

SIMULASI PERHITUNGAN PERFORMANSI MOTOR BAKAR DENGAN MENGGUNAKAN PROGRAM VISUAL BASIC

Andika PP Tampubolon¹, Tulus B. Sitorus², Dian M. Nasution³, Himsar Ambarita⁴, Taufiq bin Nur⁵
^{1,2,3,4,5}Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sumatera Utara
Email : andikabonasantez@yahoo.com

ABSTRAK

Performansi dan dimensi motor bakar merupakan hal yang sangat penting dalam perancangan motor bakar, karena dengan perhitungan performansi dapat diketahui berapa besar daya, pemakaian bahan bakar spesifik, efisiensi thermal brake dan yang lainnya dalam merancang motor bakar, serta kita juga dapat melihat perbandingan performansi ketika motor bakar menggunakan bahan bakar yang berbeda. Karena itu dibutuhkan adanya sebuah program simulasi yang dapat menghitung dimensi dan performansi dari motor bakar. Dengan Microsoft Visual Basic 6.0 dapat dibuat sebuah simulasi perhitungan desain dan performansi motor bakar yang mudah untuk digunakan, karena program yang telah dibuat dengan visual basic dapat di akses oleh seluruh pengguna Microsoft sebagai *software*-nya. Program perhitungan performansi dan dimensi motor bakar dapat dibuat dengan memahami rumus yang terdapat pada motor bakar dan memasukkannya ke dalam jendela code pada visual basic. Dari hasil simulasi dan perhitungan teoritis didapat bahwa perhitungan dengan simulasi lebih akurat dari perhitungan secara teoritis.

Kata Kunci: Motor Bakar, Performansi motor bakar, Microsoft Visual Basic 6.0

1. PENDAHULUAN

Motor Bakar merupakan salah satu mesin yang paling banyak digunakan dalam kehidupan sehari-hari. Terutama dalam transportasi, motor bakar digunakan pada semua jenis kendaraan. Motor bakar yang digunakan sekarang ini antara lain motor bakar diesel dan motor bakar bensin (Otto). Performansi motor bakar merupakan hal yang sangat penting dalam motor bakar, karena dengan perhitungan performansi kita dapat mengetahui berapa besar daya, torsi, pemakaian bahan bakar spesifik, efisiensi thermal brake dan yang lainnya dalam merancang motor bakar. Hal ini dapat memudahkan para perancang untuk meneliti motor bakar guna kemajuan performansi motor bakar tersebut.

Motor Bakar mengalami perkembangan yang menggembirakan sejak tahun 1864. Pada tahun tersebut Lenoir mengembangkan mesin pembakaran dalam tanpa proses kompresi kemudian pada tahun 1862 di perancis, Beau De Rochas menulis prinsip dasar untuk efisiensi system mesin pembakaran dalam. Hal ini yang membuat seorang jerman Nikolaus August Otto pada tahun 1876 membuat mesin dengan konsep Beau De Rochas dan mengajukan paten atas namanya. Mulai saat itu semua mesin dibuat sama dengan mesin Otto, sehingga sampai sekarang siklus yang terkenal adalah siklus Otto. Pada tahun 1892 Rudolf Diesel, orang Jerman, membuat mesinnya dengan prinsip penyalan kompresi.

Melihat pesatnya perkembangan motor bakar dan pemakaian motor bakar yang semakin besar, diperlukan adanya sebuah program untuk membantu perhitungan performansi motor bakar baik Motor Bakar Otto maupun Motor Bakar Diesel. Salah satu cara untuk membuat program perhitungan desain dan performansi motor bakar adalah dengan menggunakan Microsoft Visual Basic.

Microsoft Visual Basic merupakan merupakan sebuah bahasa pemrograman yang menawarkan *Integrated Development Environment* (IDE) visual untuk membuat program perangkat lunak berbasis *sistem operasi Microsoft Windows* dengan menggunakan model pemrograman (COM). Artinya setelah program visual basic selesai dibuat, program dapat digunakan oleh seluruh pengguna computer yang menggunakan Microsoft sebagai software-nya. Adapun untuk membuat program perhitungan kita diharuskan memahami terlebih dahulu dari mana datangnya perhitungan tersebut. Maka oleh karena itu, harus ada pemahaman terhadap rumus rumus performansi yang ada pada motor bakar.

Visual Basic 1.0 dikenalkan pada tahun 1991. Konsep pemrograman dengan metode drag-and-drop untuk membuat tampilan aplikasi Visual Basic ini diadaptasi dari prototype generator form yang

dikembangkan oleh Alan Cooper dan perusahaannya, dengan nama *Tripod*. Microsoft kemudian mengontrak Cooper dan perusahaannya untuk mengembangkan *Tripod* menjadi sistem *form* yang dapat diprogram untuk Windows 3.0, di bawah kode nama *Ruby*. *Tripod* tidak memiliki bahasa pemrograman sama sekali, ini menyebabkan Microsoft memutuskan untuk mengkombinasikan *Ruby* dengan bahasa pemrograman Basic untuk membuat *Visual Basic*.

2. TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pendahuluan

Jika meninjau jenis-jenis mesin, pada umumnya adalah suatu pesawat yang dapat merubah bentuk energi tertentu menjadi kerja mekanik. Misalnya, mesin listrik merupakan sebuah mesin yang kerja mekaniknya diperoleh dari sumber listrik, sedangkan mesin gas atau mesin bensin adalah mesin yang kerja mekaniknya diperoleh dari sumber pembakaran gas atau bensin.

Selain dari pada itu, ada cara lain peninjauan mesin misalnya mesin bensin yang dikategorikan sebagai mesin kalor. Yang dimaksud dengan mesin kalor disini adalah mesin yang menggunakan sumber energi termal untuk menghasilkan kerja mekanik, atau mesin yang dapat merubah energi termal menjadi kerja mekanik.

