

diesel), atau mungkin udara bercampur dengan sekitar 7% bahan bakar (motor bensin), baik berupa gas maupun sebagai *droplets* cairan, atau kedua-duanya. Selama pembakaran terjadi perubahan komposisi campuran gas. Pada motor diesel juga terdapat partikel karbon padat di dalam produk pembakaran campuran gas. Dengan menganggap produk buangan sebagai udara, hal itu mampu menyederhanakan analisis, tetapi akan menimbulkan beberapa penyimpangan. Pada tekanan hisap dan buang yang rendah, udara memang dapat diperlakukan sebagai gas ideal. Namun demikian pada tekanan yang lebih tinggi selama pembakaran, udara akan menyimpang dari perilaku gas ideal. Kesalahan yang lebih serius ditimbulkan oleh adanya asumsi panas spesifik konstan untuk analisis tersebut. Keenan, 1992, menyatakan bahwa panas jenis gas sangat tergantung pada temperatur dan dapat berubah sebanyak 30% dalam suatu kisaran temperatur motor (untuk udara,  $c_p = 1.004 \frac{kJ}{kg-K}$  pada 300 K dan  $c_p = 1.292 \frac{kJ}{kg-K}$  pada 3000 K).

3. Pada analisis udara baku, kerugian kalor yang terjadi sepanjang siklus motor real diabaikan. Rugi kalor selama pembakaran menurunkan temperatur dan tekanan puncak aktual dari yang diprediksi. Langkah daya aktual oleh karena itu diawali dengan tekanan yang lebih rendah, dan kerja keluaran selama ekspansi berkurang. Perpindahan kalor ini berlanjut selama ekspansi dan akan menurunkan temperatur dan tekanan pada proses isentropik ideal di akhir langkah daya. Akibat perpindahan kalor ini, efisiensi termal indikasi lebih rendah dibanding yang diprediksi dengan analisis udara baku.
4. Proses pembakaran dimulai sebelum TMA dan berakhir setelah TMA, bukan pada volume tetap seperti pada analisis udara baku. Proses terjadinya pembakaran memerlukan waktu yang singkat tetapi terbatas, dan panas tidak dengan seketika ditambahkan pada TMA sebagaimana pendekatan melalui siklus Otto. Dengan awal pembakaran dimulai sebelum TMA, tekanan silinder pada akhirnya meningkat pada saat langkah kompresi dan menuntut kerja negatif yang lebih besar pada langkah tersebut. Karena pembakaran tidak disempurnakan sampai setelah TMA, beberapa daya akan hilang pada awal langkah ekspansi atau langkah daya.
5. Proses *blowdown* memerlukan waktu riil dan waktu siklus yang terbatas, dan tidak terjadi pada volume konstan seperti pada analisis udara baku. Karena alasan ini, katup buang harus membuka  $40^\circ$  sampai  $60^\circ$  sebelum TMB, dan beberapa keluaran kerja pada akhir langkah ekspansi yang berikutnya akan hilang.
6. Pada motor aktual, katup hisap tidak tertutup sampai setelah TMB pada akhir langkah hisap. Oleh karena terbatasnya aliran pada katup, udara masih memasuki silinder pada TMB, dan efisiensi volumetrik akan lebih rendah jika katup tertutup di sini. Oleh karena itu, bagaimanapun, kompresi aktual tidak dimulai pada TMB tetapi hanya setelah katup hisap menutup. Dengan pengapian kemudian terjadi sebelum TMA, kenaikan temperatur dan tekanan sebelum pembakaran kurang dari yang diprediksi melalui analisis udara baku.
7. Katup-katup motor memerlukan waktu terbatas untuk bergerak. Idealnya, katup terbuka dan tertutup dengan segera. Namun demikian hal ini tidak mungkin dilakukan jika menggunakan poros bubungan (*camshaft*). Profil bubungan harus mempertimbangkan interaksi yang lembut dengan pengikut bubungan (*cam follower*). Untuk meyakinkan bahwa katup hisap terbuka penuh pada awal langkah hisap maka katup harus mulai terbuka sebelum TMA. Demikian juga katup buang harus masih terbuka penuh sampai akhir langkah buang, dengan penutupan terakhir terjadi setelah TMA. Akibat adanya

