

SIMULASI PROSES PEMBAKARAN PADA MOTOR BAKAR TORAK DUA LANGKAH

T. A. Fauzi Soelaiman ^(1,2), Rachmat K. Bachrun ⁽¹⁾,
Arthur M. Mangaranap ⁽³⁾, dan Andry Arifin ⁽³⁾

⁽¹⁾ Jurusan Teknik Mesin, ITB

⁽²⁾ Lab Termodinamika, PPAU-IR, ITB

⁽³⁾ Alumni Jurusan Teknik Mesin, ITB

Ringkasan

Secara rinci, proses pembakaran pada sebuah motor bakar perlu diteliti untuk mengetahui peranan variabel-variabel yang dapat mempengaruhi prestasi motor bakar tersebut. Pada makalah ini, dibahas sebuah program komputer untuk mensimulasikan proses pembakaran pada sebuah motor bakar dua langkah. Simulasi yang dilakukan mencakup pemodelan perpindahan panas pada silinder dan ruang engkol, pemodelan pelepasan panas pada motor bensin dan diesel, pemodelan sifat gas, pemodelan keseimbangan energi, dan pemodelan koefisien aliran melalui lubang. Dengan melakukan proses simulasi ini, maka dapat diperoleh prestasi motor bakar torak dua langkah berdasarkan variabel operasi masukan. Sebagai contoh, untuk data motor bakar torak dua langkah MK1 program simulasi menghasilkan daya indikator maksimum terjadi pada kecepatan putar 5500 rpm sebesar 18,3 hp dan tekanan efektif rata-rata maksimum sebesar 4,2 bar pada 5000 rpm.

Abstract

The combustion process in an internal combustion engine must be known in detail to find out the dependence of its operating conditions on the engine's performance. This paper discusses a computer program that simulates the combustion processes of a two-stroke engine. The simulation includes modelling the heat transfers from the cylinder and crankcase, modelling the heat releases for gasoline and diesel engines, modelling the gas properties, modelling the energy balance, and modelling the flow coefficients through the ports. The performance of the two-stroke engine can be obtained from the simulation. As a case study, a two stroke MK1 engine was simulated and the simulation results the maximum indicated power is 18.3 hp at 5500 rpm and the maximum indicated mean effective pressure (IMEP) is 4.2 bar at 5000 rpm.

Keywords: Engine simulation, two stroke, combustion process

1. PENDAHULUAN

Proses yang dialami fluida kerja pada sebuah motor bakar torak dapat diamati dengan menggunakan pendekatan siklus ideal. Siklus ideal memang dapat menunjukkan keadaan fluida kerja selama satu siklus, namun banyaknya asumsi yang diambil menyebabkan fenomena yang diamati menjadi tidak akurat sehingga manfaatnya menjadi terbatas. Karena itu diperlukan suatu pemodelan yang dapat meminimalkan asumsi yang diambil dengan menggunakan persamaan-persamaan matematika baik yang diturunkan dari fenomena-fenomena yang terjadi pada motor bakar torak, maupun yang didapat secara empiris.

Beberapa pemodelan pada motor bakar torak dua langkah dapat diaplikasikan pula pada pemodelan pada motor bakar torak empat langkah. Pemodelan yang sama ini antara lain pemodelan pelepasan panas, pemodelan kerugian karena

perpindahan panas, dan pemodelan persamaan keseimbangan energi dalam silinder.

Hal-hal yang berbeda antara pemodelan motor bakar torak dua langkah dengan empat langkah disebabkan oleh perbedaan prinsip kerja yang terdapat antara keduanya seperti perbedaan lama siklus kerja yaitu 360 derajat sudut engkol untuk motor bakar torak dua langkah dan 720 derajat sudut engkol untuk motor bakar torak empat langkah. Perbedaan yang lain ialah perbedaan fisik seperti adanya saluran transfer pada motor bakar dua langkah, perbedaan proses pemasukan dan pengeluaran fluida kerja, dan perbedaan proses pembilasan.

Dari proses simulasi maka akan didapat antara lain prestasi motor bakar torak dua langkah pada kecepatan putar tertentu seperti daya indikator (N_i), pemakaian bahan bakar spesifik indikator (*ISFC: Indicated Specific Fuel Consumption*), dan tekanan efektif rata-rata indikator (*IMEP: Indicated Mean Effective Pressure*).

2. LANDASAN TEORI

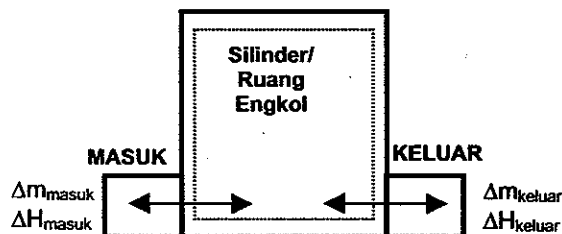
2.1 Asumsi Dasar Pemodelan

Dalam pemodelan motor bakar torak dua langkah ini, digunakan beberapa asumsi sebagai batasan dalam proses perhitungan yaitu:

1. Fluida kerja adalah gas ideal dengan sifat gas yang berubah menurut komposisi gas dan temperatur sesaat.
2. Gesekan tidak diperhitungkan. Semua besaran yang dihasilkan adalah besaran indikator.
3. Massa fluida kerja dalam silinder selama lubang tertutup konstan.
4. Korelasi yang digunakan untuk menyatakan proses perpindahan panas baik dalam silinder maupun ruang engkol menggunakan persamaan yang dikembangkan oleh Annand [1].
5. Tekanan pada silinder dan ruang engkol dianggap konstan

2.2 Keseimbangan Energi

Persamaan keseimbangan energi dalam pemodelan motor bakar torak dua langkah merupakan persamaan kunci karena dapat menyatakan tingkat keadaan fluida kerja di dalam silinder pada suatu sudut engkol tertentu. Tingkat keadaan ini merupakan hasil perubahan keadaan fluida kerja yang masuk dan keluar sistem, dan adanya kerja dan kalor yang bekerja pada silinder. Sistem yang digunakan di sini ialah silinder itu sendiri seperti pada Gambar (1).



Gambar 1. Aliran masuk dan keluar silinder.

Pada sistem tersebut berlaku Hukum Termodinamika I:

$$\Delta E = \Sigma Q + W + \Sigma \Delta E_{\text{aliran}} \quad (1)$$

Notasi Q menyatakan kalor yang masuk/keluar sistem dan notasi W menyatakan kerja pada sistem. Berdasarkan Gambar (1), untuk perubahan sistem dari kondisi 1 ke kondisi 2, Persamaan (1) di atas dapat dituliskan menjadi:

$$Q_{\text{hr}} - Q_{\text{rugi}} + \Delta H_{\text{masuk}} = (m_2 C_{v2} T_2 - m_1 C_{v1} T_1) + \Delta H_{\text{keluar}} + 0,5 \cdot (p_1 + p_2) \Delta V \quad (2)$$

dimana Q_{hr} menunjukkan energi pelepasan panas (*heat release*) dari proses pembakaran campuran udara dan bahan bakar yang terjadi dalam silinder. Sedangkan Q_{rugi} merupakan energi perpindahan panas dari fluida kerja ke dinding silinder. Kedua harga ini akan diterangkan pada pemodelan

pelepasan panas dan pemodelan perpindahan panas.

Selama proses dari kondisi 1 ke kondisi 2 berlaku juga hukum kontinuitas massa yaitu:

$$m_2 = m_1 + \Delta m_{\text{masuk}} + \Delta m_{\text{keluar}} \quad (3)$$

dengan harga Δm_{masuk} menunjukkan massa gas yang masuk atau keluar silinder dari sisi masuk yaitu lubang transfer, sedangkan Δm_{keluar} menunjukkan massa gas yang masuk atau keluar silinder dari sisi keluar yaitu lubang buang.

Untuk menghitung besarnya entalpi masuk dan keluar silinder maka digunakan Persamaan (4) dan (5) di bawah ini.

$$\Delta H_{\text{masuk}} = \Delta m_{\text{masuk}} \left(C_p \cdot T_{\text{saluran}} + \frac{C_{\text{masuk}}^2}{2} \right) \quad (4)$$

$$\Delta H_{\text{keluar}} = \Delta m_{\text{keluar}} \left(C_p \cdot T_{\text{silinder}} + \frac{C_{\text{keluar}}^2}{2} \right) \quad (5)$$

Harga C_p merupakan harga kalor jenis pada tekanan tetap dan harga C_{masuk} maupun C_{keluar} menunjukkan kecepatan partikel fluida kerja.

Pada akhir suatu rentang waktu Δt , volume silinder akan berubah dari V_1 menjadi V_2 dengan hubungan:

$$V_2 = V_1 + \Delta V \quad (6)$$

dan setelah rentang waktu Δt maka tekanan dalam silinder juga berubah dari p_1 menjadi p_2 :

$$p_2 = \frac{m_2 \cdot R_2 \cdot T_2}{V_2} \quad (7)$$

Dengan mensubstitusikan Persamaan (3) dan (7) ke dalam Persamaan (2), maka akan diperoleh persamaan untuk T_2 yaitu temperatur silinder setelah rentang waktu Δt , sebagai:

$$T_2 = \frac{Q_{\text{hr}} - Q_{\text{rugi}} + \Delta H_{\text{masuk}} - \Delta H_{\text{keluar}} + m_1 C_{v1} T_1 - \frac{p_1 \Delta V}{2}}{(m_1 + \Delta m_{\text{masuk}} + \Delta m_{\text{keluar}}) \left(C_{v2} T_2 + \frac{R_2 \Delta V}{2 V_2} \right)} \quad (8)$$

Setelah mengetahui temperatur di dalam silinder, maka tekanan dalam silinder dapat dihitung dengan Persamaan (7) dan keduanya akan menjadi harga awal untuk perhitungan aliran masuk atau keluar silinder pada rentang waktu berikutnya.

Keseimbangan energi pada ruang engkol juga menggunakan Hukum I Termodinamika dan diturunkan seperti Persamaan (8). Perbedaannya ialah bahwa pada ruang engkol tidak ada pelepasan panas sehingga tidak ada Q_{hr} . Perbedaan yang lain ialah aliran massa Δm_{masuk} menunjukkan aliran massa yang keluar atau masuk melalui lubang masuk dan Δm_{keluar} menunjukkan aliran massa melalui pertemuan ruang engkol dengan saluran transfer yang selalu terbuka.

