

Bab

2

PROSES TERMODINAMIKA

Bab ini menyajikan siklus dasar yang digunakan pada motor pembakaran dalam, baik siklus 2-langkah maupun siklus 4-langkah berbasis pada proses termodinamika. Siklus 4-langkah yang paling umum untuk motor bensin dan motor diesel dianalisis secara detail menggunakan analisis udara standar. Dalam bab ini juga diperkenalkan siklus Atkinson dan siklus Miller.

2.1 SIKLUS UDARA BAKU

Siklus riil di dalam silinder motor pembakaran dalam sangat kompleks, di mana udara (pada motor diesel) atau campuran udara/bahan bakar (pada motor bensin) diproses dan bercampur dengan sejumlah sisa buangan dari siklus sebelumnya. Selanjutnya campuran ini dimampatkan dan dibakar sehingga mengubah komposisi produk buangan yang sebagian besar terdiri atas CO_2 , H_2O , dan N_2 serta beberapa komponen lain. Kemudian, setelah proses ekspansi, katup buang dibuka dan campuran gas dilepas ke lingkungan. Siklus ini merupakan siklus terbuka dengan perubahan komposisi gas, sehingga sulit untuk dianalisis. Agar dapat dianalisis, siklus riil pada motor bakar didekati dengan **siklus ideal udara baku** yang berbeda dengan siklus sebenarnya.

2.1.1 MODEL GAS IDEAL

Jenis gas penyusun fluida kerja di dalam motor pembakaran dalam (yaitu oksigen, nitrogen, uap bahan bakar, karbon dioksida, uap air, dll) pada umumnya dapat diperlakukan sebagai gas ideal. Pada siklus udara baku, udara dianggap sebagai gas ideal sehingga berlaku hukum gas ideal.

Gas ideal adalah setiap gas di mana hubungan antara tekanan, p , volume, v , dan temperatur mutlak gas ideal, T , memenuhi hukum gas ideal yang dinyatakan melalui persamaan:

$$\overline{pV} = n\overline{RT} \quad (2-1)$$

di mana jumlah molekul $n = \frac{m}{M}$, m = massa gas di dalam silinder dan M = berat molekul gas.

Nilai dari **konstanta gas universal**, \overline{R} , dalam sistem Satuan Internasional (SI) dinyatakan dengan $8314.3 \frac{J}{\text{kmol} \cdot K}$.

Hubungan antara tekanan, P , dan volume spesifik, v , untuk gas ideal dalam proses isentropis dinyatakan dengan:

$$\overline{Pv^k} = \text{konst} \quad (2-2)$$

Hubungan antara temperatur, T , dan volume spesifik, v , untuk gas ideal dalam proses isentropis dinyatakan dengan:

$$\overline{Tv^{k-1}} = \text{konst} \quad (2-3)$$

Hubungan antara temperatur, T , dan tekanan, P , untuk gas ideal dalam proses isentropis dinyatakan dengan:

$$\overline{TP^{\frac{1-k}{k}}} = \text{konst} \quad (2-4)$$

di mana $k = \frac{c_p}{c_v}$, c_p = panas spesifik pada tekanan konstan dan c_v = panas spesifik pada volume konstan.

Dalam analisis termodinamika, panas spesifik udara dapat diperlakukan sebagai fungsi temperatur yang dianggap konstan guna menyederhanakan perhitungan. Dalam buku ini digunakan analisis panas spesifik konstan. Karena temperatur yang tinggi dan kisaran temperatur yang besar dialami selama siklus motor, panas spesifik dan **rasio panas spesifik**, k , bervariasi dengan nilai yang sesuai (Tabel 2-1).

Pada temperatur rendah, akhir proses hisap dan awal proses kompresi, dapat menggunakan nilai $k = 1.4$. Namun pada akhir pembakaran temperatur telah naik sedemikian hingga lebih akurat bila menggunakan nilai $k = 1.3$. Rata-rata secara aljabar menurut **Ferguson, C.R.**, 1986, memberikan hasil $k = \frac{(k_1 + k_2)}{2} = \frac{(1.40 + 1.30)}{2} = 1.35$, sebagaimana halnya rata-rata secara geometris $k = \sqrt{k_1 k_2} = \sqrt{(1.40)(1.30)} = 1.35$.