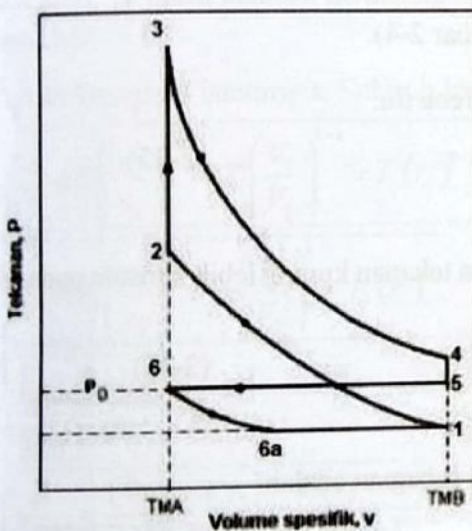


periode tumpang-tindih (*overlap*) katup menyebabkan adanya penyimpangan dari siklus yang ideal. Jika penggunaan poros bubungan digantikan aktuator katup elektronik, waktu yang dibutuhkan untuk membuka atau menutup setiap katup akan menjadi sangat berkurang.

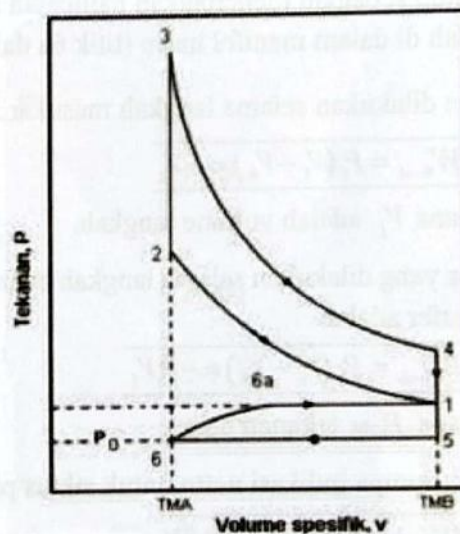
- Perbedaan siklus real bahan bakar-udara dan siklus ideal ini mengakibatkan adanya kesalahan pada analisis udara baku dan akan menyimpang dari kondisi-kondisi aktual. Dengan mengubah variabel operasi, seperti temperatur atau tekanan hisap, rasio kompresi, temperatur puncak, dan lain-lain di dalam analisis siklus otto, taksiran daya keluaran, efisiensi termal, dan MEP yang baik dapat diharapkan.

### 2.2.3 SIKLUS OTTO DENGAN BUKAAN TROTEL SEBAGIAN

Saat motor bensin empat langkah beroperasi pada bukaan trotel sebagian, masukan udara bahan bakar dikurangi oleh katup trotel yang tertutup sebagian pada sistem hisap. Kondisi ini menciptakan hambatan aliran dengan konsekuensi menurunkan tekanan udara yang masuk berikutnya. Pasokan bahan bakar kemudian juga berkurang untuk disesuaikan dengan berkurangnya pasokan udara. Terjadi penurunan tekanan di dalam manifold hisap sepanjang langkah hisap dan menghasilkan tekanan yang lebih rendah di dalam silinder pada awal langkah kompresi serta kerja indikasi netto untuk motor siklus otto menjadi lebih kecil pada trotel sebagian dibanding pada WOT, sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 2-3.



