

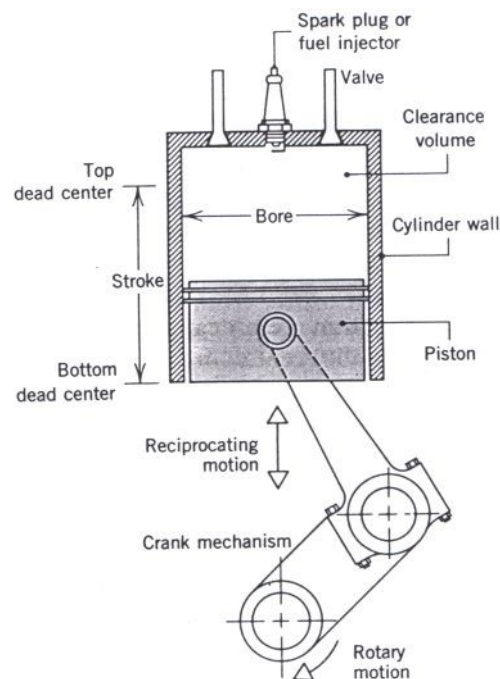
BAB II

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.



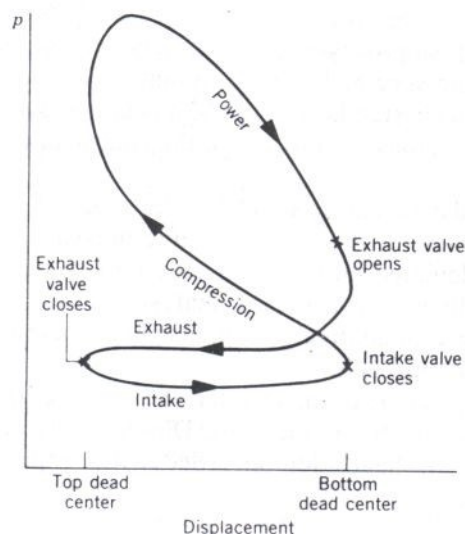
Gambar 1. Penamaan untuk mesin resiprocal piston-silinder.

- *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 :

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

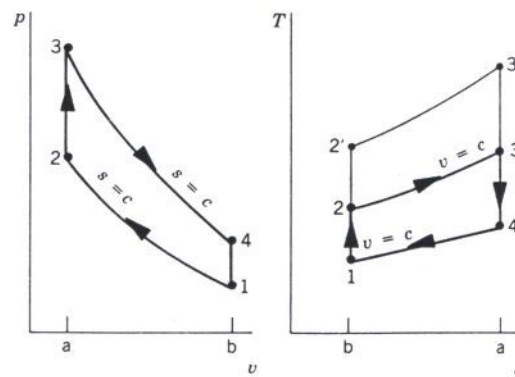
Untuk melakukan analisis termodinamika pada mesin pembakaran dalam, penyederhaan diperlukan. Salah satu prosedur adalah dengan menggunakan *analisis standar-udara* yang mempunyaik kondisi-kondisi berikut :

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 adaproses 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 :

$$\frac{W_{12}}{m} = u_2 - u_1 \qquad \frac{W_{34}}{m} = u_3 - u_4$$

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

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 : $k =$ 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 :

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

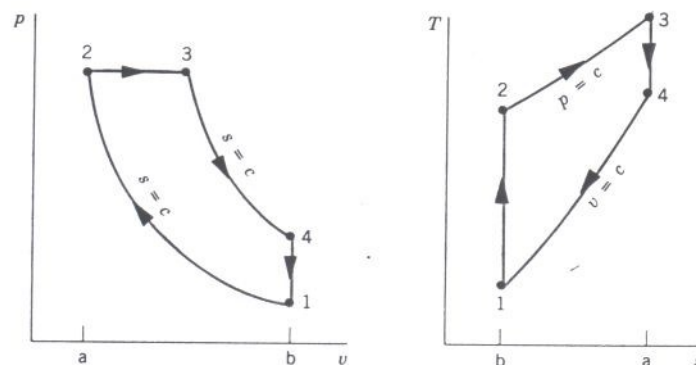
sehingga akhirnya diperoleh :