Perhitungan temperatur dalam ruang engkol setelah rentang waktu (T_{re2}) menggunakan persamaan:

$$T_{re2} = \frac{-Q_{rugi} + \Delta H_{masuk} - \Delta H_{keluar} + m_1 \cdot C_{v1} \cdot T_{ref} - \frac{p_{ref} \Delta V_{ref}}{2}}{(m_{ref} + \Delta m_{masuk} + \Delta m_{keluar}) \left(C_{v2} T_2 + \frac{R_2 \Delta V_{re}}{2 V_{re2}} \right)} \quad (9)$$

Tekanan dalam ruang engkol setelah rentang waktu Δt dihitung dengan persamaan yang sama dengan persamaan untuk silinder:

$$p_{re2} = \frac{m_{re2} \cdot R \cdot T_{re2}}{V_{re2}} \quad (10)$$

Setelah suatu rentang waktu Δt , kemurnian gas (II) di dalam silinder juga berubah yang harganya dipengaruhi oleh kemurnian dan massa gas yang masuk maupun keluar dari silinder pada saat itu. Kemurnian merupakan perbandingan antara massa udara dengan massa total dalam silinder, dan harga kemurnian silinder setelah Δt adalah [3]:

$$\Pi_2 = \frac{m_1 \cdot \Pi_1 + \Delta m_{masuk} \cdot \Pi_{masuk} - \Delta m_{keluar} \cdot \Pi_{keluar}}{m_2} \quad (11)$$

Setelah mendapat harga kemurnian ini maka dapat diketahui sifat-sifat gas yaitu R , k , C_p dan C_v setelah rentang waktu Δt dengan menggunakan pemodelan sifat-sifat gas pada Sub-bagian 2.3

Tingkat keadaan silinder maupun ruang engkol yang baru ini kemudian digunakan untuk perhitungan pada rentang waktu Δt berikutnya, sampai perhitungan dianggap mencapai kestabilan.

2.3 Pemodelan Sifat Gas

Dalam simulasi sebuah motor bakar torak dua langkah, harga konstanta gas k dan R sangat mempengaruhi perhitungan perambatan gelombang tekanan. Harga k , yaitu perbandingan panas jenis gas, bergantung pada komposisi gas dan temperatur sesaat. Sedangkan R , yaitu konstanta gas, bergantung pada komposisi gas saja.

Dalam simulasi motor bakar dua langkah, komposisi gas diwakili oleh kemurnian (II) silinder yang merupakan perbandingan antara massa udara dengan massa total. Kemurnian dalam silinder terletak di antara kemurnian udara (Π_{udara}) yang sebesar satu dan kemurnian gas buang (Π_{gb}) yang sebesar nol. Kedua sifat gas di dalam silinder berubah-ubah dalam rentang antara sifat udara dan gas buang menurut kemurniannya yaitu [3]:

$$R = \Pi R_{udara} + (1 - \Pi) R_{gb} \quad (12)$$

$$k = \frac{C_p}{C_v} = \frac{\Pi C_{pudara} + (1 - \Pi) C_{pgb}}{C_p - R} \quad (13)$$

Harga konstanta gas k dan R udara dan gas buang telah ditentukan sebelum simulasi yaitu:

$$\begin{aligned} R_{udara} &= 287 \text{ J/kg.K} \\ k_{udara} &= 1,4 \\ R_{gb} &= 300 \text{ J/kg.K} \\ k_{gb} &= 1,36 \end{aligned}$$

$$C_{pudara} = \frac{k_{udara} \cdot R_{udara}}{k_{udara} - 1} = 1004,5 \text{ J/kg.K}$$

$$C_{pgb} = \frac{k_{gb} \cdot R_{gb}}{k_{gb} - 1} = 1133,3 \text{ J/kg.K}$$

Dengan mengetahui sifat-sifat gas dalam silinder, maka dapat dihitung pula panas jenis gas di dalam silinder:

$$C_{psilinder} = \frac{k \cdot R}{k - 1} \quad (14)$$

$$C_{vsilinder} = \frac{R}{k - 1} \quad (15)$$

2.4 Pemodelan Perpindahan Panas

Pemodelan perpindahan panas dalam silinder dan ruang engkol dilakukan dengan menggunakan model perpindahan panas konveksi yang dikembangkan oleh Annand [5]. Pemodelan ini didasarkan pada perhitungan bilangan Nusselt sebagai fungsi pangkat dari bilangan Reynolds yaitu:

$$Nu = a \cdot (Re)^b \quad (16)$$

Harga a dan b merupakan konstanta yang ditentukan secara empiris. Untuk motor bakar torak dua langkah ditentukan besarnya harga a dan b sebesar 0,38 dan 0,7. Sedangkan untuk motor bakar torak empat langkah a dan b ditentukan sebesar 0,49 dan 0,7 [5].

