$\frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} h_v = h_a + \omega h_v$$

Harga entalpi udara kering dan uap air pada persamaan di atas diukur pada temperatur campuran. Merujuk ke tabel data uap atau diagram Mollier untuk air menunjukkan bahwa enthalpi uap air panas lanjut pada tekanan uap rendah hampir sama dengan harga uap jenuh pada temperatur yang sama. atau  $h_v \approx h_g(T)$ .

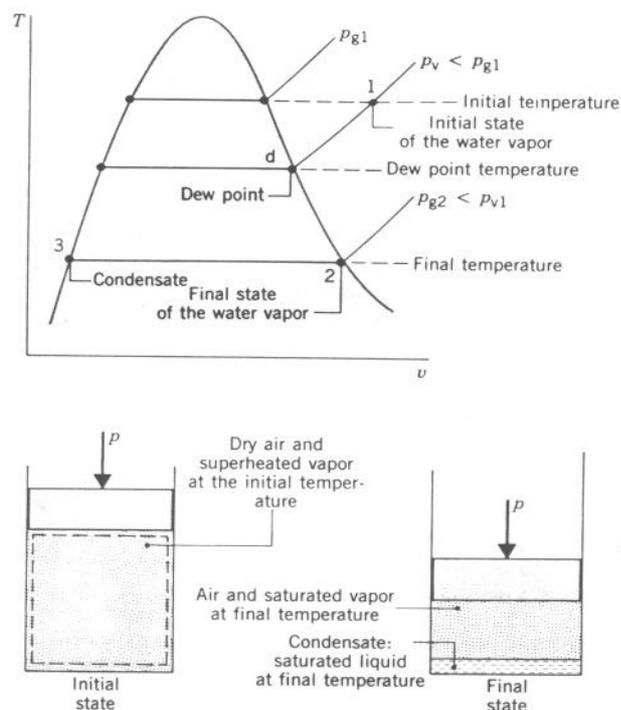
### Titik Embun (Dew Point)

Jika temperatur turun, uap air yang ada di udara bisa berkondensasi. Fenomena ini umumnya bisa dijumpai misalnya pada pipa yang mengalirkan air dingin.

Pada gambar 5, adalah sebuah sistem tertutup yang didalamnya terdapat udara basah. Udara didinginkan pada tekanan konstan, diagram  $T-v$  nya bisa dilihat pada gambar 6.



Gambar 5. Sistem yang terdiri dari udara basah yang bersinggungan dengan air.



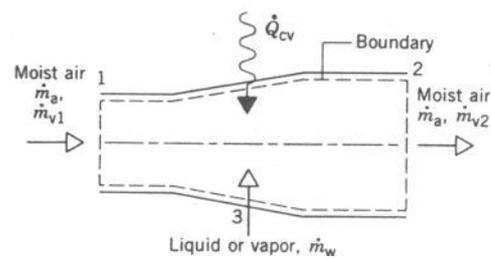
Gambar 6. Keadaan air pada udara basah yang didinginkan pada tekanan campuran konstan.

Pertama-tama, uap air adalah pada kondisi panas lanjut dititik 1. Pada tahap pertama pendinginan, tekanan dan komposisi uap air konstan. Karena  $p_v = y_v \cdot p$ , tekanan parsial uap air berada dalam keadaan konstan dan uap air akan dingin pada  $p_v$  konstan dari titik 1 ke titik d yang disebut *titik embun*. Temperatur jenuh pada  $p_v$  disebut *temperatur embun*. Pada bagian selanjutnya dari proses pendinginan, sistem akan didinginkan dibawah temperatur titik embun dan uap air akan mulai berkondensasi. Sisa uap air yang masih berupa gas akan jenuh pada temperatur akhir (final), titik 2 pada

gambar 6, dengan tekanan parsial sama dengan tekanan jenuh  $p_{g2}$ . Kondensat akan menjadi cairan jenuh pada temperatur akhir, titik 3 pada gambar 6. Tekanan parsial turun dari  $p_v$  ke  $p_{g2}$  karena fraksi mol uap air yang ada pada kondisi akhir lebih rendah dibandingkan dengan kondisi awal karena adanya kondensasi.

### Penerapan Konservasi Massa dan Konservasi Energi pada Sistem Psikrometrik.

Piranti-piranti pada proses pengkondisian udara (AC) seperti pemanasan, pendinginan, pelembaban atau penurunan kelembaban biasanya dianalisis pada basis volume atur. Gambar 7, memperlihatkan piranti dengan dua saluran masuk dan satu saluran keluar. Aliran udara basah masuk pada seksi 1, aliran udara basah keluar pada seksi 2, dan aliran air masuk pada seksi 3. Aliran air bisa cair atau uap. Perpindahan kalor dengan laju  $Q_{cv}$  bisa terjadi antara volume atur dengan lingkungannya.



Gambar 7. Sistem untuk pengkondisian udara basah.

Pada kondisi stedi, berlaku:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \quad (\text{udara kering})$$

$$\dot{m}_{v1} = \dot{m}_w = \dot{m}_{v2} \quad (\text{air})$$

sedangkan :

$$\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_a \quad \text{dan} \quad \dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_a$$

kesetimbangan massa air:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1)$$

Jika air ditambahkan pada seksi 3,  $\omega_2$  akan lebih besar dari  $\omega_1$ .