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

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

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 :

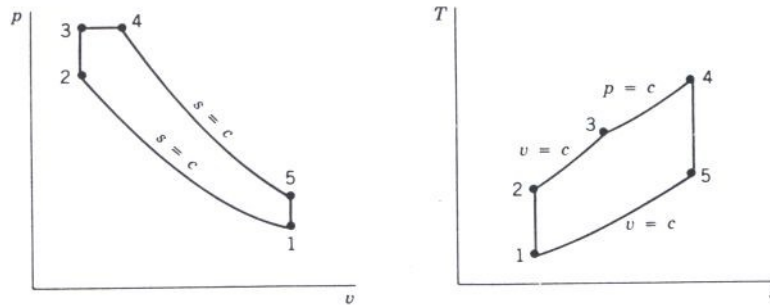
$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = \left(\frac{r_c}{r} \right)^{k-1} \quad k \text{ konstan}$$

Efisiensi termal :

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

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 :

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

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 :

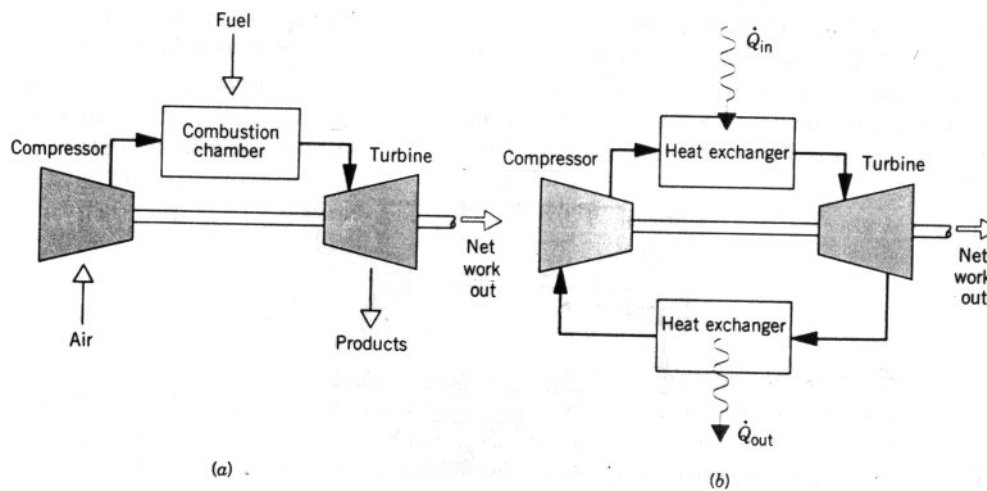
$$\eta = \frac{W_{\text{siklus}} / m}{(Q_{23} / m + Q_{34} / m)} = 1 - \frac{Q_{51} / m}{Q_{23} / m + Q_{34} / m}$$

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

PEMBANGKIT DAYA GAS TURBIN

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.



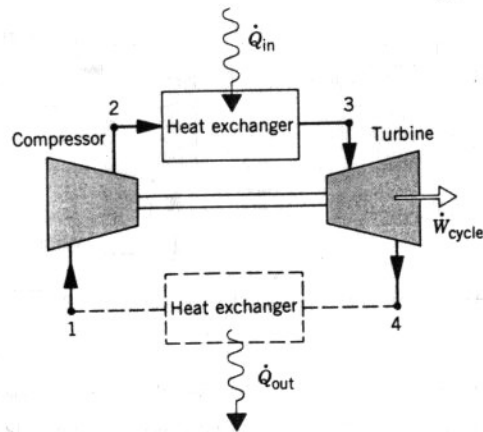
Gambar 8. Gas turbin sederhana. (a) Terbuka ke atmosfer. (b) Tertutup.