Tabel 2-1 Properti termodinamika udara

| Temperatur | | c_p (kJ/kg-K) | c_v (kJ/kg-K) | $k = c_p/c_v$ | Konstanta gas $R = c_p - c_v$ (kJ/kg-K) |
|------------|-----|--------------------|--------------------|---------------|---|
| K | °C | | | | |
| 273 | 0 | 1,004 | 0,717 | 1,40 | 0,287 |
| 298 | 25 | 1,005 | 0,718 | 1,40 | 0,287 |
| 300 | 27 | 1,005 | 0,718 | 1,40 | 0,287 |
| 500 | 227 | 1,029 | 0,742 | 1,39 | 0,287 |

| Temperatur | | c_p (kJ/kg-K) | c_v (kJ/kg-K) | $k = c_p/c_v$ | Konstanta gas $R = c_p - c_v$ (kJ/kg-K) |
|------------|------|--------------------|--------------------|---------------|---|
| K | °C | | | | |
| 850 | 577 | 1,108 | 0,821 | 1,35 | 0,287 |
| 1000 | 727 | 1,140 | 0,853 | 1,34 | 0,287 |
| 1500 | 1227 | 1,210 | 0,923 | 1,31 | 0,287 |
| 2000 | 1727 | 1,249 | 0,962 | 1,30 | 0,287 |
| 2500 | 2227 | 1,274 | 0,987 | 1,29 | 0,287 |
| 3000 | 2727 | 1,291 | 1,004 | 1,29 | 0,287 |

Sumber: Pulkrabek W.W., *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engines*, Pearson Prentice-Hall, 2004.

Untuk menganalisis apa yang terjadi di dalam motor, sepanjang siklus operasional dan aliran buang (*exhaust flow*), digunakan nilai properti udara sebagai berikut:

$$c_p = 1,108 \text{ kJ/kg-K}$$

$$c_v = 0,821 \text{ kJ/kg-K}$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{1,108}{0,821} = 1,35$$

$$R = c_p - c_v = 0,287 \text{ kJ/kg-K}$$

Arus udara sebelum masuk motor pada umumnya mendekati temperatur baku, dan dalam hal ini digunakan nilai $k = 1,4$. Ini juga meliputi proses aliran masukan pada supercarjer, turbocarjer, karburator dan aliran udara sepanjang radiator motor. Untuk kondisi ini, nilai properti udara berikut ini digunakan:

$$c_p = 1,005 \text{ kJ/kg-K}$$

$$c_v = 0,718 \text{ kJ/kg-K}$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{1,105}{0,718} = 1,40$$

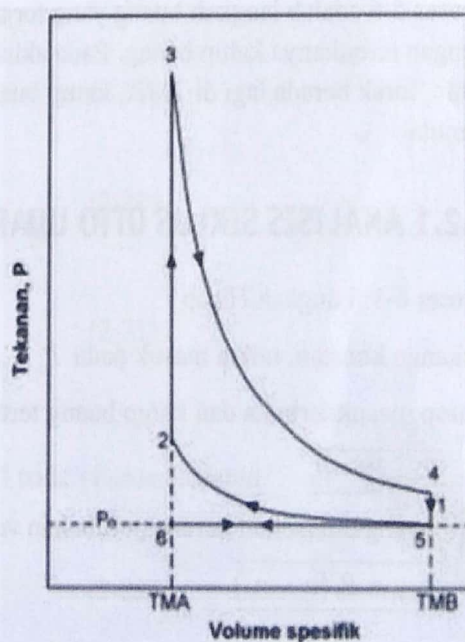
$$R = c_p - c_v = 0,287 \text{ kJ/kg-K}$$

2.2 SIKLUS OTTO

Siklus ideal udara baku pada bukaan trotoar penuh (WOT) kebanyakan motor bensin ditunjukkan pada Gambar 2-1. Siklus ideal ini disebut **siklus otto**.

Temperatur di titik 1 biasanya sekitar 25°C sampai 35°C lebih tinggi dibanding temperatur udara sekitar.