Dengan mengasumsikan  $W_{cv} = 0$  dan mengabaikan semua efek energi kinetik dan potensial, kesetimbangan laju energi pada kondisi stedi menjadi:

$$0 = Q_{cv} + (m_a h_{a1} + m_{v1} h_{v1}) + m_w h_w - (m_a h_{a2} + m_{v2} h_{v2})$$

Untuk analisis piranti AC, entalpi uap air masuk dan keluar bisa dievaluasi sebagai entalpi uap jenuh, sehingga menghasilkan:

$$0 = Q_{cv} + (m_a h_{a1} + m_{v1} h_{g1}) + m_w h_w - (m_a h_{a2} + m_{v2} h_{g2})$$

dan: 
$$0 = Q_{cv} + m_a(h_{a1} + \omega_1 h_{g1}) + m_w h_w - m_a(h_{a2} + \omega_2 h_{g2})$$

$$0 = Q_{cv} + m_a[(h_{a1} - h_{a2}) + \omega_1 h_{g1} + (\omega_2 - \omega_1)h_w - \omega_2 h_{g2}]$$

Yang bergaris pertama bisa dievaluasi dari Tabel A-16 dan yang bergaris kedua bisa dievaluasi menggunakan data tabel uap bersama-sama dengan harga  $\omega_2$  dan  $\omega_1$  yang diketahui.

### Saturasi Adiabatik Dan Temperatur Wet Bulb (Basah)

Rasio kelembaban campuran uap air – udara bisa ditentukan jika tiga parameter sifat campuran diketahui yaitu : tekanan  $p$ , temperatur  $T$ , dan temperatur saturasi adiabatik  $T_{as}$ . Persamaan yang menghubungkan ketiga ini adalah:

$$\omega = \frac{h_a(T_{as}) - h_a(T) + \omega' [h_g(T_{as}) - h_f(T_{as})]}{h_g(T) - h_f(T_{as})}$$

dimana:  $h_f$  dan  $h_g$  adalah entalpi air jenuh dan uap air jenuh.

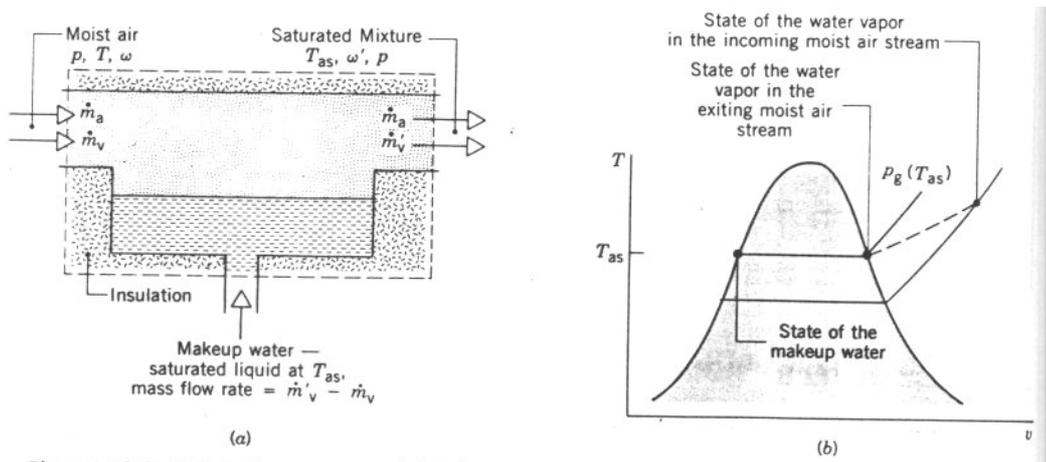
$h_a$  = entalpi udara kering.

$$\omega' = 0,622 \frac{p_g(T_{as})}{p - p_g(T_{as})}$$

$p_g(T_{as})$  = tekanan jenuh pada temperatur saturasi adiabatik

$p$  = tekanan campuran

Gambar 8 memperlihatkan proses saturasi adiabatik, udara basah mengalir melalui dua saluran masuk dan satu saluran keluar. Tidak ada perpindahan kalor ke lingkungan.



Gambar 8. Saturator adiabatik. (a) Skema. (b) Gambaran Proses.

Campuran uap air – udara dengan rasio kelembaban yang tidak diketahui memasuki peralatan pada tekanan  $p$  dan temperatur  $T$ . Ketika campuran mengalir di dalam piranti, campuran bersinggungan dengan air. Jika campuran yang masuk berada pada kondisi tidak jenuh ( $\phi < 100\%$ ), sebagian air akan menguap. Energi yang diperlukan untuk menguapkan air diambil dari udara basah, sehingga temperatur campuran akan menurun. Untuk saluran yang panjang, campuran akan menjadi jenuh (saturasi) pada sisi keluar ( $\phi = 100\%$ ). Karena campuran jenuh dicapai tanpa energi dari lingkungan, temperatur campuran pada sisi keluar disebut temperatur *saturasi adiabatik*.

Kesetimbangan energi untuk gambar diatas:

$$(m_a h_a + m_v h_v)_{\text{udara basah masuk}} + [(m_v' - m_v) h_w]_{\text{air penambah}} = (m_a h_a + m_v' h_v)_{\text{udara basah keluar}}$$

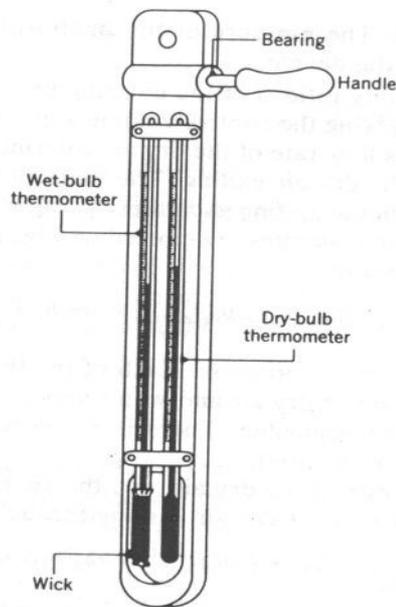
atau dalam satuan massa udara kering ( $m_a$ ) :

$$(h_a + \omega h_g)_{\text{udara basah masuk}} + [(\omega' - \omega) h_f]_{\text{air penambah}} = (h_a + \omega' h_g)_{\text{udara basah keluar}}$$

dimana:  $\omega = m_v/m_a$ , dan  $\omega' = m_v'/m_a$

Untuk campuran udara – uap air pada jangkauan tekanan dan temperatur normal udara atmosfer, temperatur saturasi adiabatik hampir sama dengan temperatur udara basah  $T_{wb}$ . Karenanya untuk menentukan rasio kelembaban  $\omega$  untuk campuran tersebut, temperatur basah bisa digunakan bagi persamaan-persamaan sebelumnya.