Gambar 2-3 Siklus otto udara baku 6-6a-1-2-3-4-5-6 motor bensin yang beroperasi dengan bukaan trotel sebagian



Gambar 2-4 Siklus otto udara baku 4-langkah 6-6a-1-2-3-4-5-6 motor bensin dengan supercarjer atau turbocarjer

Untaian siklus bagian atas, yang terdiri dari langkah kompresi dan langkah daya, menghadirkan keluaran kerja positif. Sedangkan untai yang lebih rendah, terdiri dari langkah hisap dan buang, merupakan kerja negatif yang batal diserap putaran poros engkol. Semakin tertutup posisi trotel, tekanan akan menjadi lebih rendah sepanjang langkah hisap dan semakin besar kerja negatif pompa.

Jika motor dilengkapi dengan pompa kompresor (*supercharger*) atau *turbocharger*, siklus udara baku yang bersesuaian ditunjukkan pada Gambar 2-4, dengan tekanan hisap lebih tinggi dibanding tekanan udara atmosfer.

Hal ini mengakibatkan lebih banyak bahan bakar dan udara di dalam ruang bakar sepanjang siklus, dan menghasilkan peningkatan kerja indikasi netto. Tekanan hisap yang lebih tinggi akan meningkatkan semua tekanan sepanjang siklus, dan peningkatan bahan bakar dan udara memberikan  $Q_{in}$  yang lebih besar dalam proses 2-3.

Jika udara dimampatkan ke tekanan yang lebih tinggi oleh supercarjer atau turbocarjer, temperatur juga meningkat karena **pemanasan kompresif** sehingga meningkatkan temperatur udara pada awal langkah kompresi dan pada gilirannya akan menaikkan semua temperatur sisa siklus selanjutnya. Kondisi ini dapat menciptakan **pengapian sendiri** (*self ignition*) dan permasalahan ketukan pada langkah kompresi berikutnya atau selama pembakaran. Karena alasan ini, motor dapat dilengkapi dengan *intercooler* untuk menurunkan temperatur udara termampatkan yang masuk berikutnya. *Intercooler* merupakan suatu perangkat penukar kalor, yang sering menggunakan udara luar sebagai fluida pendingin.

Sebagai ganti penggunaan *intercooler*, motor yang menggunakan pompa kompresor atau turbocarjer pada umumnya menurunkan rasio kompresinya untuk mengurangi permasalahan ketukan. Dengan rasio kompresi yang lebih rendah, pemanasan kompresif pada langkah kompresi lebih kecil, sebagai kompensasi temperatur lebih tinggi pada awal langkah tersebut.

Jika motor dengan induksi alami beroperasi pada WOT, diasumsikan bahwa tekanan udara di dalam manifold hisap,  $P_0 =$  satu atmosfer. Pada trotel sebagian, katup kupu-kupu yang tertutup sebagian menciptakan hambatan aliran, menghasilkan tekanan hisap  $P_i$  yang lebih rendah di dalam manifold hisap (titik 6a dalam Gambar 2-4).

Kerja dilakukan selama langkah masukan. Oleh karena itu:

$$\overline{W_{6 \rightarrow 1}} = P_i (V_1 - V_6) = P_i V_L \quad (2-35)$$

di mana  $V_L$  adalah volume langkah.

Kerja yang dilakukan selama langkah buang di mana tekanan kurang lebih konstan pada satu atmosfer adalah

$$\overline{W_{5 \rightarrow 6}} = P_b (V_6 - V_5) = -P_b V_L \quad (2-36)$$

di mana  $P_b =$  tekanan buang.

Kerja pompa indikasi netto untuk siklus pada trotel sebagian adalah

$$\overline{(W_{pompa})_{neto}} = (P_i - P_b) V_L \quad (2-37)$$

Nilai negatif dari kerja pompa ini berarti turunnya kerja indikasi netto siklus tersebut.

Jika motor dilengkapi dengan supercarjer atau turbocarjer, tekanan hisap lebih besar dari satu atmosfer, sebagaimana ditunjukkan dalam Gambar 2-4. Kerja pompa indikasi netto untuk siklus ini masih menggunakan persamaan (2-37), tetapi sekarang  $P_i > P_b$ , kerja pompa adalah positif, dan kerja indikasi netto meningkat.