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.

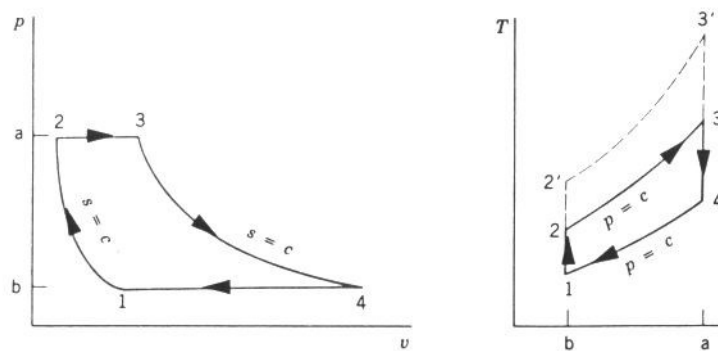
Efisiensi termal :

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

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 :

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

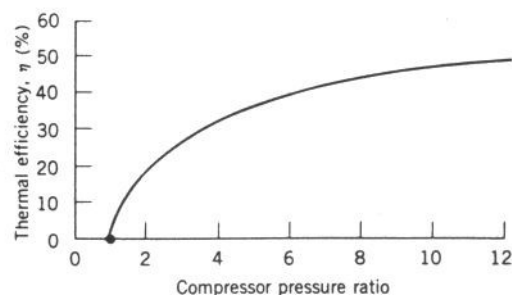
karena $T_4/T_1 = T_3/T_2$ maka:

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

akhirnya didapat :

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

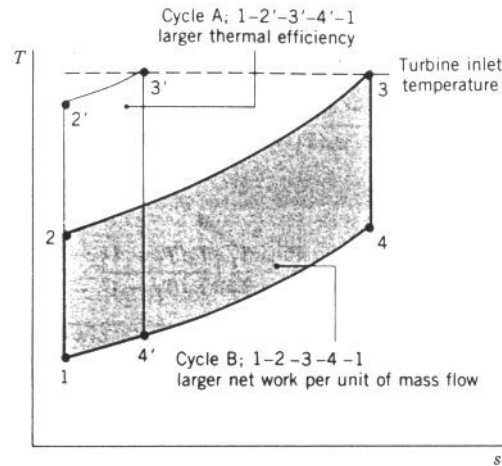
Dari rumus diatas bisa dipelajari bahwa efisiensi termal siklus ideal standar udara dingin Brayton adalah fungsi rasio tekanan pada kompresor. Secara grafik bisa dilihat pada gambar 11 berikut ini untuk harga $k = 1,4$.



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.

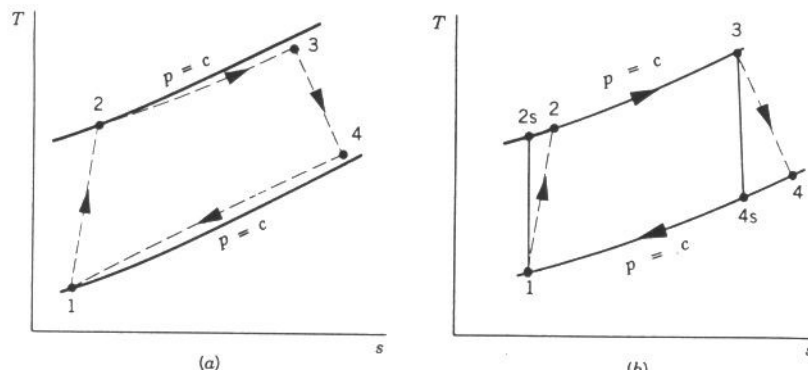
Pada gambar 12 diperlihatkan diagram $T-s$ siklus ideal Brayton yang mempunyai temperatur masuk turbin yang sama namun mempunyai rasio tekanan kompresor yang berbeda. Siklus A mempunyai rasio tekanan yang lebih besar dari siklus B dan karena itu mempunyai efisiensi termal yang lebih tinggi . namun siklus 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.