Temperatur basah bisa diukur dari termometer *wet bulb*. Piranti *psikrometer sling* bisa digunakan untuk mengukur temperatur basah dan temperatur kering bersamaan.

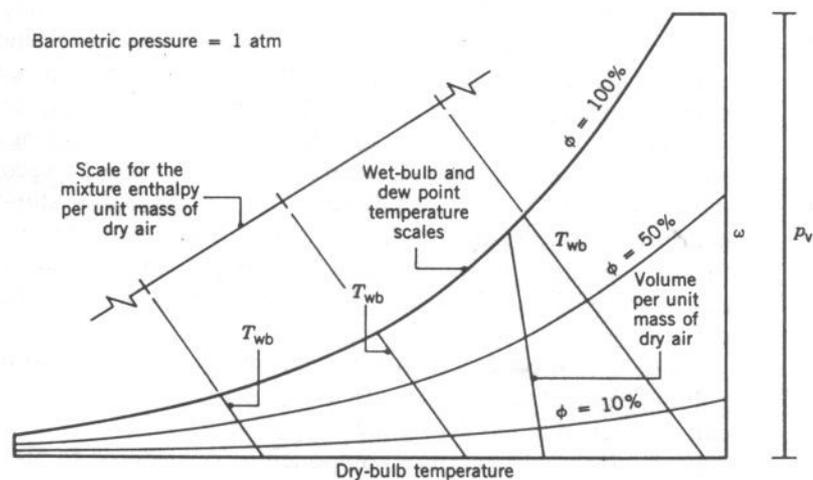


Gambar 9. Psychrometer sling.

## Grafik Psikrometrik

Penggambaran secara grafik beberapa sifat penting udara basah diberikan dalam bentuk *grafik psikrometrik*. Bentuk umumnya bisa dilihat pada gambar 10. grafik yang lebih komplit bisa dilihat pada Gambar A-9. Grafik ini dibatasi hanya untuk tekanan 1 atm, tetapi bisa dikembangkan untuk tekanan yang lain.

Dari gambar 10, absisi adalah temperatur kering (dry bulb temperatur) dan ordinat adalah rasio kelembaban. Untuk grafik SI, temperatur dalam °C dan  $\omega$  dalam kg atau g uap air per kg udara kering.



Gambar 10. Grafik Psychrometric.

Temperatur embun untuk kondisi udara basah tertentu bisa dicari dengan mengikuti garis  $\omega$  konstan hingga  $\phi = 100\%$ , dan titik embun adalah temperatur udara kering pada titik ini.

Parameter penting lainnya yang bisa dilihat pada grafik psikrometrik adalah temperatur basah ( $T_{wb}$ ). Seperti terlihat pada gambar 10, garis  $T_{wb}$  konstan bergerak dari kiri atas ke kanan bawah.

## APLIKASI PSIKROMETRIK

### Dehumidifikasi

Jika aliran udara basah didinginkan pada tekanan campuran konstan ke temperatur dibawah temperatur titik embun, sebagian kondensasi akan terjadi. Gambar 11 menggambarkan sebuah *dehumidifier* (alat dehumidifikasi) yang menggunakan prinsip ini. Udara basah memasuki titik 1 dan mengalir melalui koil pendingin (cooling coil). Beberapa uap air yang ada di udara basah mengkondensasi, dan campuran udara basah jenuh keluar *dehumidifier* pada titik 2. Udara dari titik 2 kemudian melalui koil pemanas (heating coil) supaya temperatur udara naik kembali setelah turun pada saat terjadinya kondensasi.

Pada kondisi stedi,

$$m_{a1} = m_{a2} \quad (\text{udara kering})$$

$$m_{v1} = m_w + m_{v2} \quad (\text{air})$$

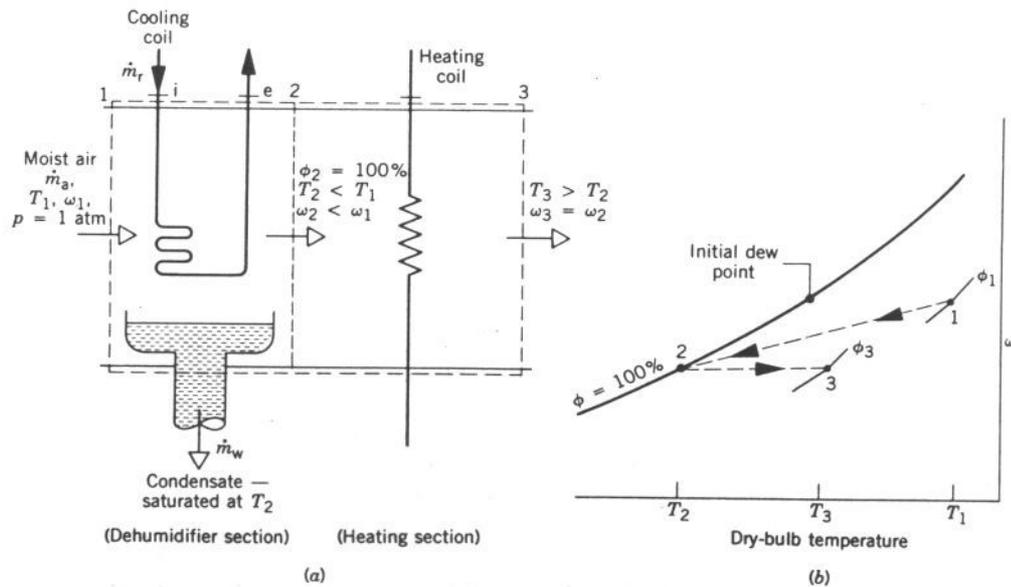
$$m_w = m_{v1} - m_{v2}$$

sedangkan :

$$m_{v1} = \omega_1 m_a \quad \text{dan} \quad m_{v2} = \omega_2 m_a$$

jumlah air yang mengalami kondensasi per satuan massa udara kering yang mengalir adalah:

$$\frac{m_w}{m_a} = \omega_1 - \omega$$



Gambar 11. Dehumidifikasi. (a) Skema peralatan. (b) Gambaran bagan psikrometrik.