Gambar 2-1 P-V diagram siklus otto udara baku ideal, 6-1-2-3-4-5-6 yang mendekati siklus motor bensin 4-langkah



Langkah kedua adalah langkah kompresi isentropis dari TMB ke TMA (proses 1-2). Pada motor riil, awal langkah kompresi dipengaruhi oleh katup hisap yang tidak tertutup penuh sampai sedikit setelah TMB. Akhir dari kompresi dipengaruhi oleh penyalaan busi sebelum TMA. Dalam proses ini terjadi peningkatan tekanan dan temperatur di dalam silinder berkaitan dengan adanya pemanasan kompresif.

Langkah kompresi diikuti oleh pemasukan kalor pada **volume konstan** (proses 2-3) pada TMA. Pada motor riil, pembakaran dimulai sebelum TMA, dan mencapai kecepatan maksimum dekat TMA, berakhir sedikit sesudah TMA. Selama pemasukan kalor, sejumlah energi ditambahkan ke udara di dalam silinder sehingga temperatur udara meningkat ke nilai yang sangat tinggi, menghasilkan temperatur puncak siklus di titik 3. Peningkatan temperatur selama proses tertutup pada volume konstan juga mengakibatkan kenaikan tekanan yang besar. Jadi tekanan puncak siklus juga dicapai di titik 3.

Nilai tekanan dan entalpi yang sangat tinggi di dalam sistem pada TMA menghasilkan **langkah daya** (atau langkah ekspansi) yang mengikuti proses pembakaran (proses 3-4). Tekanan tinggi pada bagian atas torak mendesak torak ke TMB dan menghasilkan kerja dan daya keluaran motor. Langkah daya siklus motor riil didekati dengan proses isentropik siklus otto. Pada motor riil, awal langkah daya dipengaruhi oleh katup buang yang terbuka sebelum TMB. Selama berlangsungnya langkah daya, temperatur dan tekanan di dalam silinder berkurang saat volume meningkat dari TMA ke TMB.

Menjelang akhir langkah daya siklus riil, katup buang terbuka dan silinder mengalami pembuangan *blowdown*. Sejumlah besar gas buang dikeluarkan dari silinder sehingga mengurangi tekanan manifold buang. Katup buang terbuka sebelum TMB, dan diharapkan *blowdown* sudah selesai di TMB sedemikian hingga tidak terjadi tekanan tinggi di dalam silinder yang melawan torak saat langkah buang berikutnya. Dalam proses pembuangan *blowdown* terjadi penurunan tekanan pada volume konstan (sistem tertutup proses 4-5). Tekanan di dalam silinder pada akhir buangan *blowdown* berkurang menjadi sekitar satu atmosfer, dan penurunan temperatur pada hakikatnya disebabkan adanya pendinginan ekspansi.

Langkah terakhir dari siklus empat langkah terjadi ketika torak bergerak dari TMB ke TMA. Proses 5-6 adalah langkah buang yang terjadi pada tekanan konstan satu atmosfer berkaitan dengan terbukanya katup buang. Pada akhir langkah buang, motor telah mengalami dua putaran, torak berada lagi di TMA, katup buang tertutup, katup hisap terbuka, dan siklus baru dimulai.

2.2.1 ANALISIS SIKLUS OTTO UDARA BAKU PADA WOT

Proses 6-1: Langkah Hisap

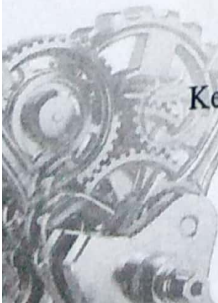
Tekanan konstan, udara masuk pada P_o .

Katup masuk terbuka dan katup buang tertutup:

$$\overline{P_1 = P_6 = P_o} \quad (2-5)$$

Kerja yang dihasilkan karena perubahan volume gas di dalam silinder:

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



Proses 1-2: Langkah kompresi isentropis.

Seluruh katup tertutup:

$$\overline{T_2} = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = T_1 (r_c)^{k-1} \quad (2-7)$$

$$\overline{P_2} = P_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = P_1 (r_c)^k \quad (2-8)$$

$$\overline{q_{1 \rightarrow 2}} = 0 \quad (2-9)$$

$$\overline{w_{1 \rightarrow 2}} = \frac{(P_2 v_2 - P_1 v_1)}{(1-k)} = \frac{R(T_2 - T_1)}{(1-k)} \quad (2-10)$$

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

Proses 2-3: Pemasukan kalor (pembakaran) pada volume konstan.