Selanjutnya, jika ditinjau dari cara memperoleh sumber energi termal, jenis mesin kalor dapat dibagi menjadi dua bagian, yaitu :

1. Mesin pembakaran luar (*external combustion engine*). Mesin pembakaran luar adalah mesin dimana proses pembakaran terjadi diluar mesin, energi termal dari hasil pembakaran dipindahkan kefluida kerja mesin melalui beberapa dinding pemisah. Contohnya adalah mesin uap.
2. Mesin pembakaran dalam (*internal combustion engine*). Mesin pembakaran dalam adalah mesin dimana proses pembakaran berlangsung di dalam mesin itu sendiri, sehingga gas pembakaran yang terjadi sekaligus berfungsi sebagai fluida kerja. Mesin pembakaran dalam ini umumnya dikenal dengan sebutan motor bakar. Contoh dari mesin kalor pembakaran dalam ini adalah motor bakar torak dan turbin gas.

Jenis motor bakar torak itu sendiri berdasarkan proses penyalaan bahan bakarnya terdiri dari dua bagian utama, yaitu :

1. Mesin bensin atau motor bensin dikenal dengan mesin “Otto” atau mesin “Beau Des Rochas”. Pada motor bensin, penyalaan bahan bakar dilakukan oleh percikan bunga api listrik dari antara ke dua elektroda busi. Oleh sebab itu, motor bensin dikenal juga dengan sebutan *Spark Ignition Engine (SIE)*.
2. Motor “Diesel”. Di dalam motor diesel, penyalaan bahan bakar terjadi dengan sendirinya karena bahan bakar disemprotkan ke dalam silinder yang berisi udara yang bertekanan dan bersuhu tinggi. Motor diesel ini disebut juga dengan sebutan *Compression Ignition Engine (CIE)*, sistem penyalaan inilah yang menjadi perbedaan pokok antara motor bensin dengan motor diesel.

Sedangkan berdasarkan siklus langkah kerjanya, motor bakar dapat diklasifikasikan menjadi dua jenis, yaitu:

1. Motor dua langkah. Pengertian dari motor dua langkah adalah motor yang pada dua langkah piston (satu putaran engkol) sempurna akan menghasilkan satu tenaga kerja (satu langkah kerja).
2. Motor empat langkah. Pengertian dari motor empat langkah adalah motor yang pada setiap empat langkah piston (dua putaran sudut engkol) sempurna menghasilkan satu tenaga kerja (satu langkah kerja).

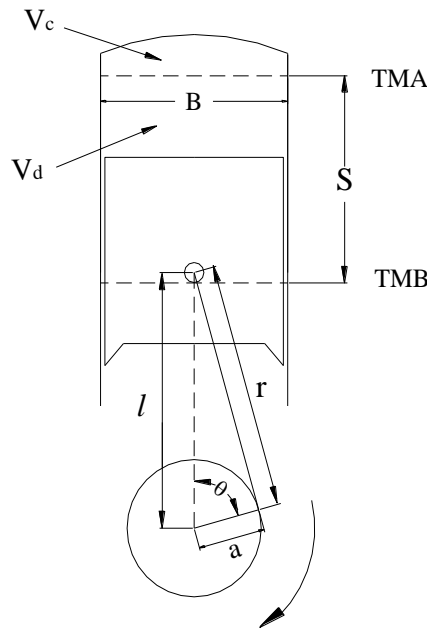
2.2. Parameter & Performansi Mesin

Parameter mesin diukur untuk menentukan karakteristik pengoperasian pada motor bakar. Parameter dan Performansi mesin dapat dilihat dari rumus rumus dibawah ini[3].

Untuk sebuah mesin dengan diameter silinder B , *crank offset* a , panjang langkah S dan berputar dengan kecepatan N seperti pada gambar 2.11 maka kecepatan rata-rata piston adalah ;

$$\overline{U}_p = 2SN \dots \dots \dots (2.1)$$

dimana N biasanya diberi satuan RPM (*revolution per minute*), \overline{U}_p dalam m/detik (ft/sec), dan B,a dan S dalam m atau cm (ft atau in).



Gambar 2.1. Parameter Mesin

Keterangan gambar :

- V_c = Volume clearance (volume sisa)
- V_d = Volume displacement (volume langkah)
- B = Bore (diameter silinder)
- r = Panjang connecting rod
- a = crankshaft (batang engkol)
- S = Stroke (panjang langkah)
- l = Jarak antara crank axis dan wrist pin axis
- θ = crank shaft offset (sudut engkol)

Jarak l antara crank axis dan wrist pin axis diberikan oleh persamaan

$$l = a \cos \theta + \sqrt{r^2 - a^2 \sin^2 \theta} \dots\dots\dots(2.2)$$

Ketika l diturunkan terhadap waktu, kecepatan rata rata piston pada akhir pembakaran atau kecepatan sementara piston diperoleh

$$U_p = ds/dt \dots\dots\dots(2.3)$$

Perbandingan kecepatan piston pada akhir pembakaran dengan kecepatan piston rata rata dapat dituliskan:

$$U_p = \frac{\pi}{2} \sin \theta [1 + (\cos \theta \sqrt{R^2 \sin^2 \theta})] \bar{U}_p \dots\dots\dots(2.4)$$

dimana:

$$R = r/a \dots\dots\dots(2.5)$$

R adalah perbandingan dari panjang connecting rod dengan crank shaft yang biasanya memiliki nilai 3 – 4 untuk mesin yang kecil dan meningkat hingga 5 – 10 untuk mesin yang lebih besar[2]

Volume displacement V_d adalah volume perpindahan dari piston yang bergerak dari TMB ke TMA.