Sifat-sifat gas dalam silinder maupun ruang engkol yang berubah-ubah selama siklus berlangsung ialah konduktivitas termal (C_k) dan viskositas gas (μ). Kedua sifat tersebut bergantung pada temperaturnya. Untuk itu digunakan hubungan [3]:

$$C_k = 6,1944 \cdot 10^{-3} + 7,3814 \cdot 10^{-5} T - 1,2491 \cdot 10^{-8} T^2 \quad (17)$$

$$\mu = 7,457 \cdot 10^{-6} + 4,1547 \cdot 10^{-8} T - 7,4793 \cdot 10^{-12} T^2 \quad (18)$$

Bagian yang penting dalam pemodelan ini ialah dalam penentuan bilangan Reynolds. Penentuan bilangan Reynolds untuk perpindahan panas dalam silinder menurut Annand sebaiknya menggunakan kecepatan torak rata-rata (v_p) sebagai kecepatan karakteristik dan diameter silinder ($d_{silinder}$) sebagai panjang karakteristik dengan persamaan:

$$Re = \frac{\rho_{silinder} \cdot v_p \cdot d_{silinder}}{\mu} \quad (19)$$

Kecepatan piston rata-rata ditentukan dengan panjang langkah torak (STROKE) dan kecepatan putar poros dalam putaran per menit (RPM) yaitu:

$$v_p = \frac{2 \times \text{STROKE} \times \text{RPM}}{60} \quad (20)$$

Perhitungan bilangan Reynolds dalam ruang engkol menurut Blair [3] dapat didekati dengan persamaan seperti Persamaan (19) dengan menggunakan diameter roda gaya (*flywheel*) (d_f) sebagai panjang karakteristik karena perpindahan panas dianggap terjadi pada udara di antara roda

gaya dan permukaan dinding ruang engkol, dan kecepatan permukaan poros engkol maksimum sebagai kecepatan karakteristik.

$$Re = \frac{\rho_{re} c_f d_f}{\mu} \quad (21)$$

Kecepatan permukaan poros engkol maksimum didapat dari diameter roda gaya (d_f) dan putaran poros engkol dalam putaran per menit (RPM).

$$c_f = \frac{\pi d_f \cdot RPM}{60} \quad (22)$$

Besarnya massa jenis baik dalam silinder (ρ_{cyl}) maupun dalam ruang engkol (ρ_{re}) dihitung dengan menggunakan sifat-sifat gas yaitu tekanan silinder dan ruang engkol, temperatur silinder dan ruang engkol, serta konstanta gas dalam silinder dan ruang engkol.

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \quad (23)$$

Bilangan Nusselt yang telah dihitung digunakan untuk mendapatkan koefisien perpindahan panas konveksinya (h) dengan Persamaan (24) untuk silinder dan Persamaan (25) untuk ruang engkol.

$$h_{silinder} = \frac{C_k \cdot Nu}{d_{silinder}} \quad (24)$$

$$h_{re} = \frac{C_k \cdot Nu}{d_f} \quad (25)$$

Dengan harga koefisien perpindahan panas konveksi tersebut maka dapat dihitung perpindahan panas konveksi yang terjadi pada rentang waktu Δt yaitu :

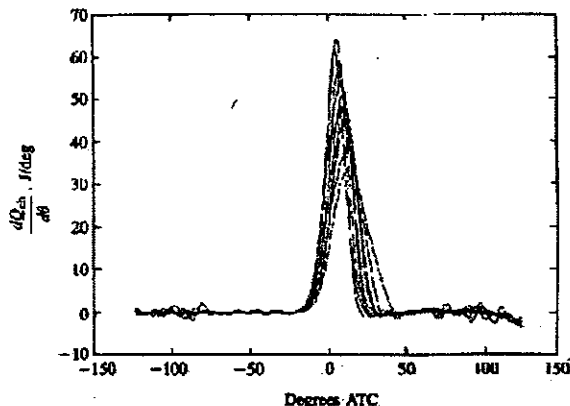
$$\Delta Q_{silinder} = h_{silinder} \cdot A \cdot (T - T_{dinding\ silinder}) \cdot \Delta t \quad (26)$$

$$\Delta Q_{re} = h_{re} \cdot A \cdot (T - T_{dinding\ re}) \cdot \Delta t \quad (27)$$

Akhirnya, Persamaan (26) dan (27) dapat dimasukkan ke dalam perhitungan keseimbangan energi silinder maupun ruang engkol pada Sub-bagian (2.2) sebagai harga Q_{nugi} .

2.5 Pemodelan Pelepasan Panas

Pelepasan panas dalam motor bensin merupakan kurva seperti pada Gambar (2) yang menggambarkan laju pelepasan panas terhadap derajat engkol untuk sepuluh siklus.



Gambar 2 Laju pelepasan panas pada motor bensin satu silinder pada 1500 rpm [6].

Pelepasan panas pembakaran pada motor bensin dimodelkan dengan menggunakan fraksi massa bahan bakar yang terbakar terhadap sudut engkol, atau [8]:

$$x_b = \frac{1 - \cos\left(\frac{(CAD - BIGN)\pi}{BT}\right)}{2} \quad (28)$$

dimana:

x_b = fraksi massa bahan bakar terbakar,
CAD = sudut engkol,
BIGN = sudut engkol awal pembakaran,
dan
BT = lama pembakaran.