Seluruh katup tertutup:

$$\overline{v_3} = v_2 = v_{TMA} \quad (2-11)$$

$$\overline{w_{2 \rightarrow 3}} = 0 \quad (2-12)$$

$$\overline{Q_{2 \rightarrow 3}} = \overline{Q_{in}} = m_{bb} Q_{HV} \eta_c = m_{camp} c_v (T_3 - T_2) \quad (2-13)$$

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

$$\overline{Q_{HV} \eta_c} = (AF + 1) c_v (T_3 - T_2) \quad (2-14)$$

$$\overline{q_{2 \rightarrow 3}} = \overline{q_{in}} = c_v (T_3 - T_2) = (u_3 - u_2) \quad (2-15)$$

$$\overline{T_3} = T_{maks} \quad (2-16)$$

$$\overline{P_3} = P_{maks} \quad (2-17)$$

Proses 3-4: Langkah daya atau ekspansi isentropis.

Seluruh katup tertutup:

$$\overline{q_{3 \rightarrow 4}} = 0 \quad (2-18)$$

$$\overline{T_4} = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = T_3 \left(\frac{1}{r_c} \right)^{k-1} \quad (2-19)$$

$$\overline{P_4} = P_3 \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^k = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^k = P_3 \left(\frac{1}{r_c} \right)^k \quad (2-20)$$

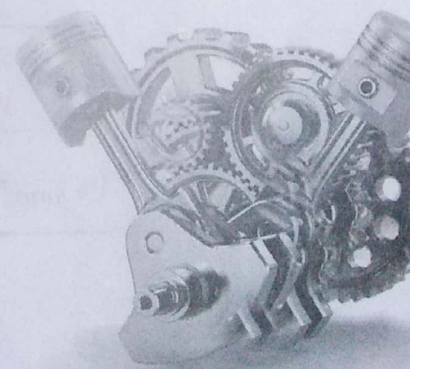
$$\overline{w_{3 \rightarrow 4}} = \frac{(P_4 v_4 - P_3 v_3)}{(1-k)} = \frac{R(T_4 - T_3)}{(1-k)} \quad (2-21)$$

$$= (u_3 - u_4) = c_v (T_3 - T_4)$$

Proses 4-5: Pelepasan kalor (keluaran *blowdown*) pada volume konstan.

Katup buang terbuka dan katup hisap tertutup:

$$\overline{v_5} = v_4 = v_{TMB} \quad (2-22)$$



$$\overline{w_{4 \rightarrow 5}} = 0 \quad (2-23)$$

$$\overline{Q_{4 \rightarrow 5}} = \overline{Q_{out}} = m_{camp} c_v (T_4 - T_5) = m_{camp} c_v (T_1 - T_4) \quad (2-24)$$

$$\overline{q_{4 \rightarrow 5}} = \overline{q_{out}} = c_v (T_5 - T_4) = (u_5 - u_4) \quad (2-25)$$

$$= c_v (T_1 - T_4)$$

Proses 5-6: Langkah buang, tekanan konstan pada P_o .

Katup buang terbuka dan katup masuk tertutup:

$$\overline{P_5} = \overline{P_6} = \overline{P_0} \quad (2-26)$$

$$\overline{w_{5 \rightarrow 6}} = \overline{P_0 (v_6 - v_5)} = \overline{P_0 (v_6 - v_1)} \quad (2-27)$$

Efisiensi termal siklus otto:

$$\begin{aligned} (\eta_t)_{OTTO} &= \frac{|W_{neto}|}{|q_{in}|} = 1 - \left(\frac{|q_{out}|}{|q_{in}|} \right) \\ &= 1 - \left[\frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_v (T_3 - T_2)} \right] = 1 - \left[\frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \right] \end{aligned} \quad (2-28)$$

Efisiensi termal hanya ditentukan oleh perubahan temperatur. Hal ini dapat disederhanakan lebih lanjut dengan menerapkan hubungan gas ideal untuk kompresi isentropis dan langkah ekspansi di mana $v_1 = v_4$ dan $v_2 = v_3$.