Karena tidak ada uap air yang ditambahkan atau dikeluarkan pada bagian pemanas maka:  $\omega_2 = \omega_3$ . Laju refrigeran yang melalui koil pendingin adalah  $m_r$ , dan  $W_{cv} = 0$  maka keseimbangan energi menjadi:

$$0 = m_r(h_i - h_e) + (m_a h_{a1} + m_{v1} h_{v1}) - m_w h_w - (m_a h_{a2} + m_{v2} h_{v2})$$

dimana  $h_i$  dan  $h_e$  adalah masing-masingnya harga entalpi refrigeran sisi masuk dan sisi keluar. Sehingga:

$$0 = m_r(h_i - h_e) + m_a[(h_{a1} - h_{a2}) + \omega_1 h_{g1} - \omega_2 h_{g2} - (\omega_1 - \omega_2)h_{f2}]$$

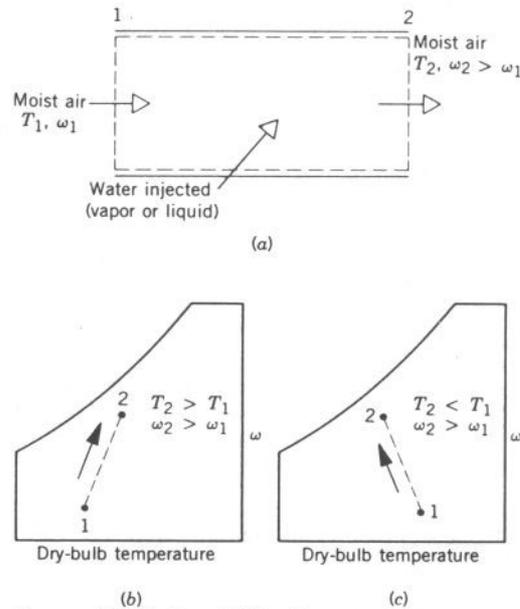
Pada  $T_2$ ,  $h_w = h_{f2}$ , maka laju aliran massa refrigeran per satuan massa udara kering yang melalui alat ini adalah:

$$\frac{m_r}{m_a} = \frac{(h_{a1} - h_{a2}) + \omega_1 h_{g1} - \omega_2 h_{g2} - (\omega_1 - \omega_2)h_{f2}}{h_e - h_i}$$

Proses ini pada grafik psikrometrik bisa dilihat pada gambar 11b.

### Humidifikasi

Humidifikasi adalah kebalikan dari dehumidifikasi, dimana dalam hal ini kandungan uap air di dalam udara dinaikkan. Satu cara dalam melakukan ini adalah dengan menginjeksikan uap air. Alternatif lain dengan air disemprot ke udara. Kedua cara ini secara skematik bisa dilihat pada gambar 12.

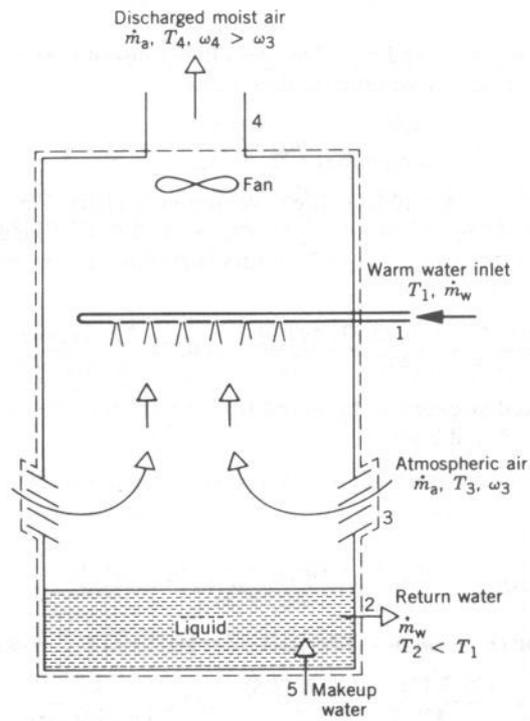


Gambar 12. Humidifikasi. (a) Volume diatur. (b) Uap diinjeksikan. (c) Cairan diinjeksikan.

Temperatur udara basah ketika keluar *humidifier* (alat untuk humidifikasi) tergantung kondisi air yang diberikan. Jika temperatur uap yang diinjeksikan relatif tinggi, rasio kelembaban dan temperatur kering akan naik. Hal ini bisa dilihat pada gambar 12b. Jika air diinjeksikan, udara basah yang keluar humidifier akan mempunyai temperatur lebih rendah dari temperatur udara pada sisi masuk. Hal ini digambarkan oleh gambar 12c.

### Cooling Tower (Menara Pendingin)

Menara pendingin digunakan untuk membuang sejumlah energi ke lingkungan dengan proses perpindahan panas. Menara pendingin bisa beroperasi secara alami atau konveksi paksa. Gambar 15 memperlihatkan salah satu contoh konstruksi menara pendingin. Air panas masuk pada sisi 1 dan disemprotkan dari puncak menara. Udara atmosfer ditarik masuk pada sisi 3 oleh kipas angin di puncak menara. Ketika dua aliran berinteraksi, sejumlah kecil fraksi aliran air menguap ke udara basah, yang keluar pada sisi 4 dengan rasio kelembaban yang lebih besar dibandingkan ketika masuk pada sisi 3. Energi yang diperlukan untuk penguapan diberikan oleh air yang tidak menguap sehingga air yang keluar pada sisi 2 akan mempunyai temperatur lebih rendah dari pada ketika masuk disisi 1. Karena adanya penguapan air yang terjadi maka harus dilakukan penambahan air pada sisi 5 sehingga jumlah air yang keluar sama dengan jumlah air yang masuk.