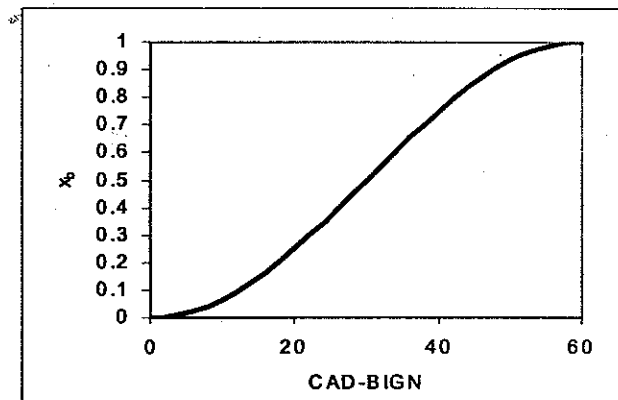
Besarnya pelepasan panas pada proses simulasi untuk tiap-tiap rentang waktu perhitungan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$Q_{hr} = \eta_c \cdot (x_{b2} - x_{b1}) m_f \cdot LHV \quad (29)$$

dimana:

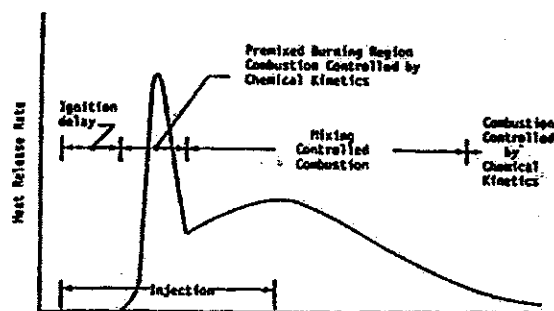
η_c = efisiensi pembakaran,
 x_{b2} = fraksi massa bahan bakar terbakar pada $t_2 = t_1 + dt$,
 x_{b1} = fraksi massa bahan bakar terbakar pada t_1 ,
 m_f = massa bahan bakar, dan
LHV = nilai kalor bawah bahan bakar.

Pada Gambar (3) di bawah dapat dilihat contoh kurva fraksi bahan bakar yang terbakar, x_b , terhadap derajat sudut engkol untuk waktu pembakaran selama 60 derajat sudut engkol.



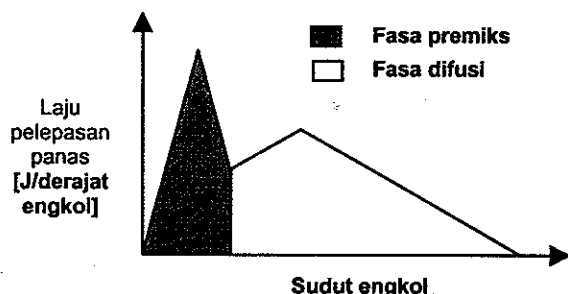
Gambar 3 Kurva fraksi bahan bakar terbakar terhadap derajat sudut engkol.

Pelepasan panas pada motor Diesel terdiri dari dua fasa yaitu fasa premiks dan fasa difusi seperti pada Gambar (4). Kebanyakan bahan bakar terbakar pada fasa premiks selama waktu premiks, yang relatif kecil dibandingkan dengan lama pembakaran keseluruhan, dan lalu dilanjutkan dengan fasa difusi.



Gambar 4 Kurva laju pelepasan panas pada motor Diesel jenis injeksi langsung (DI) [8].

Pelepasan panas untuk motor Diesel seperti pada Gambar (4) di atas dimodelkan dengan menggunakan dua buah segitiga yang memodelkan fasa premiks dan difusi [7]. Pemodelan pembakaran ini dapat dilihat pada Gambar (5).



Gambar 5 Model pelepasan panas motor Diesel [7].

Persamaan matematika yang digunakan untuk memodelkan pelepasan panas motor Diesel adalah:

- dari nol sampai harga puncak pada fasa premiks:

$$Q = 24 \cdot RHR \cdot (CAD - IGN) / (7 \cdot BT1) \quad (30 a)$$
- dari puncak sampai akhir fasa premiks:

$$Q = 20 \cdot RHR / 7 - 16 \cdot RHR \cdot (CAD - IGN) / (7 \cdot BT1) \quad (30 b)$$
- dari akhir fasa premiks sampai puncak fasa difusi:

$$A = F3 \cdot BT1 \cdot RHR / (F2 \cdot BT2) \quad (30 c)$$

$$Q = 18A \cdot (CAD - IGN - BT1) / (11 \cdot BT2) + 12A / 11 \quad (30 d)$$
- dari puncak fasa difusi sampai akhir fasa difusi:

$$Q = 27A / 11 - 27 \cdot A \cdot (CAD - IGN - BT1) / (11 \cdot BT2) \quad (30 e)$$

dimana:

F2 = fraksi bahan bakar yang terbakar pada fasa premiks,
 F3 = 1 - F2,
 CAD = derajat sudut engkol,
 IGN = saat dimulainya pembakaran (sebelum TMA),
 BT1 = lama pembakaran fasa premiks ditetapkan sebesar 7 derajat [8],
 BT2 = lama pembakaran fasa difusi,
 RHR = ENERGI.F2/BT1, dan
 ENERGI = jumlah energi yang terkandung pada bahan bakar.