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right) = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^{k-1} = \left(\frac{T_3}{T_4} \right) \quad (2-29)$$

Dengan menyusun ulang persamaan temperatur memberikan:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad (2-30)$$

Jika persamaan (2-28) disusun kembali maka akan diperoleh:

$$(\eta_t)_{OTTO} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_2} \right) \left\{ \frac{\left[\left(\frac{T_4}{T_1} \right) - 1 \right]}{\left[\left(\frac{T_3}{T_2} \right) - 1 \right]} \right\} \quad (2-31)$$

Dari persamaan (2-30) dihasilkan

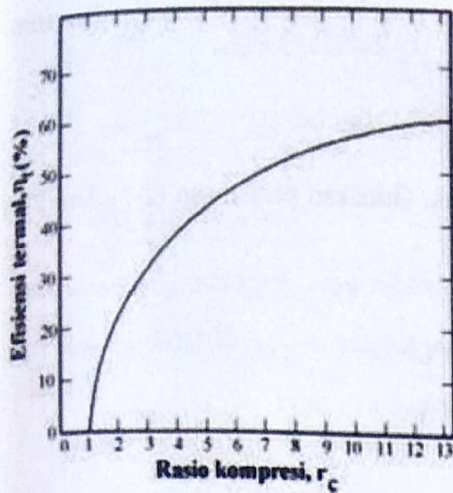
$$(\eta_t)_{OTTO} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_2} \right) \quad (2-32)$$

Kombinasi persamaan ini dengan persamaan (2-7) menghasilkan:

$$(\eta_t)_{OTTO} = 1 - \left[\frac{1}{\left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}} \right] \quad (2-33)$$

dengan $\frac{v_1}{v_2} = r_c$, rasio kompresi

$$(\eta_t)_{OTTO} = 1 - \left(\frac{1}{r_c} \right)^{k-1} \quad (2-34)$$



Untuk menentukan efisiensi termal siklus otto pada WOT hanya membutuhkan rasio kompresi. Ketika rasio kompresi ditingkatkan, efisiensi termal akan meningkat seperti terlihat dalam Gambar 2-2. Efisiensi ini merupakan **efisiensi termal indikasi**, sebagai nilai perpindahan kalor ke dan dari udara di dalam ruang bakar.

Gambar 2-2 Efisiensi termal indikasi sebagai fungsi rasio kompresi motor bensin yang beroperasi pada WOT siklus otto udara baku ($k = 1,35$)

Contoh Soal 2-1

Motor mobil bensin 4 silinder 2,5 liter beroperasi pada WOT dalam siklus otto udara baku, 4-langkah pada 3000 RPM. Motor mempunyai rasio kompresi 8,6:1, efisiensi mekanik 86%, rasio *stroke-to-bore* $S/B = 1,025$. Bahan bakar isoooktan dengan $AF = 15$, nilai kalor = 44.300 kJ/kg dan efisiensi pembakaran $\eta_c = 100\%$. Pada awal langkah kompresi, kondisi di dalam silinder ruang bakar adalah 100 kPa dan 60°C . Dapat diasumsikan bahwa di sana terdapat 4% sisa pembuangan tertunda dari siklus yang sebelumnya. Lakukan analisis termodinamika lengkap dari motor ini.

Penyelesaian:

Untuk satu silinder, volume langkah adalah:

$$V_L = \frac{2,5 \text{ liter}}{4} = \underline{0,625 \text{ liter} = 0,000625 \text{ m}^3}$$

Gunakan persamaan (1-12) untuk mendapatkan volume sisa:

$$r_c = \frac{V_1}{V_2} = \frac{(V_c + V_L)}{V_c} \rightarrow 8,6 = \frac{V_c + 0,000625}{V_c}$$

$$V_c = \underline{0,0000822 \text{ m}^3 = 0,0822 \text{ L} = 82,2 \text{ cm}^3}$$

Gunakan persamaan (1-8) untuk mendapatkan *bore* dan *stroke*.