## 2.3 SIKLUS DIESEL

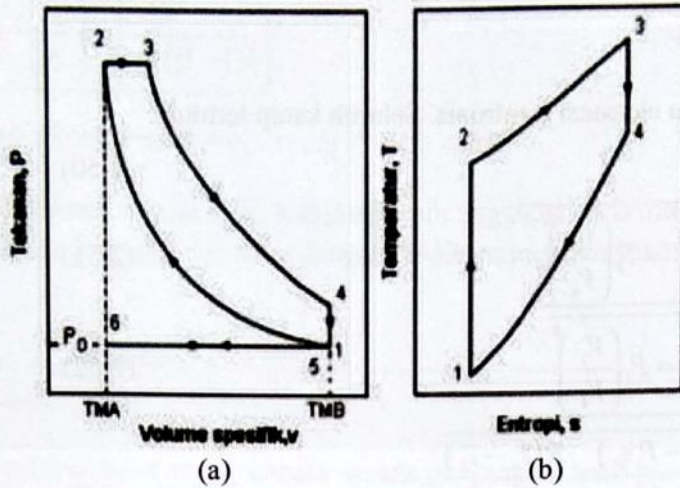
Pada Gambar 2-5 ditunjukkan siklus diesel udara standar, di mana proses pembakaran didekati melalui pemasukan kalor pada tekanan konstan sehingga siklus ini disebut juga dengan **siklus tekanan konstan**.

### 2.3.1 ANALISA SIKLUS DIESEL UDARA BAKU

Proses 6-1:

Udara masuk pada tekanan konstan  $P_0$ . Katup masuk terbuka dan katup buang tertutup:

$$\overline{w_{6 \rightarrow 1}} = P_0 (v_1 - v_6) \quad (2-38)$$



Gambar 2-5 Siklus diesel udara standar 6-1-1-3-4-5-6 (a) pada koordinat tekanan-volume, dan (b) pada koordinat temperatur-entropi

Proses 1-2:

Langkah kompresi isentropis. Seluruh katup tertutup:

$$\overline{T_2} = T_1 \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = T_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = T_1 (r_c)^{k-1} \quad (2-39)$$

$$\overline{P_2} = P_1 \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^k = P_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^k = P_1 (r_c)^k \quad (2-40)$$

$$\overline{V_2} = V_{TMA} \quad (2-41)$$

$$\overline{q_{1 \rightarrow 2}} = 0 \quad (2-42)$$

$$\overline{w_{1 \rightarrow 2}} = \frac{(P_2 v_2 - P_1 v_1)}{(1-k)} = \frac{R(T_2 - T_1)}{(1-k)} \quad (2-43)$$

$$= (u_1 - u_2) = c_v (T_1 - T_2)$$

Proses 2-3:

Pemasukan kalor (pembakaran) pada tekanan konstan. Seluruh katup tertutup:

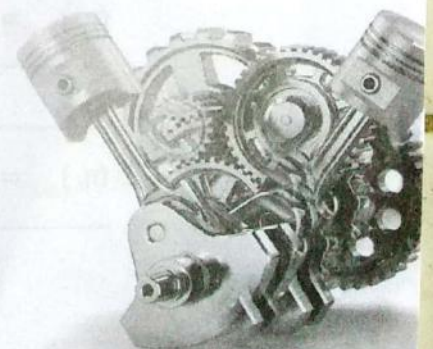
$$\overline{Q_{2 \rightarrow 3}} = Q_{in} = m_{bb} Q_{HV} \eta_c = m_{camp} c_p (T_3 - T_2) \quad (2-44)$$

$$= (m_{ud} + m_{bb}) c_p (T_3 - T_2)$$

$$\overline{Q_{HV} \eta_c} = (AF + 1) c_p (T_3 - T_2) \quad (2-45)$$

$$\overline{q_{2 \rightarrow 3}} = q_{in} = c_p (T_3 - T_2) = (h_3 - h_2) \quad (2-46)$$

$$\overline{w_{2 \rightarrow 3}} = q_{2 \rightarrow 3} - (u_3 - u_2) = P_2 (v_3 - v_2) \quad (2-47)$$



$$\overline{T_3} = T_{maks} \quad (2-48)$$

Rasio *cutoff* didefinisikan sebagai perubahan volume yang terjadi selama pembakaran, dinyatakan dengan:

$$\beta = \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2} \quad (2-49)$$