2.6 Pemodelan Koefisien Aliran melalui Lubang

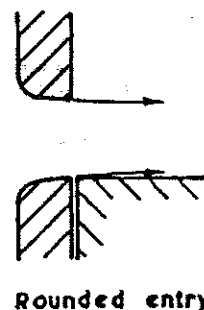
Dalam motor bakar dua langkah, pengontrolan fluida masuk dan keluar silinder dan ruang engkol diatur oleh gerakan piston. Artinya, piston juga berfungsi untuk membuka dan menutup celah antara silinder dan ruang engkol dengan saluran yang ada yaitu saluran masuk, keluar, dan transfer.

Luas aliran fluida yang melalui lubang tersebut bukan merupakan luas penampang lubang secara geometri melainkan merupakan luas permukaan efektif sehingga diperlukan suatu faktor koreksi yaitu koefisien aliran melalui lubang atau C_D (Coefficient of Discharge).

Luas celah yang akan ditutup atau dibuka bergantung pada geometri lubang. Bentuk lubang umumnya persegi panjang dengan lingkaran di sudut-sudutnya, dan luas maksimumnya secara geometri akan menjadi referensi untuk menghitung koefisien aliran melalui lubang tersebut.

Dalam simulasi sebuah motor bakar torak dua langkah diperlukan empat harga C_D yaitu pada lubang masuk, lubang buang, lubang transfer, dan pada pertemuan saluran transfer dan ruang engkol. Keempat harga C_D ini diperlukan dalam perhitungan aliran masuk maupun keluar dari silinder.

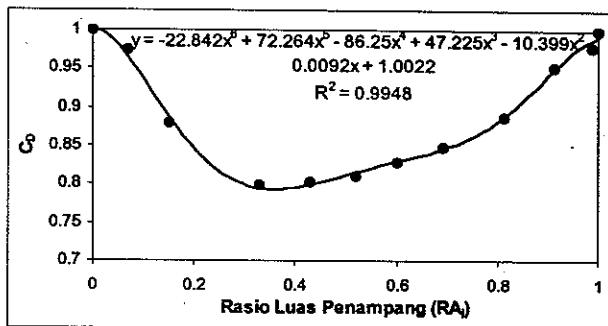
Pemodelan koefisien aliran melalui lubang masuk menuju ruang engkol menggunakan pemodelan untuk jenis lubang masuk yang berbentuk persegi panjang dengan ujung masuknya aliran yang berbentuk membulat (*rounded entry*) seperti pada Gambar (6) yang menunjukkan lubang masuk dengan aliran pada bukaan penuh.



Gambar 6 Gambar aliran pada lubang masuk tipe ujung membulat [1].

Korelasi antara C_D dengan perbandingan luas penampang lubang masuk (RA_i) dapat didekati pada Gambar (7) dengan [6]:

$$C_D = -22,842RA_i^6 + 72,264RA_i^5 - 86,25RA_i^4 + 47,225RA_i^3 - 10,399RA_i^2 - 0,0092RA_i + 1,0022 \quad (31)$$



Gambar 7 Hubungan C_D dengan perbandingan luas penampang lubang masuk [6].

Harga C_D pada pertemuan saluran transfer dengan ruang engkol merupakan harga yang konstan karena selalu dalam keadaan terbuka. Berdasarkan simulasi yang pernah dilakukan Blair dan Cahoon [4] maka ditentukan C_D sebesar 0,7.

Harga koefisien aliran melalui lubang transfer berubah-ubah bergantung pada luas penampang lubang tersebut yang berubah-ubah. Untuk itu, C_D merupakan variasi linear dari 1, untuk lubang mulai terbuka, sampai 0,75, untuk kondisi lubang seluruhnya terbuka, sehingga didapat hubungan [4]:

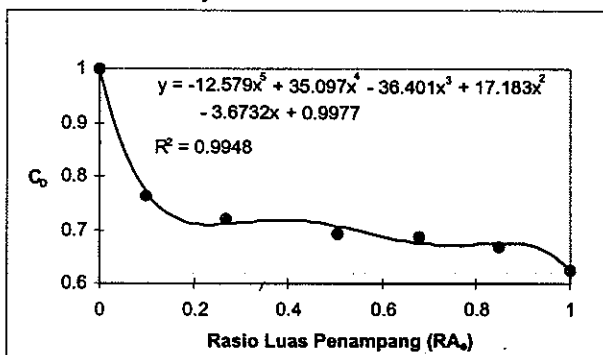
$$C_D = -0,25.RA_i + 1 \quad (32)$$

dengan RA_i merupakan harga perbandingan antara luas penampang lubang transfer yang terbuka dengan luas maksimumnya.

Untuk aliran melalui lubang buang didapat hubungan antara C_D dengan fraksi luas lubang buang yang terbuka yang didekati dari data-data pada Gambar (8):

$$C_D = -12,579RA_e^5 + 35,097RA_e^4 - 36,401RA_e^3 + 17,183RA_e^2 - 3,6732RA_e + 0,9977 \quad (33)$$

dengan RA_e merupakan perbandingan antara luas penampang lubang buang yang terbuka dengan luas maksimumnya.



Gambar 8 Hubungan C_D dengan perbandingan luas penampang lubang buang [1].

2.7 Pemodelan Lain dan Proses Simulasi

Pemodelan-pemodelan di atas merupakan pemodelan dasar untuk melaksanakan simulasi motor bakar torak dua langkah. Pemodelan lain yang diperlukan adalah pemodelan aliran gas tak tunak dalam motor bakar torak dua langkah untuk

menganalisis saluran yang ada dalam motor bakar torak dua langkah.