Gambar 15. Skema Menara Pendingin (Cooling Tower).

## Soal-soal

- Jawablah pertanyaan-pertanyaan berikut yang berkaitan dengan campuran dua macam gas:
  - Kapan analisis campuran dalam fraksi massa akan identik dengan analisis dalam fraksi mol?
  - Kapan berat molekul campuran akan sama dengan rata-rata berat molekul dua gas?
- Analisis molar dari campuran gas pada  $60^{\circ}\text{C}$ , 1 bar adalah 70%  $\text{N}_2$ , 20%  $\text{CO}_2$ , 10%  $\text{O}_2$ . Carilah:
  - analisis dalam fraksi massa.
  - tekanan parsial setiap komponen, dalam bar.
  - volume yang ditempati oleh 20 kg campuran, dalam  $\text{m}^3$ .
- Gas alam pada  $27^{\circ}\text{C}$ , 1 bar memasuki dapur dengan analisis molar berikut: 40% propana ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ), 40% ethana ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ), 20% methana ( $\text{CH}_4$ ). Carilah:
  - analisis dalam fraksi massa.
  - tekanan parsial setiap komponen, dalam bar.
  - laju aliran massa, dalam kg/s, untuk laju aliran volume  $10^3/\text{s}$ .
- Sebuah tangki tertutup yang mempunyai volume  $0,1\text{ m}^3$  berisi 0,7 kg  $\text{N}_2$ , dan 1,1 kg  $\text{CO}_2$  pada  $27^{\circ}\text{C}$ . Carilah :
  - komposisi dalam fraksi massa.
  - komposisi dalam fraksi mol.
  - tekanan parsial setiap komponen, dalam bar.
  - tekanan campuran, dalam bar.
  - perpindahan kalor, dalam kJ, yang diperlukan untuk membuat campuran menjadi  $127^{\circ}\text{C}$ .
  - perubahan entropi campuran untuk proses (e) dalam kJ/K
- Sebuah campuran mempunyai analisis dalam basis massa : 50%  $\text{N}_2$ , 30%  $\text{CO}_2$ , 20%  $\text{O}_2$ , dikompresi secara adiabatik dari 1 bar,  $7^{\circ}\text{C}$  ke 5 bar,  $177^{\circ}\text{C}$ . Carilah:
  - kerja, dalam kJ per kg campuran.
  - jumlah entropi yang dihasilkan, dalam kJ/K per kg campuran.

## BAB V

### CAMPURAN BEREAKSI : PEMBAKARAN

#### Pembakaran Bahan Bakar Padat

Pembakaran pada bahan bakar adalah kombinasi kimia dengan oksigen. Hal-hal yang penting pada pembakaran:

1. Jika karbon dibakar dengan jumlah oksigen yang cukup, karbon dioksida dihasilkan dengan disertai sejumlah panas. Reaksi kimianya adalah sbb:



atau  $12 \text{ kg} + 32 \text{ kg} = 44 \text{ kg}$  (berdasarkan berat)

atau  $1 \text{ kg} + 8/3 \text{ kg} = 11/3 \text{ kg}$

Artinya bahwa 1 kg karbon memerlukan 8/3 kg oksigen untuk menyelesaikan pembakaran, dan menghasilkan 11/3 kg gas karbon dioksida.

2. Jika oksigen tidak tersedia dengan cukup, maka pembakaran karbon tidak sempurna. Sehingga akan menghasilkan karbon monoksida daripada karbon dioksida.



atau  $2 \times 12 \text{ kg} + 2 \times 16 \text{ kg} = 2 \times 28 \text{ kg}$  (berdasarkan berat)

atau  $1 \text{ kg} + 4/3 \text{ kg} = 7/3 \text{ kg}$

3. Jika karbon monoksida dibakar lebih lanjut, akan menghasilkan karbon dioksida, maka:



atau  $2 \times 28 \text{ kg} + 2 \times 16 \text{ kg} = 2 \times 44 \text{ kg}$  (berdasarkan berat)

atau  $1 \text{ kg} + 4/7 \text{ kg} = 11/7 \text{ kg}$

4. Jika belerang (sulfur) dibakar, akan menghasilkan sulfur dioksida dengan persamaan kimia:

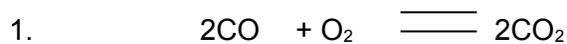


atau  $32 \text{ kg} + 2 \times 16 \text{ kg} = 64 \text{ kg}$  (berdasarkan berat)

atau  $1 \text{ kg} + 1 \text{ kg} = 2 \text{ kg}$

### Pembakaran Bahan Bakar Gas

Bahan bakar gas biasanya diukur berdasarkan volume (dalam m<sup>3</sup>). Berikut ini adalah reaksi-reaksi kimia penting dengan oksigen dari bahan bakar gas:



atau :  $2 \text{ Vol} + 1 \text{ Vol} = 2 \text{ Vol}$

$2 \text{ m}^3 + 1 \text{ m}^3 = 2 \text{ m}^3$  (berdasarkan volume)

$2 \times 28 \text{ kg} + 1 \times 32 \text{ kg} = 2 \times 44 \text{ kg}$  (berdasarkan berat)

$1 \text{ kg} + 4/7 \text{ kg} = 11/7 \text{ kg}$

artinya, 2 volume karbon monoksida membutuhkan 1 volume oksigen dan menghasilkan 2 volume karbon dioksida, atau 1 kg karbon monoksida memerlukan 4/7 kg oksigen untuk menghasilkan 11/7 kg karbon dioksida.