Prinsip Ireversibilitas Dan Kerugian-kerugian

Titik titik proses yang lebih realistis 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 η_t dan η_c masing masing adalah efisiensi turbin dan kompresor.

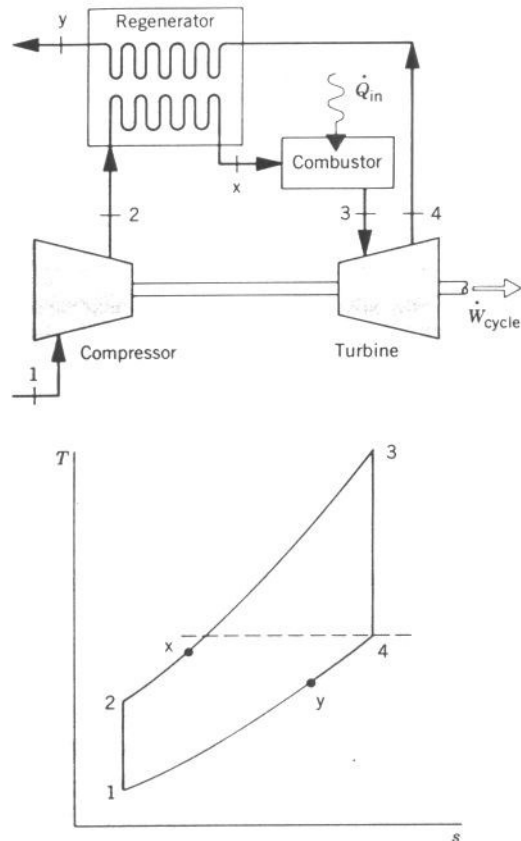
Turbin Gas Regeneratif

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 memanfaat 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.



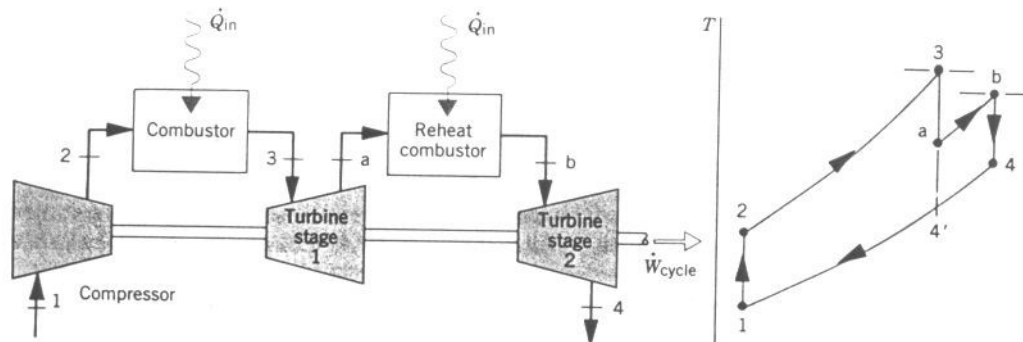
Gambar 14. Siklus turbin gas standar udara regeneratif.

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.

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



Gambar 16. Turbin gas ideal dengan *reheat*.

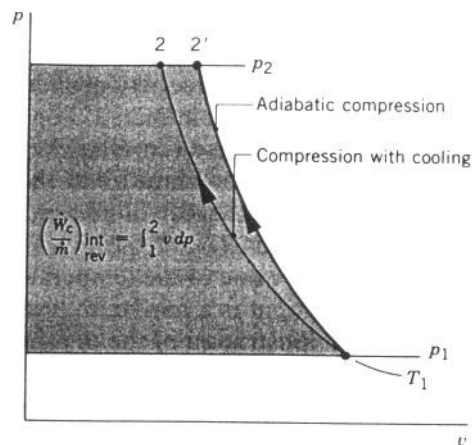
Karena alasan metalurgi, temperatur gas hasil pembakaran yang masuk turbin harus dibatasi. Temperatur ini bisa dikontrol dengan memberikan jumlah udara yang berlebih untuk membakar bahan bakar di dalam ruang bakar. Sebagai hasilnya gas yang keluar dari ruang bakar mengandung cukup air untuk mendukung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