$$V_d = V_{TMB} - V_{TMA} \dots\dots\dots(2.6)$$

$$V_d = \pi/4 B^2 S \dots\dots\dots(2.7)$$

Dan untuk mesin dengan N_c silinder :

$$V_{d \text{ total}} = N_c (\pi/4) B^2 S \dots\dots\dots(2.8)$$

Dimana : B = Diameter silinder

S = Stroke (langkah)
 N_c = Jumlah silinder mesin

Volume displacement memiliki satuan m³, cm³, in³ dan sering ditampilkan dengan liter, dimana :

$$1L = 10^{-3}m^3 = 10^3cm^3 \approx 61in^3$$

Volume displacement minimum terjadi ketika piston berada pada TMA, dan disebut dengan volume sisa V_c.

$$V_c = V_{TDC} \dots \dots \dots (2.9)$$

$$V_{BDC} = V_c + V_d \dots \dots \dots (2.10)$$

Rasio kompresi dari mesin didefinisikan dengan :

$$r_c = \frac{V_{BDC}}{V_{TDC}} = (V_c + V_d)V_c \dots \dots \dots (2.11)$$

Mesin otto modern biasanya memiliki rasio kompresi 8 sampai 11 dan mesin diesel biasanya memiliki rasio kompresi 12 sampai 24.

Volume silinder V di setiap sudut engkol ditentukan dengan :

$$V = V_c + (\pi B^2/4)(r + a - l) \dots \dots \dots (2.12)$$

Dimana : V_c = Volume Sisa

B = Diameter silinder

l = posisi piston

a = crank offset (jarak engkol)

Dalam bentuk lain dapat dituliskan bila dibagi dengan V_c :

$$V/V_c = 1 + \frac{1}{2}(r_c - 1)[R + 1 - \cos\theta - \sqrt{R^2 - \sin^2\theta}] \dots \dots \dots (2.13)$$

Dimana : r_c = rasio kompresi
 R = r/a

Luas penampang silinder dan permukaan piston yang datar masing masing ditentukan dengan :

$$A_p = \pi/4 B^2 \dots \dots \dots (2.14)$$

Luas permukaan ruang bakar ditentukan dengan :

$$A = A_{ch} + A_p + \pi B(r + a - l) \dots \dots \dots (2.15)$$

Dimana A_{ch} merupakan luas permukaan kepala silinder.

2.3 Kerja

Kerja adalah hasil keluaran dari semua mesin penghasil panas, dan di dalam mesin pembakaran dalam kerja dihasilkan dari gas di dalam ruang pembakaran dari silinder. Gaya yang terjadi karena tekanan gas dari piston yang bergerak menghasilkan kerja di mesin pembakaran dalam.

$$W = \int Fdx = \int PA_p dx \dots \dots \dots (2.16)$$

Dimana : P = Tekanan di dalam ruang bakar

A_p = Luas penampang silinder

x = Jarak dari perpindahan piston

dan

$$A_p dx = dV \dots \dots \dots (2.17)$$

dV merupakan turunan dari volume silinder oleh piston. Jadi, kerja dapat dituliskan dengan:

$$W = \int PdV \dots \dots \dots (2.18)$$

Karena mesin biasanya memiliki lebih dari satu silinder, cukup baik untuk menganalisa siklus mesin per unit massa dari gas m di dalam silinder. Untuk melakukan ini, volume V digantikan dengan spesifik volume v dan kerja digantikan dengan kerja spesifik.

$$w = \frac{W}{m} \quad v = \frac{V}{m} \dots \dots \dots (2.19)$$

$$w = \int PdV \dots \dots \dots (2.20)$$

Jika P_i menunjukkan tekanan di dalam ruang bakar dan luas yang ditunjuk memberikan kerja di dalam ruang bakar. Hal ini disebut dengan kerja indikasi. Untuk kerja aktual yang berlaku di crankshaft diebut brake work W_b.

$$W_b = W_i - W_t \dots \dots \dots (2.21)$$

Dimana : W_i = kerja indikasi spesifik yang dihasilkan di dalam ruang bakar

W_t = kerja spesifik yang hilang

Perbandingan dari kerja di poros engkol dengan kerja indikasi di ruang pembakaran didefinisikan sebagai efisiensi mekanis dari sebuah mesin:

$$\eta_m = w_b/w_i = W_b/W_i \dots \dots \dots (2.22)$$

2.4 Mean Effective Pressure (Tekanan efektif rata rata)

Selama siklus bekerja dapat dilihat bahwa tekanan di silinder mesin terus berubah. *Mean effective pressure* (mep) didefinisikan dengan:

$$w = (mep)\Delta v \dots \dots \dots (2.23)$$

Atau

$$mep = w/\Delta v = W/V_d \dots \dots \dots (2.24)$$

$$\Delta v = v_{BDC} - v_{TDC} \dots \dots \dots (2.25)$$

Dimana : W = Kerja dari satu siklus

w = kerja spesifik dari satu siklus

V_d = Volume displacement

Berbagai *mean effective pressure* dapat ditentukan dengan menggunakan istilah kerja yang berbeda. Jika kerja poros digunakan , maka *brake mean effective pressure* (tekanan efektif poros rata rata) diperoleh:

$$bmep = w_b/\Delta v \dots \dots \dots (2.26)$$

Dan untuk kerja indikasi, *indicated mean effective pressure* (tekanan efektif indikator rata rata)-nya:

$$imep = w_i/\Delta v \dots \dots \dots (2.27)$$

Dan *friction mean effective pressure*nya (tekanan gesek rata rata):

$$fmep = imep - bmep \dots \dots \dots (2.28)$$

2.5 Torsi dan Daya

Torsi adalah indikasi dari mesin untuk melakukan kerja. Torsi didefinisikan sebagai gaya yang bekerja pada momen jarak dan memiliki satuan N-m atau lbf-ft. Torsi τ dihubungkan dengan kerja oleh :

$$2\pi\tau = W_b = (bmep)V_d/n \dots \dots \dots (2.29)$$

Dimana:

W_b = kerja poros satu revolusi piston

V_d = *Volume displacement* (volume langkah)

n = revolusi piston pada satu siklus

Untuk mesin dua langkah dengan satu siklus untuk setiap revolusi piston:

$$2\pi\tau = W_b = (bmep)V_d \dots \dots \dots (2.30)$$

$$\tau = (bmep)V_d/2\pi \text{ mesin dua langkah} \dots \dots (2.31)$$

Untuk mesin empat langkah dimana terjadi dua revolusi piston pada satu siklus:

$$\tau = (bmep)V_d/4\pi \text{ mesin empat langkah} \dots (2.32)$$

Daya didefinisikan sebagai kecepatan kerja dari sebuah mesin. Jika n = jumlah revolusi piston pada setiap siklus, dan N = engine speed, maka:

$$\dot{W} = WN/n \dots \dots \dots (2.33)$$

$$\dot{W} = 2\pi N\tau \dots \dots \dots (2.34)$$

$$\dot{W} = (1/2n)(mep)A_p\bar{U}_p \dots \dots \dots (2.35)$$

$$\dot{W} = (mep)A_p\bar{U}_p/4 \text{ mesin empat langkah} \dots (2.36)$$

$$\dot{W} = (mep)A_p\bar{U}_p/2 \text{ mesin dua langkah} \dots (2.37)$$

Dimana: W = kerja per siklus

A_p = luas permukaan piston

\bar{U}_p = kecepatan rata rata piston

Melihat dari defenisi dari kerja dan mep yg digunakan pada persamaan (2.32) – (2.36), daya dapat didefinisikan sebagai daya poros, daya gesek dan daya indikator.

$$\dot{W}_b = \eta_m \dot{W}_i \dots \dots \dots (2.38)$$

$$\dot{W}_b = \dot{W}_i - \dot{W}_f \dots \dots \dots (2.39)$$

Dimana : \dot{W}_b = Daya poros
 \dot{W}_i = Daya indikator
 \dot{W}_f = Daya gesek
 η_m = Efisiensi mekanis.

Cara lain yang kadang digunakan untuk mengklasifikasikan mesin dapat ditunjukkan dengan :

Brake power spesifik (BSP) : \dot{W}_b/A_p (2.40)

Brake Output per displacement (BOPD) : \dot{W}_b/V_d(2.41)

Volume brake spesifik (BSV) :
 V_d/\dot{W}_b(2.42)

Dimana : \dot{W}_b = Daya poros
 V_d = *Volume displacement*
 A_p = Luas permukaan piston

2.6 Rasio Udara- Bahan Bakar (AFR) dan Rasio Bahan Bakar Udara (FA)

Energi yang masuk ke dalam sebuah mesin Q_{in} berasal dari pembakaran bahan bakar hidrokarbon. Udara digunakan untuk menyuplai oksigen yang dibutuhkan untuk mendapatkan reaksi kimia di dalam ruang bakar. Agar terjadinya reaksi pembakaran, jumlah udara (oksigen) dan bahan bakar harus tepat.

AFR dan FA adalah parameter untuk menggambarkan perbandingan udara dan bahan bakar.

$AFR = m_a/m_f = \dot{m}_a/\dot{m}_f$ (2.43)

$FA = m_f/m_a = \dot{m}_f/\dot{m}_a = 1/AFR$ (2.44)

$m_a = P_i(V_d + V_c)/RT_i$ (2.45)

$m_f = m_a/AFR$ (2.46)

$\dot{m}_f = (N_c)(N/60) 1/2$ mesin empat langkah....(2.47)

$\dot{m}_f = (N_c)(N/60)$ mesin dua langkah.....(2.48)

$\dot{m}_a = (AFR)\dot{m}_f$ (2.49)

Dimana:

- m_a = massa udara di dalam silinder per siklus
- m_f = massa bahan bakar di dalam silinder per siklus
- \dot{m}_f = laju aliran bahan bakar di dalam mesin
- \dot{m}_a = laju aliran udara di dalam mesin
- P_i = tekanan udara masuk silinder
- T_i = Temperatur udara masuk silinder
- R = Konstanta udara

Dari sini didapatkan juga nilai dari kerja poros spesifik per unit massa ω_b ,

$\omega_b = W_b/m_a$ (2.50)

2.7 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (*sfc*)

Konsumsi bahan bakar spesifik (*sfc*) didefinisikan oleh persamaan:

$sfc = \dot{m}_f/\dot{W}$ (2.51)

Dimana :

\dot{m}_f = laju aliran bahan bakar di dalam mesin

\dot{W} = Daya mesin

Konsumsi bahan bakar spesifik poros (*bsfc*) ditentukan dengan:

$bsfc = \dot{m}_f/\dot{W}_b$ (2.52)

Konsumsi bahan bakar spesifik indikator (*isfc*) ditentukan dengan:

$isfc = \dot{m}_f/\dot{W}_i$ (2.53)

2.8 Efisiensi Pembakaran dan Efisiensi Volumetris

Waktu yang tersedia untuk proses pembakaran dalam suatu siklus mesin sangatlah singkat, dan tidak semua molekul bahan bakar dapat menemukan molekul oksigen yang akan digabungkan,

atau suhu mungkin tidak mendukung terjadinya reaksi pembakaran. Karenanya, sebagian kecil dari bahan bakar tidak bereaksi dan keluar dari katup buang. Efisiensi pembakaran didefinisikan untuk memperhitungkan bagian kecil bahan bakar yang terbakar. Efisiensi Volumetris biasanya memiliki kisaran 0,95 sampai dengan 0,98 saat mesin beroperasi dengan baik. (lit.6 hal.61) Untuk satu siklus mesin dalam satu silinder, panas yang didapatkan adalah:

$$Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c \dots\dots\dots(2.54)$$

Untuk keadaan stabil :