atau :  $2 \text{ Vol} + 1 \text{ Vol} = 2 \text{ Vol}$

$2 \text{ m}^3 + 1 \text{ m}^3 = 2 \text{ m}^3$  (berdasarkan volume)

$2 \times 2 \text{ kg} + 1 \times 32 \text{ kg} = 2 \times 18 \text{ kg}$  (berdasarkan berat)

$1 \text{ kg} + 8 \text{ kg} = 9 \text{ kg}$

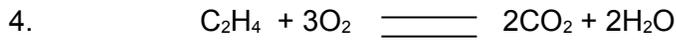


atau :  $1 \text{ Vol} + 2 \text{ Vol} = 1 \text{ Vol} + 2 \text{ Vol}$

$1 \text{ m}^3 + 2 \text{ m}^3 = 1 \text{ m}^3 + 2 \text{ m}^3$  (berdasarkan volume)

$$16 \text{ kg} + 2 \times 32 \text{ kg} = 44 \text{ kg} + 2 \times 18 \text{ kg} \text{ (berdasarkan berat)}$$

$$1 \text{ kg} + 4 \text{ kg} = 11/4 \text{ kg} + 9/4 \text{ kg}$$



atau :  $1 \text{ Vol} + 3 \text{ Vol} = 2 \text{ Vol} + 2 \text{ Vol}$

$$1 \text{ m}^3 + 3 \text{ m}^3 = 2 \text{ m}^3 + 2 \text{ m}^3 \quad \text{(berdasarkan volume)}$$

$$28 \text{ kg} + 3 \times 32 \text{ kg} = 2 \times 44 \text{ kg} + 2 \times 18 \text{ kg} \text{ (berdasarkan berat)}$$

$$1 \text{ kg} + 24/7 \text{ kg} = 22/7 \text{ kg} + 9/7 \text{ kg}$$

### Berat Minimum Udara Yang Diperlukan Untuk Pembakaran Sempurna

Berat teoritis atau berat minimum oksigen (atau volume) yang dibutuhkan untuk pembakaran sempurna 1 kg bahan bakar bisa dicari dari analisis kimia bahan bakar. Misalkan 1 kg bahan bakar:

$$\text{Berat karbon} = C \text{ kg}$$

$$\text{Berat hidrogen} = H_2 \text{ kg}$$

$$\text{Berat Sulfur} = S \text{ kg}$$

Kita tahu bahwa 1 kg karbon memerlukan 8/3 kg oksigen untuk pembakaran sempurna, dengan cara yang sama, 1 kg hidrogen memerlukan 8 kg oksigen dan 1 kg sulfur memerlukan 1 kg oksigen.

Oksigen total yang diperlukan untuk pembakaran sempurna untuk 1 kg bahan bakar:

$$= \frac{8}{3}C + 8H_2 + S \text{ kg}$$

Jika ada sejumlah oksigen (katakanlah  $O_2$  kg) terdapat pada bahan bakar, maka oksigen total yang diperlukan untuk pembakaran sempurna 1 kg bahan bakar:

$$= \left[ \frac{8}{3}C + 8H_2 + S \right] - O_2 \text{ kg}$$

Oksigen untuk pembakaran umumnya berasal dari udara, yang sebagian besar adalah unsur nitrogen dan oksigen serta sejumlah kecil karbon dioksida dan unsur-unsur lainnya seperti argon, neon, kripton dsb. Tetapi untuk perhitungan, komposisi udara diambil sebagai berikut:

Nitrogen (N <sub>2</sub> ) = 77%	Oksigen (O <sub>2</sub> ) = 23%	berdasarkan berat
Nitrogen (N <sub>2</sub> ) = 79%	Oksigen (O <sub>2</sub> ) = 21%	berdasarkan volume

Sehingga untuk mendapatkan 1 kg oksigen, jumlah air yang diperlukan:

$$= 100/23 = 4,35 \text{ kg} \quad \text{berdasarkan berat.}$$

Udara minimum yang diperlukan untuk pembakaran 1 kg bahan bakar:

$$= \frac{100}{23} \left[ \frac{8}{3} C + 8H_2 + S - O_2 \right] \text{ kg}$$

### **Volume Minimum Udara Yang Diperlukan Untuk Pembakaran Sempurna**

Volume oksigen yang diperlukan untuk pembakaran sempurna 1 m<sup>3</sup> gas bahan bakar bisa dihitung dari analisis kimia bahan bakar. Misalkan 1 m<sup>3</sup> bahan bakar gas mengandung:

- volume karbon monoksida	= CO m <sup>3</sup>
- volume hidrogen	= H <sub>2</sub> m <sup>3</sup>
- Volume metana	= CH <sub>4</sub> m <sup>3</sup>
- Volume ethylen	= C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> m <sup>3</sup>

sedangkan

- 2 volume CO memerlukan 1 volume O<sub>2</sub> atau 1 vol. CO memerlukan 0,5 vol. O<sub>2</sub>
- 2 volume H<sub>2</sub> memerlukan 1 volume O<sub>2</sub> atau 1 vol. H<sub>2</sub> memerlukan 0,5 vol O<sub>2</sub>
- 1 vol. Metana memerlukan 2 vol. O<sub>2</sub> dan
- 1 Vol. Ethylen memerlukan 3 vol. O<sub>2</sub>.