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

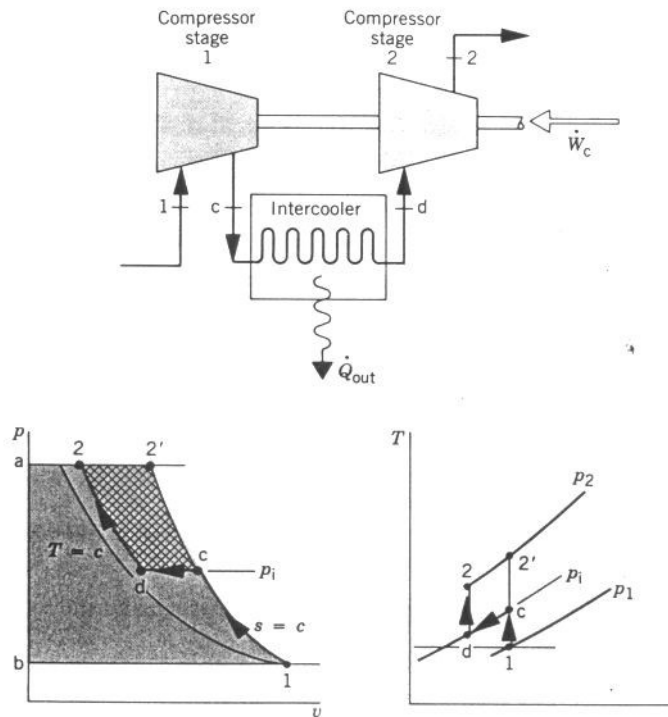
Kerja output juga bisa ditingkatkan dengan mengurangi kerja input kompresor. Hal ini dilakukan dengan kompresi banyak tingkat dengan pendinginan antara.



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

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.

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-2-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.

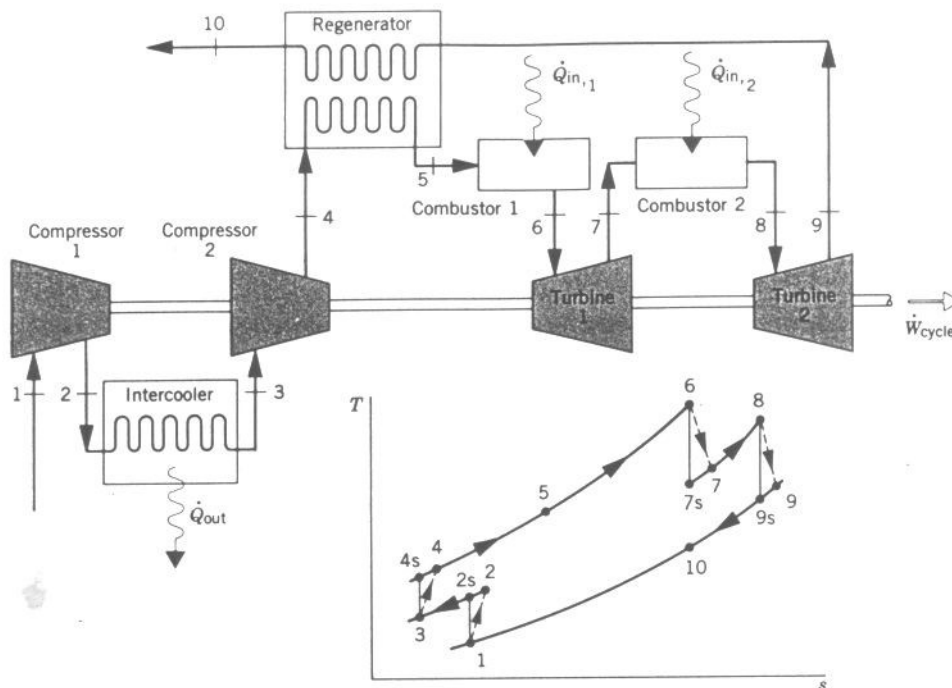


Gambar 18. Kompresi dua tingkat dengan pendinginan antara.