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_f Q_{HV} \eta_c \dots\dots\dots(2.55)$$

Dan efisiensi thermalnya :

$$\eta_t = W/Q_{in} = \dot{W}/\dot{Q}_{in} = \dot{W}/\dot{m}_f Q_{HV} \eta_c = \eta_f/\eta_c \dots\dots\dots(2.56)$$

- Dimana :
- W = Kerja satu siklus
 - \dot{W} = daya
 - m_f = massa bahan bakar per siklus
 - \dot{m}_f = laju aliran bahan bakar
 - Q_{HV} = Nilai kalor bahan bakar
 - η_f = Efisiensi konversi bahan bakar
 - η_c = Efisiensi pembakaran

Sedangkan efisiensi thermal dapat berupa efisiensi thermal indikator dan efisiensi thermal poros, tergantung daya indikator atau daya poros yg dipakai. Efisiensi mekanisnya adalah :

$$\eta_m = (\eta_t)_b / (\eta_t)_i \dots\dots\dots(2.57)$$

Efisiensi thermal poros ditentukan dengan:

$$(\eta_t)_b = \dot{W}_b/\dot{m}_f Q_{HV} \eta_c \dots\dots\dots(2.58)$$

dan efisiensi thermal indicator :

$$(\eta_t)_i = (\eta_t)_b / \eta_m \dots\dots\dots(2.59)$$

Mesin dapat memiliki efisiensi thermal indicator dalam rentang 50% sampai 60% dengan efisiensi thermal poros berkisar 30% . Beberapa mesin diesel dapat memiliki efisiensi thermal poros lebih besar dari 50%.

Efisiensi konversi bahan bakar didefinisikan dengan

$$\eta_f = W/m_f Q_{HV} = \dot{W}/\dot{m}_f Q_{HV} \dots\text{atau}\dots\eta_f = 1/sfc Q_{HV} \dots\dots\dots(2.60)$$

Efisiensi volumetris adalah perbandingan antara jumlah udara yang masuk atau terisap sebenarnya ke dalam ruang bakar terhadap jumlah udara yang mengisi volume langkah pada suhu dan tekanan yang sama. Efisiensi volumetris merupakan salah satu proses penting yang menentukan berapa besar daya yang dapat diperoleh dari sebuah mesin dengan jumlah maksimum udara yang dapat masuk ke dalam silinder setiap siklus. Lebih banyak udara berarti lebih banyak bahan bakar yang dapat dibakar dan lebih banyak energi dapat dikonversi menjadi daya. Idealnya, massa udara sama dengan kerapatan udara atmosfer setelah masuk ke dalam silinder tiap siklus. Namun, karena waktu siklus yang sangat pendek dan saluran masuk udara seperti karburator, intake manifold dan katup mengakibatkan banyak kerugian sehingga udara yang masuk ke dalam silinder lebih sedikit dari udara yang seharusnya (Willard W.P,1996). Efisiensi volumetris dapat dihitung dengan rumus:

$$\eta_v = m_a/\rho_a V_d \dots\dots\text{atau}\dots\eta_v = n\dot{m}_a/\rho_a V_d N \dots\dots\dots(2.61)$$

Dimana :

- m_a = massa udara di dalam silinder per siklus
- \dot{m}_a = laju aliran udara masuk ruang bakar
- ρ_a = massa jenis udara lingkungan
- V_d = Volume langkah
- N = Putaran mesin
- n = revolusi piston pada satu siklus
- P_o (standard) = 101 kPa = 14,7 psia
- T_o (standard) = 298 K = 25° C = 77° F
- $\rho_a = P_o/RT_o \dots\dots\dots(2.62)$

Dimana : P_o = Tekanan udara lingkungan
 T_o = Temperatur udara lingkungan
 R = konstanta udara = 0.287 kJ/ kg-K = 53.33 ft-lbf/lbm-°R
 Dalam kondisi standar massa jenis udara $\rho_a = 1.181 \text{ kg/m}^3$ 0.0739 lbf/ft³ .

2.9 Road Load Power (Beban Daya)

Tingkat dari bagian beban daya yang berguna sebagai titik acuan untuk pengujian mesin mobil adalah daya yang diperlukan untuk mengendarai kendaraan di jalan pada kecepatan stabil. Disebut dengan *Road Load Power* daya ini mengatasi tahanan putar yang timbul dari gesekan antara ban dan drag aerodinamis kendaraan.

Tahanan putar dan *drag coefficient*, C_r dan C_d masing masing ditentukan secara empiris. Rumus perkiraan untuk daya beban P_r adalah :

$$P_r = (C_r M_v g + \frac{1}{2} \rho_a C_d A_v S_v^2) S_v \dots\dots\dots(2.63)$$

Dimana: C_r : *Coefficient of rolling resistance* (tahanan putar)
 M_v : Massa kendaraan
 g : Percepatan gravitasi
 ρ_a : Massa jenis udara lingkungan
 C_d : *Drag coefficient*
 A_v : *Frontal area of vehicle*
 S_v : Kecepatan kendaraan

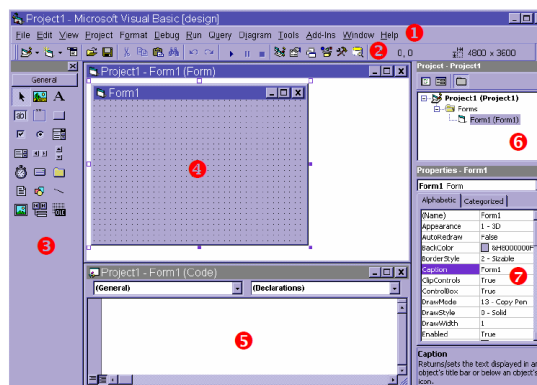
2.10 Microsoft Visual Basic 6.0

Visual Basic adalah salah satu bahasa pemrograman komputer. Bahasa pemrograman adalah perintah yang dimengerti oleh komputer untuk melakukan tugas-tugas tertentu. Bahasa pemrograman Visual Basic, yang dikembangkan oleh Microsoft sejak tahun 1991, merupakan pengembangan dari pendahulunya yaitu bahasa pemrograman BASIC (*Beginner's All-purpose Symbolic Instruction Code*) yang dikembangkan pada era 1950-an. Visual Basic merupakan salah satu *Development Tool* yaitu alat bantu untuk membuat berbagai macam program komputer, khususnya yang menggunakan sistem operasi Windows. Visual Basic merupakan salah satu bahasa pemrograman komputer yang mendukung object (*Object Oriented Programming = OOP*).