Perhitungan tingkat keadaan dilakukan di awal, pertengahan dan akhir dari tiap langkah integrasi satu derajat. Ketiga tingkat keadaan tersebut kemudian diintegrasikan dengan metode integrasi Runge-Kutta orde tiga. Proses iterasi dilakukan dengan menggunakan efisiensi termal siklus untuk menguji konvergensi perhitungan dengan batasan sepuluh kali iterasi. Perhitungan daya indikator diperoleh dengan menghitung luas di dalam kurva P-v. Sedangkan perhitungan variabel lain seperti IMEP, ISFC, dan lain-lain menggunakan persamaan umum [6]. Rincian proses simulasi ini dapat dilihat pula pada pustaka [2] dan [7]. Pada program simulasi dua langkah ini, proses pemasukan dan pengeluaran gas dilakukan dengan menggunakan lubang saja. Akan tetapi, proses pembilasan dapat dilakukan dengan menggunakan UNIFLOW, LOOPSAW-loop, SCREW-loop, QUBCR-cross, GPBDEF-cross, YAM12-loop atau YAM14-loop [3].

3. PRESTASI MOTOR BAKAR TORAK DUA LANGKAH

3.1 Data Motor Bakar Torak Dua Langkah

Data motor bakar torak yang digunakan sebagai kasus untuk analisis adalah data motor bakar torak MK1 yang merupakan sebuah motor bakar torak dua langkah satu silinder dengan volume langkah sebesar 380 cc. MK1 ini merupakan produksi Greeves Motorcycles dengan spesifikasi yang lebih lengkap dapat dilihat pada Tabel (1) [4].

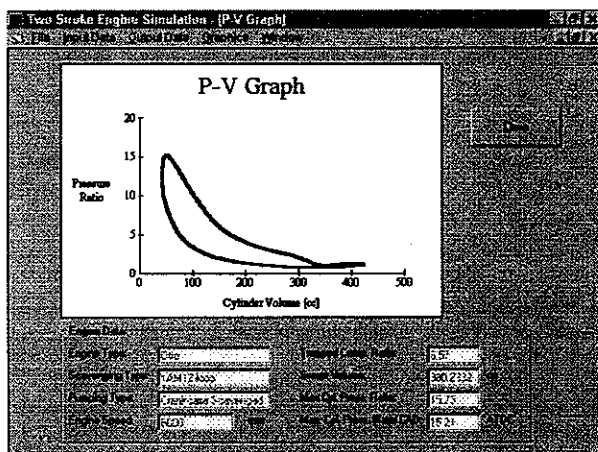
Tabel 1 Spesifikasi Motor Dua Langkah MK1 [4]

Jenis Pembakaran	Bensin	
Diameter silinder:	82	mm
Panjang langkah:	72	mm
Perbandingan panjang batang Penghubung/jari-jari engkol:	3,88	
Rasio kompresi silinder:	6,57	
Rasio kompresi ruang engkol:	1,6	
Diameter saluran keluar:	49,5	mm
Panjang saluran keluar	80	mm
Lebar lubang buang:	58	mm
Diameter saluran masuk:	32	mm
Panjang saluran masuk	30	mm
Lebar lubang masuk:	46	mm
Diameter saluran transfer:	47	mm
Panjang saluran transfer:	10	mm
Lebar lubang transfer:	64	mm
Jari-jari radius lubang:	3	mm
Lubang masuk terbuka:	284	ATDC
Lubang buang terbuka:	115	ATDC
Lubang transfer terbuka:	96	ATDC
Pelepasan Panas		
AFR:	13	
Mulai Pembakaran:	10	BTDC
Efisiensi Pembakaran:	85	%
Lama Pembakaran:	60	CAD
Jenis Pembilasan:	Loop	

Dengan menggunakan data ini, dilakukan simulasi motor bakar torak dua langkah dengan memasukkan harga putaran mesin dalam putaran per menit, serta harga panjang saluran masuk dan keluar. Harga keluaran yang didapat ialah harga parameter operasi motor bakar torak dua langkah seperti daya indikator, tekanan efektif rata-rata indikator (IMEP), dan pemakaian bahan bakar spesifik (ISFC). Perlu diperhatikan bahwa harga keluaran ini merupakan harga indikator, yaitu harga yang didapatkan dari pengukuran tekanan di dalam silinder, karena proses simulasi tidak memperhitungkan gesekan.

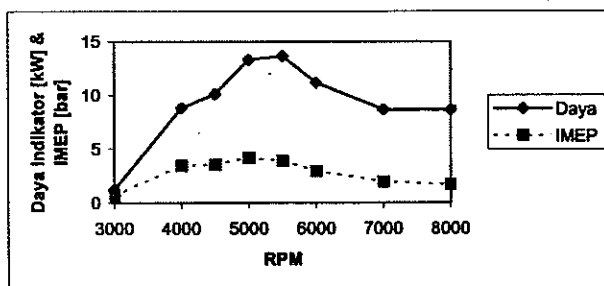
3.2 Prestasi Motor Bakar Torak MK1

Dengan menggunakan data MK1 seperti pada Tabel (1) dapat diketahui fenomena yang terjadi dalam silinder selama satu siklus. Hasil yang diperoleh dari simulasi adalah data-data prestasi mesin pada kondisi masukan. Sebagai contoh, tampilan diagram tekanan silinder terhadap volume silinder (diagram p-V) pada kecepatan putar motor tertentu dapat dilihat pada Gambar (9).