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

Reheat dan Intercooling

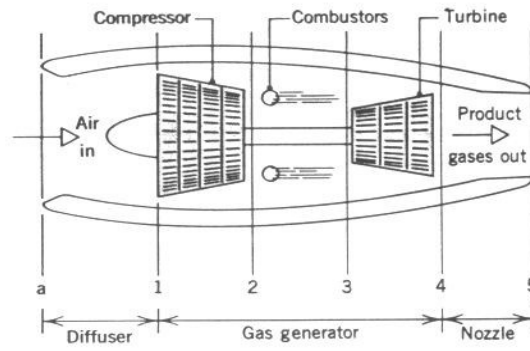
Reheat diantara tingkatan turbin dan intercooling diantara tingkatan kompresor memberikan dua keuntungan: kerja bersih output naik dan potensial untuk regenerasi meningkat. Dan apabila reheat dan intercooling digunakan bersama-sama dengan regenerasi, peningkatan yang substansial atas unjuk kerja bisa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



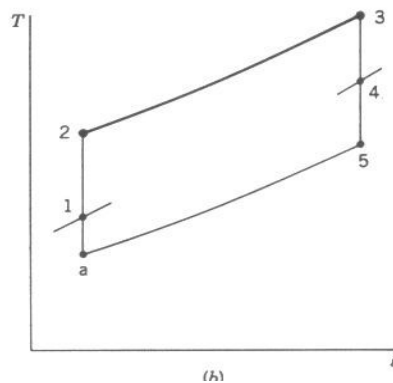
Gambar 19. Turbin gas regeneratif dengan pendinginan antara dan *reheat*.

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.



(a)

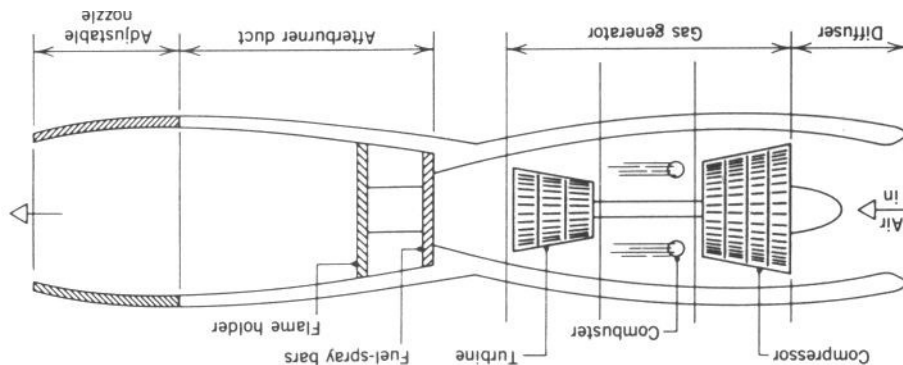


(b)

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*.