2.10.1 Mengenal *Integrated Development Environment (IDE) VB 6*

Aktifkan VB 6 melalui tombol Start > Programs > Microsoft Visual Studio 6.0 > Microsoft Visual Basic 6.0. Tunggulah beberapa saat hingga muncul tampilan berikut :
 Pilih Standard EXE dan klik tombol *Open*.


Anda akan melihat tampilan area kerja atau IDE VB 6. Kenali bagian-bagian utama di dalam IDE VB 6 pada gambar 2.2.



Gambar 2.2. IDE VB 6

Keterangan :


1. *Menubar*
2. *Toolbar*
3. *Toolbox*

Bila *Toolbox* tidak muncul klik tombol *Toolbar*  pada bagian *Toolbar* atau klik menu *View > Toolbox*.


4. *Jendela Form*

Bila *Jendela Form* tidak muncul klik tombol *View Object*  pada bagian *Project Explorer* atau klik menu *View > Object*.


5. *Jendela kode*

Bila *Jendela Code* tidak muncul klik tombol *View Code*  di pada bagian *Project Explorer* atau klik menu *View > Code*.

6. *Project Explorer*

Bila *Project Explorer* tidak muncul klik tombol *Project Explorer*  pada bagian *Toolbar* atau klik menu *View > Project Explorer*.

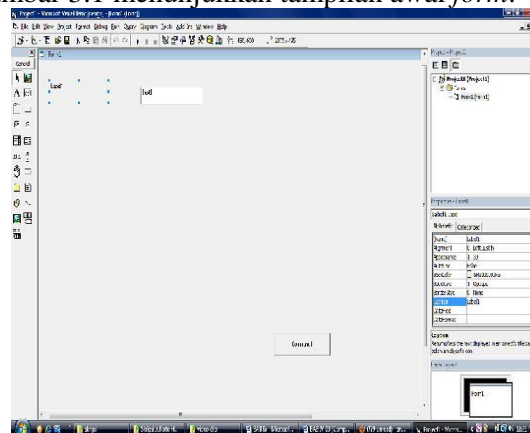
7. *Jendela Properties*

Bila *Jendela Properties* tidak muncul klik tombol *Properties Window*  pada bagian *Toolbar* atau klik menu *View > Properties Window*.

3. PROSES SIMULASI

3.1. Desain Tampilan

Tahap awal dari proses simulasi adalah melakukan desain terhadap tampilan terlebih dahulu. Desain tampilan dilakukan dengan memasukkan *textbox*, *label*, dan *command button* dan *image* ke dalam form visual basic. Gambar 3.1 menunjukkan tampilan awal *form*.



Gambar 3.1 Tampilan *form*

3.2. Memasukkan Kode Program

Kode program dimasukkan agar program yang diinginkan berjalan sebagaimana mestinya. Dalam simulasi ini kode program dimasukkan agar data yang dimasukkan pada input dapat dihitung dan keluar pada bagian output..

3.3. Hasil Simulasi

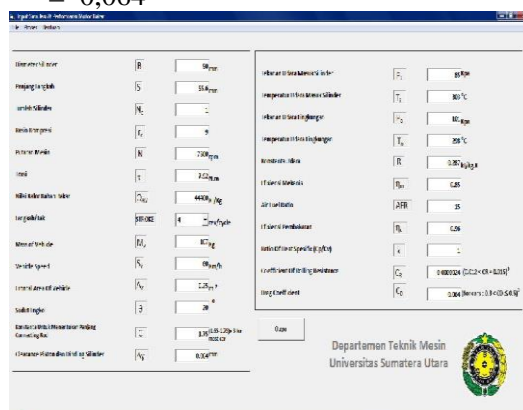
Hasil simulasi berupa simulasi yang dapat menghitung dimensi dan performansi dari motor bakar. Hasil simulasi terbagi dalam tiga bagian, yaitu:

3.3.1 Input

Input merupakan tempat memasukkan data. Input berfungsi untuk memasukkan data yang akan diproses di dalam program. Gambar 3.1 menunjukkan tampilan input. Data yang dimasukkan sebagai acuan ke dalam input adalah spesifikasi mesin diesel yang terdapat pada Laboratorium Motor Bakar Departemen Teknik Mesin Universitas Sumatera Utara. Data yang didapat antara lain:

- Diameter silinder (**B**) = 70 mm

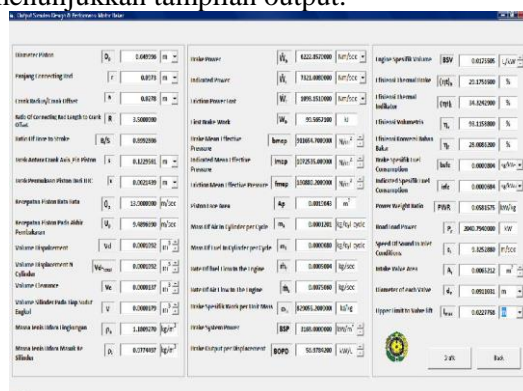
- Panjang langkah (**S**) = 60 mm
- Jumlah silinder (**N_c**) = 1
- Rasio kompresi (**r_c**) = 21
- Putaran mesin (**N**) = 3750 rpm
- Torsi(**τ**) = 10.7 N.m
- Nilai kalor bahan bakar (**Q_{HV}**) = 43400kJ/Kg
- Langkah / tak(**stroke**) = 4 rev/cyl
- Mass of vehicle(**M_v**) = 26 Kg
- Vehicle speed(**S_v**) = 60 Km/h
- Frontal area of vehicle(**A_v**) = 0.25 m²
- Sudut engkol (**θ**) = 20 °
- Konstanta untuk menentukan panjang connecting rod(**C**) = 1.75
- Clearance piston & dinding silinder(**Δy**) = 0.004mm
- Tekanan udara masuk ke silinder(**P_i**) = 85 Kpa
- Temperatur udara masuk ke silinder(**T_i**) = 333 K
- Tekanan Udara Lingkungan(**P_o**) = 101 Kpa
- Temperatur udara lingkungan (**T_o**) = 298 K
- Konstanta udara(**R**) = 0,287kJ/kgK
- Efisiensi mekanis(**η_m**) = 0,85
- Air fuel ratio(**AFR**) = 15
- Efisiensi pembakaran(**η_c**) = 0,96
- Ratio of heat specific(**k**) = 1.4
- Coefficient of rolling resistance(**C_R**) = 0.00000246038
- Drag coefficient (**C_D**) = 0,064



Gambar 3.2 Tampilan input

3.3.2 Output

Data yang dimasukkan ke dalam *input* kemudian di proses agar menghasilkan data keluaran berupa *output*. Gambar 3.5 menunjukkan tampilan output.

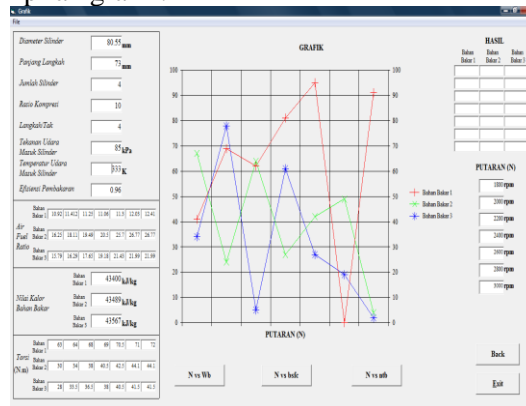


Gambar 3.3 Tampilan output

3.3.3 Grafik

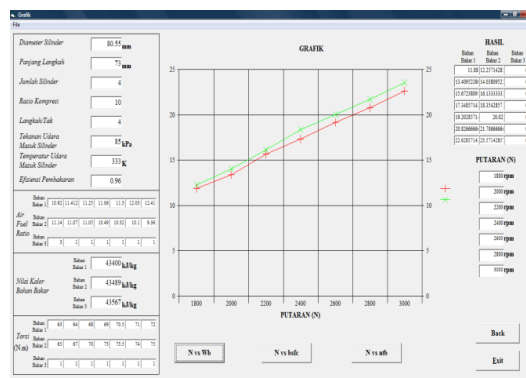
Grafik memiliki fungsi untuk membandingkan performansi mesin di tiga bahan bakar berbeda pada variasi putaran. Grafik dibuat dengan Visual basic dengan menambahkan komponen Microsoft chart control 6.0(OLEDB) pada visual basic.

Gambar 3.4 menunjukkan tampilan grafik.



Gambar 3.4 Grafik

Grafik dapat membandingkan putaran mesin dengan daya poros, efisiensi termal dan konsumsi bahan bakar spesifik. Kita hanya perlu memasukkan spesifikasi mesin yang akan kita bandingkan ke dalam input grafik. Sebagai contoh untuk menguji kemampuan grafik kita menggunakan data pengujian dari Tec Qipment type. TD4A-024 dengan bahan bakar premium dan premium-hidrogen.



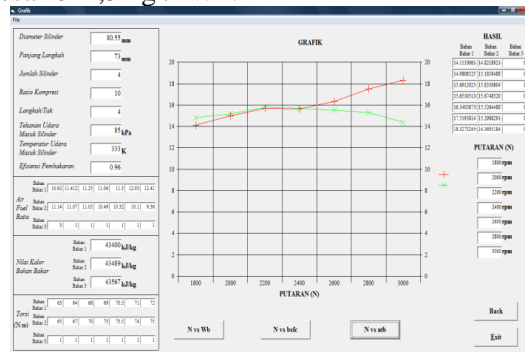
Gambar 3.5 Grafik Putaran vs Daya Poros

Berdasarkan hasil perhitungan daya maka didapat daya terendah mesin terjadi pada pengujian dengan menggunakan bahan bakar premium pada putaran mesin 1800 rpm yaitu 11,87 kW. Sedangkan daya tertinggi terjadi dengan menggunakan campuran bahan bakar premium dan hidrogen pada putaran mesin 3000 rpm sebesar 23,55 kW. Capaian daya maksimum jika menggunakan bahan bakar premium terjadi pada putaran 2800 sebesar 20,82 dan capaian daya minimum saat pemakaian campuran bahan bakar premium dan hidrogen yaitu pada putaran 1800 sebesar 12,25 kW.



Gambar 3.6 Grafik Putaran vs bsfc

Berdasarkan hasil perhitungan bsfc maka didapat bsfc terendah terjadi pada pengujian dengan menggunakan campuran bahan bakar premium pada putaran mesin 3000 rpm yaitu 471,45 gr/kWh. Sedangkan bsfc tertinggi terjadi pada pengujian dengan menggunakan bahan bakar premium pada putaran mesin 1800 rpm sebesar 612,32 gr/kWh.