$$V_L = \left(\frac{\pi}{4}\right) B^2 S \rightarrow 0,000625 = \left(\frac{\pi}{4}\right) B^2 (1,025 B)$$

$$B = \underline{0,0919 \text{ m} = 9,19 \text{ cm}}$$

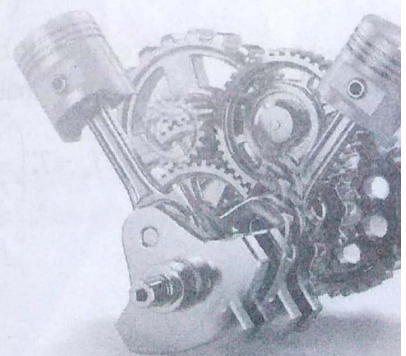
$$S = 1,025 B = 1,025(0,0919 \text{ m}) = \underline{0,0942 \text{ m} = 9,42 \text{ cm}}$$

Kedaaan 1:

$$T_1 = 60^\circ\text{C} = 333 \text{ K} \text{ diberikan dalam pernyataan soal}$$

$$P_1 = 100 \text{ kPa} \text{ diberikan dalam soal}$$

$$V_1 = V_L + V_c = (0,000625 + 0,0000822) \text{ m}^3 = \underline{0,000707 \text{ m}^3}$$



Massa campuran gas di dalam silinder dapat dihitung pada keadaan 1. Massa di dalam silinder kemudian tetap sama untuk keseluruhan siklus.

$$m_{camp} = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{(100 \text{ kPa})(0,000707 \text{ m}^3)}{(0,287 \text{ kJ/kg-K})(333 \text{ K})} = 0,000740 \text{ kg}$$

Keadaan 2: Langkah kompresi 1-2 adalah isentropik. Gunakan persamaan (2-7) dan (2-8) untuk mendapatkan tekanan dan temperatur.

$$P_2 = P_1 (r_c)^k = (100 \text{ kPa})(8,6)^{1,35} = 1826 \text{ kPa}$$

$$T_2 = T_1 (r_c)^{k-1} = (333 \text{ K})(8,6)^{0,35} = 707 \text{ K} = 434^\circ\text{C}$$

$$V_2 = \frac{mRT_2}{P_2} = \frac{(0,000740 \text{ kg})(0,287 \text{ kJ/kg-K})(707 \text{ K})}{(1826 \text{ kPa})}$$

$$= 0,0000822 \text{ m}^3 = V_c$$

Nilai ini tidak lain adalah volume *clearance* pada satu silinder. Cara lain untuk mendapatkan nilai ini adalah dengan menggunakan persamaan:

$$V_2 = \frac{V_1}{r_c} = \frac{0,000707 \text{ m}^3}{8,6} = 0,0000822 \text{ m}^3$$

Massa campuran gas, m_{camp} , di dalam silinder tersusun dari udara m_{ud} , bahan bakar m_{bb} dan sisa buangan m_b .

$$\text{Massa udara } m_{ud} = \left(\frac{15}{16}\right)(0,96)(0,000740) = 0,000666 \text{ kg}$$

$$\text{Massa bahan bakar } m_{bb} = \left(\frac{1}{16}\right)(0,96)(0,000740) = 0,000044 \text{ kg}$$

$$\text{Massa buangan } m_b = (0,04)(0,000740) = 0,000030 \text{ kg}$$

$$\text{Total } m_{camp} = 0,000740 \text{ kg}$$

Keadaan 3: Gunakan persamaan (2-13) untuk menghitung panas yang ditambahkan selama satu siklus:

$$Q_{in} = m_{bb} Q_{HV} \eta_c = m_{camp} c_v (T_3 - T_2)$$

$$= (0,000044 \text{ kg})(44.300 \text{ kJ/kg})(1,00)$$

$$= (0,000740 \text{ kg})(0,821 \text{ kJ/kg-K})(T_3 - 707) \text{ K}$$

Penyelesaian untuk T_3 :

$$T_3 = 3915 \text{ K} = 3642^\circ\text{C} = T_{maks}$$

$$V_3 = V_2 = 0,000082 \text{ m}^3$$

Untuk volume konstan

$$P_3 = P_2 \left(\frac{T_3}{T_2}\right) = (1826 \text{ kPa}) \left(\frac{3915}{707}\right) = 10.111 \text{ kPa} = P_{maks}$$