Jadi total oksigen yang dibutuhkan untuk pembakaran sempurna 1 m<sup>3</sup> bahan bakar:

$$= 0,5 \text{ CO} + 0,5 \text{ H}_2 + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4 \text{ m}^3$$

Jika sejumlah oksigen sudah ada di bahan bakar (katakanlah sejumlah O<sub>2</sub> m<sup>3</sup>), maka oksigen total yang diperlukan untuk pembakaran sempurna 1 m<sup>3</sup> bahan bakar:

$$= [0,5 \text{ CO} + 0,5 \text{ H}_2 + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4] - \text{O}_2 \text{ m}^3$$

Karena oksigen di udara ada sebanyak 21%, maka volume udara minimum yang diperlukan untuk pembakaran 1 m<sup>3</sup> bahan bakar:

$$= \frac{100}{21} [(0,5\text{CO} + 0,5\text{H}_2 + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4) - \text{O}_2] \text{ m}^3$$

### Konversi Analisis Volumetrik ke Analisis Berat atau Analisis Gravimetrik

Jika komposisi volumetrik bahan bakar gas diketahui, maka bisa dikonversikan ke komposisi gravimetrik dengan menggunakan hukum Avogadro:

1. Kalikan volume tiap kandungan dengan berat molekulnya. Ini akan memberikan berat proporsional kandungan.
2. Jumlahkan berat-berat ini dan bagi masing-masing berat dengan berat total ini, dan nyatakan dalam persen.
3. Ini akan memberikan analisis persen dalam berat.

Contoh berikut akan menjelaskan hal ini.

#### Contoh Soal:

*Analisis volumetrik gas adalah: CO<sub>2</sub> 14%, CO 1%, O<sub>2</sub> 5% dan N<sub>2</sub> 80%. Hitunglah komposisi gas bahan bakar berdasarkan berat.*

#### Jawab

Kandungan gas	Volume dalam 1 m <sup>3</sup> gas asap (a)	Berat molekul (b)	Berat proporsional (c)=(a×b)	Berat dalam kg per kg gas asap (d)=(c)/Σ(c)	% berdasarkan berat =dx100
CO <sub>2</sub>	0,14	44	6,16	6,16/30,44=0,202	20,2%
CO	0,01	28	0,28	0,28/30,44=0,009	0,9%
O <sub>2</sub>	0,05	32	1,60	1,60/30,44=0,053	5,3%
N <sub>2</sub>	0,80	28	22,40	22,40/30,44=0,736	73,6%
Total	1,00		30,44	1,000	100,0

Komposisi gas bahan bakar berdasarkan berat diberikan pada kolom terakhir.

### Konversi Analisis Berat ke Analisis Volumetrik

Konversi analisis berat gas bahan bakar ke analisis volumetrik dilakukan dengan langkah-langkah berikut:

1. Uraikan volume masing-masing kandungan gas berdasarkan berat molekul. Ini akan menghasilkan volume proporsional kandungan.
2. Jumlahkan volume-volume ini dan bagilah setiap volume dengan volume total, dan nyatakan dalam persen.
3. Hal ini akan memberikan analisis berdasarkan volume.

#### Contoh soal:

Gas bahan bakar mempunyai komposisi persen berdasarkan berat sebagai berikut:

CO 13,3%; CO 0,95%; O<sub>2</sub> 8,35% dan N<sub>2</sub> 77,4%. Rubahlah kedalam analisis volumetrik.

#### Jawab

Kandungan gas	% analisis berat (a)	Berat molekul (b)	Volume proporsional (c)=(a/b)	Volume dalam 1 m <sup>3</sup> gas asap (d)=(c)/Σ(c)	% analisis volumetrik
CO <sub>2</sub>	13,3	44	13,3/44=0,302	0,302/3,357=0,090	9,0
CO	0,95	28	0,95/28=0,034	0,034/3,357=0,010	1,0
O <sub>2</sub>	8,35	32	8,35/32=0,261	0,261/3,357=0,078	7,8
N <sub>2</sub>	77,40	28	77,4/28=2,76	2,76/3,357=0,822	82,2
Total	100,0		Σ(c)= 3,357	100,0	100,0

Komposisi gas bahan bakar berdasarkan volume diberikan oleh kolom terakhir.

#### Berat Karbon Dalam Gas Asap

Berat karbon yang dikandung oleh 1 kg asap atau gas buang bisa dihitung dari berat karbon dioksida dan karbon monoksida yang ada.

Berat karbon per kg gas asap:

$$= \frac{3}{11}CO_2 + \frac{3}{7}CO$$

dimana CO<sub>2</sub> dan CO mewakili jumlah karbon dioksida dan karbon monoksida dalam 1 kg gas asap.

### **Berat Gas Asap per kg Bahan Bakar Terbakar**

Berat gas asap kering bisa diperoleh dengan membandingkan berat karbon yang ada di gas asap dengan berat karbon di dalam bahan bakar, karena tidak ada kerugian karbon selama pembakaran.

Secara matematik, berat gas asap per kg bahan bakar:

$$= \frac{\text{Berat karbon dalam 1 kg bahan bakar}}{\text{Berat karbon dalam 1 kg gas asap}}$$

### **Kelebihan Suplai Udara**

Dalam keadaan sebenarnya, sejumlah udara dilebihkan dari kebutuhan udara minimum supaya pembakaran sempurna dan cepat. Jumlah kelebihan udara berbeda tergantung kondisi bahan bakar dan pembakaran. Jumlahnya bisa mendekati 100%, tetapi kecendrungan mesin modern kelebihan udara sekitar 25 sampai 50%.

Berat kelebihan udara yang disuplai bisa ditentukan oleh berat oksigen yang tidak terpakai yang ditemukan di gas asap. Atau, kelebihan suplai udara:

$$= \frac{100}{23} \times \text{Berat kelebihan oksigen}$$

Berat total udara yang disuplai:

$$= \text{Berat udara yang diperlukan} + \text{Berat kelebihan udara}$$

Secara rumus bisa dituliskan:

1. Berat kelebihan udara suplai per kg bahan bakar :

$$= \frac{79xO_2xC}{21x33(CO_2 + CO)}$$

dimana  $O_2$ ,  $CO_2$  dan  $CO$  adalah persentase oksigen, karbon dioksida dan karbon monoksida dalam gas asap (berdasarkan volume) terhadap persentase karbon di dalam bahan bakar berdasarkan berat.