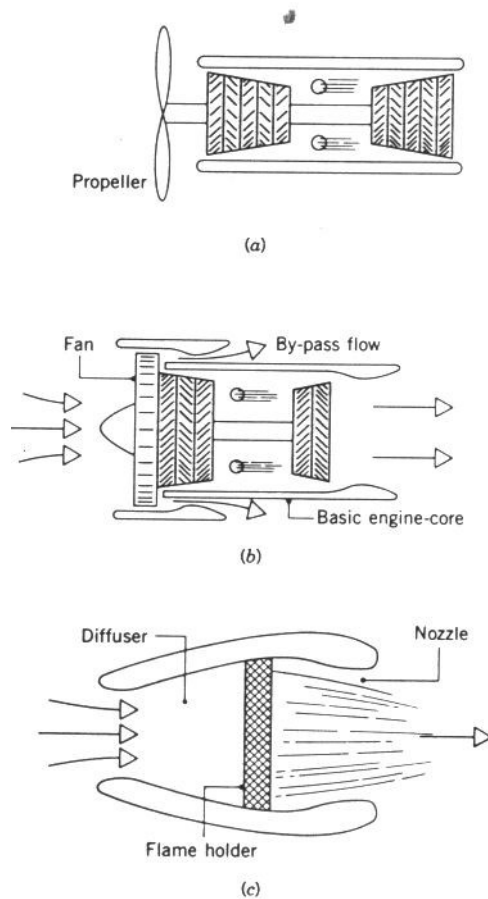
Proses pada difuser, kompresor, turbin dan nosel adalah isentropik dan pembakar beroperasi pada tekanan konstan. Proses a-1 menunjukkan kenaikan tekanan yang terjadi difuser karena perlambatan fluida yang melaluinya. Proses 1-2 adalah kompresi isentropik. Proses 2-3 adalah tekanan konstan dengan penambahan 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 landai, 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 dengan cara 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).

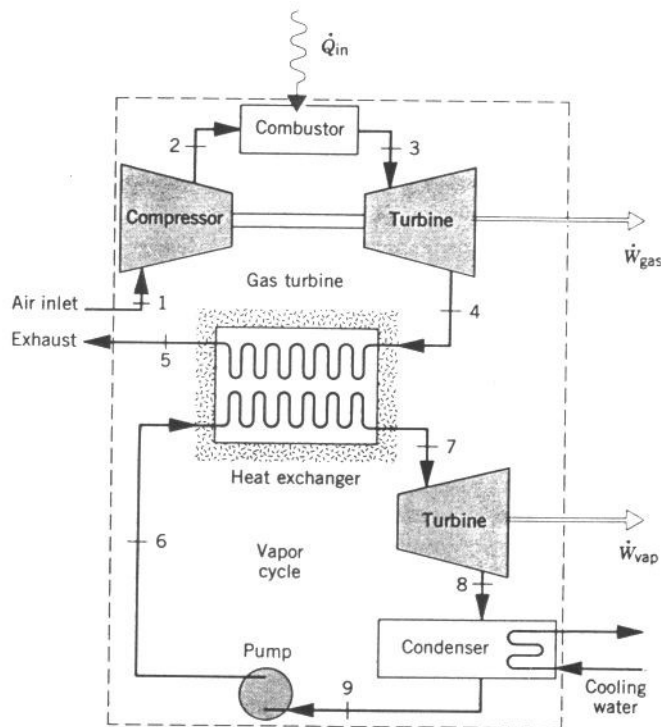
Siklus gabungan akan mempunyai efisiensi termal yang lebih tinggi dibandingkan jika siklus berdiri sendiri. Efisiensi termal siklus gabungan adalah :

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

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 :