Gambar 9 Diagram p-V MK1 pada 6000 rpm.

Simulasi motor bakar torak dua langkah dapat dipergunakan untuk mengetahui daya indikator maksimum dan tekanan efektif rata-rata indikator maksimum. Pada Gambar (10) dapat dilihat bahwa daya indikator MK1 maksimum terjadi pada 5500 rpm sebesar 13,65 kW (18,3 hp) dan tekanan efektif rata-rata (IMEP) maksimum sebesar 4,2 bar pada 5000 rpm.

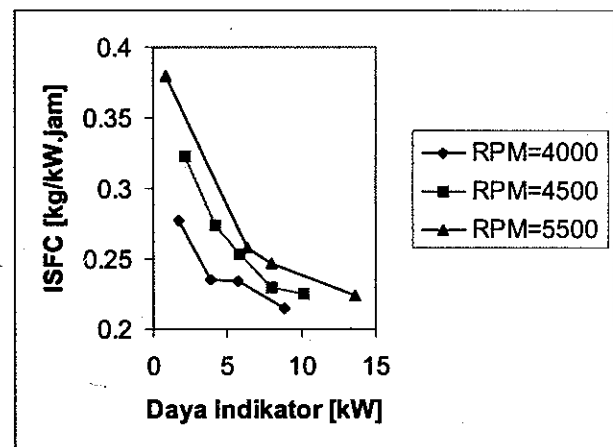


Gambar 10 Kurva daya indikator dan IMEP untuk motor MK1.

Untuk harga putaran mesin yang konstan, maka dapat digambarkan efisiensi motor bakar torak dua langkah MK1 untuk bermacam-macam harga tekanan saluran masuk. Efisiensi motor bakar torak dua langkah dinyatakan dalam pemakaian bahan bakar spesifik indikator (ISFC) yang merupakan perbandingan antara laju aliran massa bahan bakar dengan daya indikator yang dihasilkan.

Harga tekanan saluran masuk yang berbeda-beda akan menghasilkan harga daya yang berbeda, karena perubahan tekanan pada saluran masuk akan mempengaruhi jumlah laju aliran udara yang akan masuk ke dalam ruang engkol. Tekanan saluran masuk yang lebih rendah akan menghasilkan daya indikator yang lebih rendah.

Pada Gambar (11) dapat dilihat harga pemakaian bahan bakar spesifik untuk bermacam-macam daya poros yang dihasilkan pada putaran 4000, 4500, dan 5500 rpm. Pada gambar terlihat bahwa untuk putaran 5500 rpm yang daya indikator yang dihasilkan merupakan daya indikator yang tertinggi.



Gambar 11 Simulasi prestasi motor bakar MK1 pada putaran konstan untuk bermacam-macam harga tekanan saluran masuk.

4. KESIMPULAN

1. Dengan melakukan pemodelan motor bakar torak dua langkah, maka dapat diketahui prestasi sebuah motor bakar torak dua langkah.
2. Untuk motor MK1, hasil simulasi menyimpulkan bahwa daya indikator maksimum terjadi pada kecepatan putar 5500 rpm sebesar 18,3 hp dan tekanan efektif rata-rata indikator maksimum adalah sebesar 4,2 bar pada 5000 rpm.
3. Variasi perhitungan antar siklus yang terjadi pada motor bakar torak dua langkah menyebabkan perhitungan selesai pada jumlah siklus yang berbeda. Untuk itu, apabila faktor pengujian konvergensi memungkinkan, maka berdasarkan pengalaman perhitungan sebaiknya dilakukan sampai jumlah siklus yang sama, contohnya sepuluh siklus.

5. DAFTAR PUSTAKA

1. Annand, W. J. D., and Roe, G. E.: *Gas Flow in the Internal Combustion Engine*, GT Foulis, 1974.
2. Arifin, Andry: *Pemodelan dan Simulasi Motor Bakar Torak Empat Langkah (Program G4s)*, Tugas Sarjana, Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Bandung, 1997.
3. Blair, Gordon P.: *Design and Simulation of Two-Stroke Engines*, Society of Automotive Engineers, Inc., 1996.
4. Blair, Gordon P. and Cahoon, W L.: *A More Complete Analysis of Unsteady Gas Flow Through a High-Spesific-Output Two-Cycle Engine*, SAE Paper No. 720156, Society of Automotive Engineers, 1972.
5. Callahan, Timothy J., Yost, Douglas M., dan Ryan III, Thomas W.: *Acquisition and Interpretation of Diesel Engine Heat Release Data*, SAE Paper No. 852068, Society of Automotive Engineers, 1985.
6. Heywood, John B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill Book Company, 1988.
7. Muttaqin, Firdaus: *Pemodelan dan Simulasi Motor Bakar Torak Empat Langkah*, Tugas Sarjana, Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Bandung, 1993.
8. Ramos, J. I.: *Internal Combustion Engine Modeling*, Hemisphere Publishing Corporation, 1989.