Keadaan 4: Langkah daya 3-4 adalah isentropik. Gunakan persamaan (2-19) dan (2-20) untuk mendapatkan temperatur dan tekanan.

$$T_4 = T_3 \left(\frac{1}{r_c}\right)^{k-1} = (3915 \text{ K}) \left(\frac{1}{8,6}\right)^{0,35} = 1844 \text{ K} = 1571^\circ\text{C}$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{1}{r_c} \right)^k = (10.111 \text{ kPa}) \left(\frac{1}{8,6} \right)^{1,35} = \underline{554 \text{ kPa}}$$

$$V_4 = \frac{m_{\text{camp}} R T_4}{P_4} = \frac{(0,000740 \text{ kg})(0,287 \text{ kJ/kg} - \text{K})(1844 \text{ K})}{554 \text{ kPa}}$$

$$= \underline{0,000707 \text{ m}^3} = V_1$$

Ini sesuai dengan nilai V_1 yang diperoleh sebelumnya.

Kerja yang dihasilkan pada langkah daya isentropis untuk satu silinder selama satu siklus adalah:

$$W_{3-4} = \frac{m_{\text{camp}} R (T_4 - T_3)}{(1-k)} = \frac{(0,000740 \text{ kg})(0,287 \text{ kJ/kg} - \text{K})(1844 - 3915) \text{ K}}{(1-1,35)}$$

$$= \underline{1,257 \text{ kJ}}$$

Kerja yang diserap sepanjang langkah kompresi isentropis untuk satu silinder selama satu siklus adalah:

$$W_{1-2} = \frac{m_{\text{camp}} R (T_2 - T_1)}{(1-k)} = \frac{(0,000740 \text{ kg})(0,287 \text{ kJ/kg} - \text{K})(707 - 333) \text{ K}}{(1-1,35)}$$

$$= \underline{-0,227 \text{ kJ}}$$

Kerja pada langkah hisap saling meniadakan dengan kerja langkah buang. Kerja indikasi bersih (*net*) untuk satu silinder selama satu siklus adalah:

$$W_{\text{net}} = W_{1-2} + W_{3-4} = (-0,227) + (+1,257) = \underline{+1,030 \text{ kJ}}$$

Panas yang ditambahkan untuk satu silinder selama satu siklus:

$$Q_{\text{in}} = m_{\text{bb}} Q_{\text{HV}} \eta_c = (0,000044 \text{ kg})(44.300 \text{ kJ/kg})(1,00) = \underline{1,949 \text{ kJ}}$$

Efisiensi termal indikasi adalah:

$$\eta_t = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{in}}} = \frac{1,030}{1,949} = 0,529 = \underline{52,9\%}$$

atau gunakan persamaan:

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{T_1}{T_2} \right) = 1 - \left(\frac{1}{r_c} \right)^{k-1} = 1 - \left(\frac{333}{707} \right) = 1 - \left(\frac{1}{8,6} \right)^{0,35} = 0,529$$

83-96

2.2.2 SIKLUS OTTO AKTUAL UDARA-BAHAN BAKAR

Siklus aktual motor pembakaran dalam sebenarnya bukan merupakan siklus termodinamik. Siklus termodinamik baku udara ideal terjadi pada sistem tertutup dengan komposisi campuran konstan. Secara aktual hal ini tidak terjadi pada motor pembakaran dalam. Analisis baku udara hanya memberikan estimasi yang paling baik untuk kondisi-kondisi aktual. Perbedaan yang utama di antaranya adalah:

1. Senyatanya motor beroperasi dengan **siklus terbuka** di mana komposisi gas berubah dan seringkali disertai perubahan laju aliran massa. Massa gas yang meninggalkan motor di dalam buangan lebih besar dari massa gas yang masuk dalam proses hisap.
2. Analisis udara baku menganggap fluida yang masuk ke motor adalah udara yang dianggap sebagai gas ideal. Pada motor real mungkin keseluruhannya berupa udara (motor