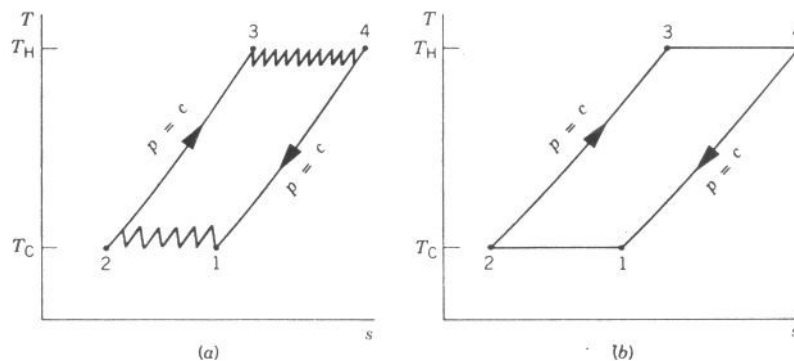
$$m_v(h_7 - h_6) = m_a(h_4 - h_5)$$

dimana: m_v = laju aliran massa uap

m_a = laju aliran massa udara

Siklus Ericsson dan Stirling

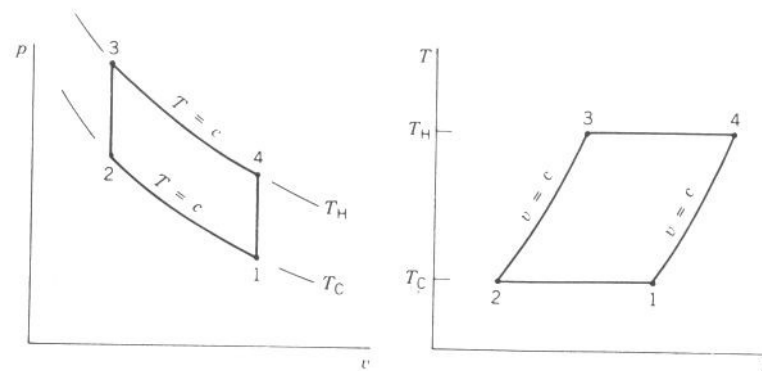
Kenaikan efisiensi termal dari pembangkit daya turbin gas yang berarti bisa diperoleh dengan *intercooling*, *reheat* dan *regeneration*. Gambar 24a memperlihatkan siklus turbin gas regeneratif tertutup ideal dengan beberapa tingkat kompresi dan ekspansi dan sebuah regenerator yang tingkat keefektifannya 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 memampat 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 :

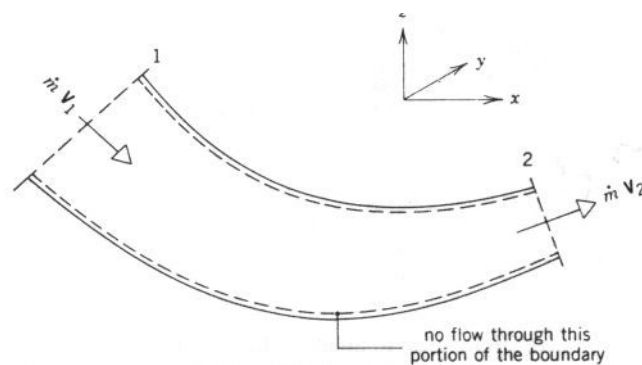
$$\mathbf{F} = m\mathbf{a}$$

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 :

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

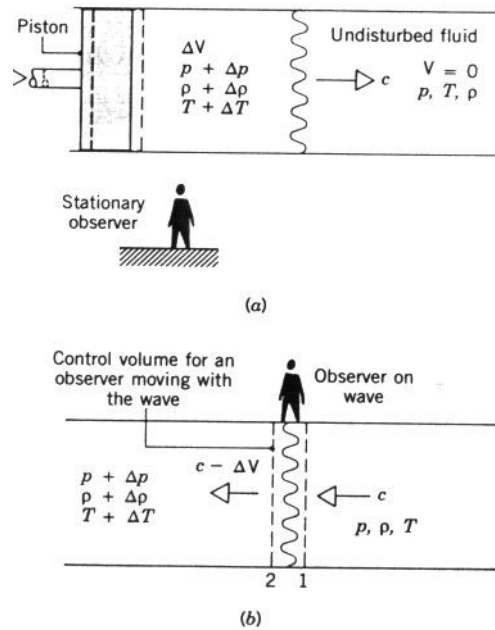
Pada kondisi *steady*, jumlah total momentum yang ada dalam pengatur volume adalah konstan terhadap waktu. Hukum Newton menyatakan bahwa gaya resultan \mathbf{F} yang beraksi pada pengatur volume adalah sama dengan perbedaan antara laju momentum yang keluar dan masuk pengatur volume, ditulis :

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

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 , ρ dan T . Setelah gelombang lewat, fluida dari gelombang ke kiri berada dalam gerakan *steady* dengan kecepatan sebesar ΔV . 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 :

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

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*