**Proses 3-4:**

Langkah daya atau ekspansi isentropis. Seluruh katup tertutup:

$$\overline{q_{3 \rightarrow 4}} = 0 \quad (2-50)$$

$$T_4 = T_3 \left( \frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = T_3 \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} \quad (2-51)$$

$$P_4 = P_3 \left( \frac{v_3}{v_4} \right)^k = P_3 \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^k \quad (2-52)$$

$$\begin{aligned} \overline{w_{3 \rightarrow 4}} &= \frac{(P_4 v_4 - P_3 v_3)}{(1-k)} = \frac{R(T_4 - T_3)}{(1-k)} \\ &= (u_3 - u_4) = c_v (T_3 - T_4) \end{aligned} \quad (2-53)$$

**Proses 4-5:**

Pelepasan panas (pembuangan *blowdown*) pada volume konstan.

Katup buang terbuka dan katup masukan tertutup.

$$(2-54)$$

$$\overline{w_{4 \rightarrow 5}} = 0 \quad (2-55)$$

$$\overline{Q_{4 \rightarrow 5}} = Q_{out} = m_{camp} c_v (T_4 - T_5) = m_{camp} c_v (T_1 - T_4) \quad (2-56)$$

$$\begin{aligned} \overline{q_{4 \rightarrow 5}} &= q_{out} = c_v (T_5 - T_4) \\ &= (u_5 - u_4) = c_v (T_1 - T_4) \end{aligned} \quad (2-57)$$

**Proses 5-6:**

Langkah buang pada tekanan konstan  $P_0$ , katup buang terbuka dan katup hisap tertutup.

$$\overline{w_{5 \rightarrow 6}} = P_0 (v_6 - v_5) = P_0 (v_6 - v_1) \quad (2-58)$$

### 2.3.2 EFISIENSI TERMAL SIKLUS DIESEL

$$(\eta_t)_{diesel} = \frac{|w_{netto}|}{|q_{in}|} = 1 - \left( \frac{q_{out}}{q_{in}} \right) \quad (2-59a)$$

atau

$$(\eta_t)_{diesel} = 1 - \left[ \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} \right] \quad (2-59b)$$



atau

$$(\eta_r)_{diesel} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{[k(T_3 - T_2)]} \quad (2-59c)$$

Dengan penyusunan kembali, diperoleh hasil yang sama

$$(\eta_r)_{diesel} = 1 - \left(\frac{1}{r_c}\right)^{k-1} \left[ \frac{(\beta^k - 1)}{\{k(\beta - 1)\}} \right] \quad (2-60)$$

di mana  $r_c$  = rasio kompresi,  $k = c_p / c_v$ ,  $\beta$  = rasio *cutoff*

Mesin diesel beroperasi dengan rasio kompresi lebih tinggi daripada mesin bensin (12 sampai 24 dibandingkan 8 sampai 11) yang dengan demikian mempunyai efisiensi termal yang lebih tinggi.

### Contoh Soal 2-2

Suatu mesin disel truk besar enam silinder sebaris pengangkut hasil panen beroperasi pada siklus diesel udara standar (Gambar 2-5) menggunakan bahan bakar diesel berat (*heavy diesel fuel*) dengan efisiensi pembakaran 98%. Mesin mempunyai rasio kompresi 16,5:1. Temperatur dan tekanan di dalam silinder pada awal langkah kompresi adalah 55°C dan 102 kPa, dan temperatur maksimum siklus adalah 2410°C. Hitunglah:

1. Temperatur, tekanan, dan volume spesifik pada setiap keadaan siklus.
2. Rasio udara-bahan bakar campuran gas di dalam silinder.
3. Temperatur silinder jika katup buang terbuka.
4. Efisiensi termal indikasi mesin.