2. Jumlah udara yang diperlukan per kg bahan bakar:

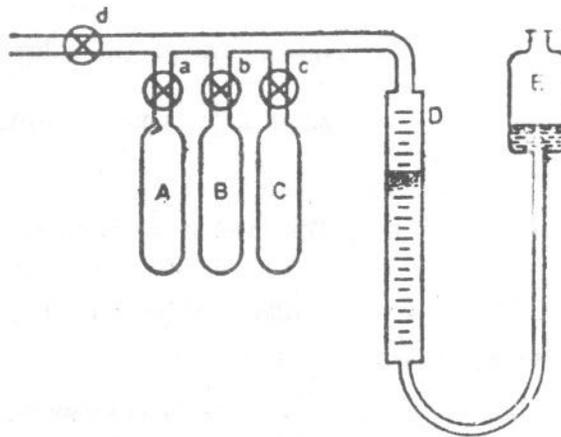
$$= \frac{N_2 \cdot xC}{33(CO_2 + CO)}$$

dimana  $N_2$  adalah persentase nitrogen di dalam gas asap berdasarkan volume.

3. Kelebihan dari campuran udara-bahan bakar yang disuplai ke mesin pembakaran dalam diukur dengan rasio udara terhadap berat bahan bakar.

### Analisis Gas Asap dengan Aparatus Orsat

Untuk mengecek efisiensi pembakaran boiler, adalah perlu untuk menentukan kandungan gas asap. Analisis ini dilakukan dengan bantuan aparatus Orsat seperti terlihat pada Gambar 1.



Gambar 1. Aparatur Orsat.

Aparatus ini terdiri dari tabung gelas pengukur  $D$  dan tiga botol  $A$ ,  $B$ , dan  $C$ , yang masing-masingnya mengandung zat kimia yang berbeda yang berguna untuk menyerap karbon dioksida, karbon monoksida dan oksigen. Botol  $E$  bisa digerakkan naik turun sesuai keinginan, untuk mendapatkan efek hisap atau tekan pada sampel gas asap.

Botol *A* berisi larutan *Cuprous chloride* ( $\text{Cu}_2\text{Cl}_2$ ) didalam asam hydrochlorik ( $\text{HCl}$ ). Larutan ini menyerap karbon monoksida. Botol *B* berisi *caustic soda* ( $\text{NaOH}$ ) dan asam *pyrogallic* yang menyerap oksigen dari sampel. Botol *C* juga mengandung caustic soda dan digunakan untuk menyerap karbon dioksida.

Sampel gasasap pertama-tama dihisap ke gelas pengukur dan volumenya dicatat. Biasanya sekitar 100 liter. Gas asap masuk ke botol *A*, *B* atau *C* dengan membuka katup *a*, *b* atau *c* Gas asap dibiarkan selama beberapa saat dan kemudian dihisap kembali ke tabung gelas *D*. Zat kimia di ketiga botol akan menyerap gas karbon dioksida, dan karbon monoksida dan pengurangan volume ini bisa menentukan persentase masing masing gas yang ada di sampelyang terbaca pada tabung pengukur *D*.

### Soal-soal

1. Persen komposisi dari sampel batu bara yang diperoleh dari analisis adalah sebagai berikut:  
C 91%, H<sub>2</sub> 3%, O<sub>2</sub> 2%, N<sub>2</sub> 0,8%, S 0,8%  
dan sisanya adalah abu. Hitunlah berat udara untuk pembakaran sempurna 1 kg batu bara.
2. Persen komposisi dari berat sampel bahan bakar tertentu adalah sebagai berikut: C 87,4%, H<sub>2</sub> 3,8%, dan abu 8,8%. Carilah jumlah udara teoritis yang diperlukan untuk pembakaran sempurna 1 kg bahan bakar.
3. Bahan bakar mempunyai analisis berat sebagai berikut:  
C 87%, H<sub>2</sub> 4%, dan abu 9%  
Gas bahan bakar yang dihasilkan selama pembakaran bahan bakar ini mempunyai komposisi sbb.:  
CO<sub>2</sub> 12,6%, O<sub>2</sub> 6,2% dan N 81,2%, Hitunglah:
  - a. Berat karbon/kg gas asap.
  - b. Berat kering gas asap/kg bahan bakar.
4. Suatu bahan bakar mempunyai komposisi berat sebagai berikut:  
C 80%, H<sub>2</sub> 10%, dan S 10%  
Analisis volumetrik gas bahan bakar adalah :  
CO<sub>2</sub> 10%, CO 1%, O<sub>2</sub> 10% dan N<sub>2</sub> 79%, Hitunglah per kg bahan bakar:
  - a. Udara minimum yang diperlukan
  - b. Suplai udara aktual.
  - c. Kelebihan udara yang disuplai.
5. Persen analisis berat bahan bakar tertentu adalah karbon 78%, hidrogen 9%, oksigen 8%, dan sisanya adalah bahan tak terbakar. Jika 50% udara berlebihan diberikan, carilah analisis kering gas asap (dalam berat). Asumsikan udara mengandung 23% oksigen (berat).

## DAFTAR PUSTAKA

1. Moran M.J., H.N. Shapiro. *Fundamentals Of Engineering Thermodynamics.*, 2<sup>th</sup> edition. John Wiley and Son, 1993.
2. Khurmi R.S. *A Text Book of Mechanical Technology, Thermal Engineering.* S. Chand & Company LTD, 1995.
3. Wood B.D., terj. Zulkifli Harahap. *Penerapan termodinamika, edisi kedua, jilid 2.* Erlangga 1987.
4. Reynold W.C, H.C. Perkins. *Engineering Thermodynamics* Mcraw-Hill Kogakusha, Ltd.
5. Faires V.M. C.M. Simmang. *Thermodynamics.* MacMillan Publishing Co., Inc.