### Penyelesaian:

#### 1. Keadaan 1:

$T_1 = 55^\circ\text{C} = 328\text{ K}$  diberikan dalam pernyataan soal

$P_1 = 102\text{ kPa}$  diberikan

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0,287\text{ kJ/kg-K})(328\text{ K})}{102\text{ kPa}} = 0,9229\text{ m}^3/\text{kg}$$

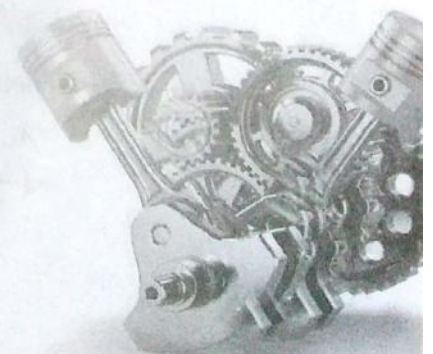
#### Keadaan 2:

Persamaan (2-55) dan (2-56) memberikan temperatur dan tekanan setelah kompresi isentropik.

$$T_2 = T_1 (r_c)^{k-1} = (328\text{ K})(16,5)^{1,35-1} = 875\text{ K} = 602^\circ\text{C}$$

$$P_2 = P_1 (r_c)^k = (102\text{ kPa})(16,5)^{1,35} = 4490\text{ kPa}$$

$$v_2 = \frac{RT_2}{P_2} = \frac{(0,287\text{ kJ/kg-K})(875\text{ K})}{4490\text{ kPa}} = 0,0559\text{ m}^3/\text{kg}$$



Atau, menggunakan persamaan

$$v_2 = \frac{v_1}{r_c} = \frac{(0,9229 \text{ m}^3/\text{kg})}{16,5} = 0,0559 \text{ m}^3/\text{kg}$$

**Keadaan 3:**

$$T_3 = T_{maks} = 2410^\circ\text{C} = 2683 \text{ K} \text{ diberikan dalam soal}$$

$$P_3 = P_2 = 4490 \text{ kPa}$$

$$v_3 = \frac{RT_3}{P_3} = \frac{(0,287 \text{ kJ/kg-K})(2683 \text{ K})}{4490 \text{ kPa}} = 1715 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Gunakan persamaan rasio *cutoff*

$$\beta = \frac{v_3}{v_2} = \frac{0,1715}{0,0559} = 3,08$$

**Keadaan 4:**

$$v_4 = v_1 = 0,9229 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$P_4 = P_3 \left( \frac{v_3}{v_4} \right)^k = (4490) \left( \frac{0,1715}{0,9229} \right)^{1,35} = 463 \text{ kPa}$$

$$T_4 = T_3 \left( \frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = (2683 \text{ K}) \left( \frac{0,1715}{0,9229} \right)^{1,35-1} = 1489 \text{ K} = 1216^\circ\text{C}$$

2. Untuk mendapatkan rasio udara-bahan bakar digunakan persamaan

$$Q_{LHV} \eta_c = (AF + 1) c_p (T_3 - T_2)$$

$$(41.400 \text{ kJ/kg})(0,98) = (AF + 1)(1,108 \text{ kJ/kg-K})(2683 - 875) \text{ K}$$

$$AF = 19,25$$

3. Pada siklus diesel udara standar, katup buang terbuka pada keadaan 4:

$$T_{EVO} = T_4 = 1489 \text{ K} = 1216^\circ\text{C}$$

4. Kerja yang dihasilkan selama langkah kompresi didapatkan dengan persamaan:

$$w_{1-2} = \frac{R(T_2 - T_1)}{(1-k)} = \frac{(0,287 \text{ kJ/kg-K})(875 - 328) \text{ K}}{(1-1,35)} = -448,5 \text{ kJ/kg}$$

Kerja yang dihasilkan selama pembakaran didapatkan dengan persamaan

$$w_{2-3} = P_2 (v_3 - v_2) = (4490 \text{ kPa})(0,1715 - 0,0559) \text{ m}^3/\text{kg} = +519,0 \text{ kJ/kg}$$

Kerja selama langkah daya dihitung menggunakan persamaan:

$$w_{3-4} = \frac{R(T_4 - T_3)}{(1-k)} = \frac{(0,287 \text{ kJ/kg-K})(1489 - 2683) \text{ K}}{(1-1,35)} = +979,1 \text{ kJ/kg}$$

Kerja selama *blowdown* pada volume konstan adalah:

$$w_{4-1} = 0$$

Kerja netto per satuan massa gas di dalam silinder untuk satu siklus:

$$w_{net} = w_{1-2} + w_{2-3} + w_{3-4} \\ = (-448,5) + (+519,0) + (+979,1) = +1049,6 \text{ kJ/kg}$$

Kalor yang ditambahkan per satuan massa untuk satu siklus:

$$q_{in} = q_{2-3} = c_p (T_3 - T_2) = (1,108 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K})(2683 - 875) \text{ K} = 2033,3 \text{ kJ/kg}$$

Efisiensi termal indikasi dihitung dengan persamaan.

$$\eta_i = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{1049,6}{2003,3} = 0,524 = 52,4\%$$

Efisiensi termal juga dapat dihitung melalui persamaan (2-59) atau (2-60):

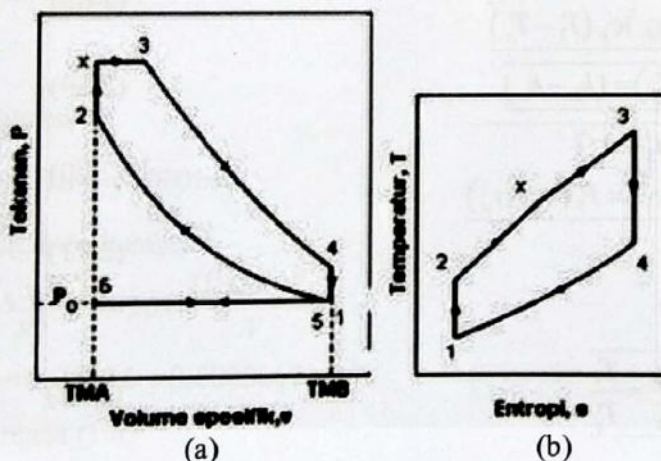
$$\eta_i = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{[k(T_3 - T_2)]} = 1 - \frac{(1489 - 328)}{[1,35(2683 - 875)]} = 0,524$$

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

$$= 1 - \left(\frac{1}{16,5}\right)^{1-1,35} \left\{ \frac{(3,08)^{1,35} - 1}{1,35(3,08 - 1)} \right\} = 0,524$$

## 2.4 SIKLUS GANDA

**Siklus ganda** (*dual cycle*), atau kadang-kadang siklus **tekanan terbatas** (Gambar 2-6), merupakan siklus udara standar yang digunakan untuk menganalisis siklus motor pengapian kompresi modern. Disebut siklus ganda karena pemasukan kalor pada proses pembakaran yang terbaik dapat didekati melalui proses ganda, yaitu proses volume konstan diikuti proses tekanan konstan. Dapat juga dianggap sebagai modifikasi siklus Otto dengan suatu batasan tekanan bagian atas.



Gambar 2-6 Siklus dual udara standar motor diesel 6-1-2-x-3-4-5-6 (a) pada koordinat tekanan-volume, dan (b) pada koordinat temperatur-entropi

### 2.4.1 ANALISIS TERMODINAMIKA SIKLUS GANDA UDARA STANDAR

Analisis siklus ganda udara standar sama seperti siklus diesel, kecuali untuk proses pemasukan kalor (pembakaran) 2-x-3.