Gambar 3.7 Grafik Putaran vs Efisiensi Termal

Berdasarkan hasil perhitungan AFR maka didapat AFR terendah terjadi pada pengujian dengan menggunakan campuran bahan bakar premium pada putaran mesin 1800 rpm yaitu sebesar 14,11. Sedangkan AFR tertinggi terjadi pada pengujian dengan menggunakan bahan bakar premium pada putaran mesin 3000 rpm yaitu sebesar 18,32.

4. VALIDASI

4.1 Validasi Program

Validasi dilakukan untuk mengetahui kemampuan program simulasi. Oleh karena itu perbandingan dengan perhitungan secara teoritis sangat di perlukan. Berikut hasil perhitungan secara teoritis:

- 1) Diameter Piston (Dp)
 Dari input yang diperoleh, maka Diameter Piston (Dp) dapat diperoleh dengan persamaan berikut:
 $B - \Delta y (70 - 0.004) / 1000 = 0.0699996 \text{ m}$
- 2) Panjang *Connecting Rod* (r)
 Dari input yang diperoleh maka Panjang *Connecting Rod* (r) dapat diperoleh dengan persamaan berikut:
 $C * S = (1,75 * 60) / 1000 = 0.105 \text{ m}$
- 3) *Crank Radius/ Crank offset* (a)
 Dari input yang diperoleh maka *Crank Radius/ Crank offset* (a) dapat diperoleh dengan persamaan berikut :
 $a = S / 2 = 60 / 2 = 30 \text{ mm} = 0,03 \text{ m}$
- 4) *Ratio of connecting rod length to crank offset* (R)
 Dengan diperolehnya harga r dan a , maka R dapat dihitung dengan persamaan berikut :
 $R = r / a = 0,105 / 0,03 = 3,5$
- 5) *Ratio of Bore to Stroke* (B/S)
 Dari input yang diperoleh maka *Ratio of Bore to Stroke* (B/S) dapat dihitung dengan persamaan berikut:
 $B / S = 70 / 60 = 1,166$
- 6) Jarak antara *crank axis* dan pin piston(l)
 Jarak antara *crank axis* dan pin piston(s) dapat diperoleh dengan persamaan berikut:
 $l = a \cos \theta + \sqrt{r^2 - a^2 \sin^2 \theta} =$
 $0,03 \cos 20 + \sqrt{(0,105^2) - 0,03^2 \sin^2 20} = 0.1326 \text{ m}$
- 7) Jarak Permukaan piston dari TMA (x)

Jarak Permukaan piston dari TMA (x) dapat diperoleh dengan persamaan berikut:

$$x = r + a - l = 0,105 + 0,03 - 0,1326 = 0,0024 \text{ m}$$

- 8) Kecepatan Piston rata rata (\bar{U}_p)

Kecepatan Piston rata rata (\bar{U}_p) dapat diperoleh dengan persamaan berikut.

$$2SN = 2.0,06.(3750/60) = 7,5 \text{ m/s}$$

- 9) Kec Piston pada akhir pembakaran (U_p)

Kec Piston pada akhir pembakaran (U_p) dapat diperoleh dengan persamaan berikut.

$$U_p = \frac{\pi}{2} \sin \theta [1 + (\cos \theta \sqrt{R^2 \sin^2 \theta})] \bar{U}_p$$

$$\frac{\pi}{2} \sin 20 [1 + (\cos 20 \sqrt{3,5^2 \sin^2 20})] 7,5 = 5.120325 \text{ m/s}$$

- 10) Volume Silinder (V_d)

Volume silinder (V_d) dapat diperoleh melalui persamaan berikut.

$$V_d = (\pi/4)B^2S = \left(\frac{\pi}{4}\right)\left(\frac{70}{1000}\right)^2 60/1000 = 0.000231 \text{ m}^3$$

- 11) Volume silinder total (V_{d-Tot})

Volume silinder total (V_{d-Tot}) dapat diperoleh melalui persamaan berikut.

$$V_{d-Tot} = N_c(\pi/4)B^2S = 1 \times 0,000231 = 0,000231 \text{ m}^3$$

- 12) Volume sisa (V_c)

Volume sisa (V_c) dapat diperoleh dari persamaan berikut.

$$V_c = \frac{V_d}{r_{c-1}} = 0,000231 / (21-1) = 0,0000115 \text{ m}^3$$

- 13) Volume silinder pada tiap sudut engkol (V)

Volume silinder pada tiap sudut engkol (V) dapat diperoleh melalui persamaan berikut.

$$V = V_c + \left(\frac{\pi B^2}{4}\right)(r + a - l) = 0,000115 + \left(\frac{\pi\left(\frac{70}{1000}\right)^2}{4}\right)(0,0024) = 0.0000205 \text{ m}^3$$

- 14) Massa Jenis Udara lingkungan (ρ_a)

Massa Jenis Udara lingkungan (ρ_a) dapat dihitung melalui persamaan berikut.

$$\rho_a = P_o / RT_o = 101 / 0,287.298 = 1,18 \text{ kg/m}^3$$

- 15) Massa jenis udara masuk silinder (ρ_i)

Massa jenis udara masuk silinder (ρ_i) dapat diperoleh melalui persamaan berikut.

$$\rho_i = P_i / RT_i = 85 / 0,287.333 = 0.89 \text{ kg/m}^3$$

- 16) Daya Brake (\dot{W}_b)

Daya Brake (\dot{W}_b) dapat diperoleh melalui persamaan berikut.

$$2\pi N \tau / 60 = 2\pi 3750.(10,7/60) = 4203,6 \text{ Nm/sec}$$

- 17) Daya Indikasi (\dot{W}_i)

Setelah memperoleh hasil \dot{W}_b maka kita dapat menghitung nilai \dot{W}_i melalui persamaan berikut.

$$\dot{W}_i = \dot{W}_b / \eta_m = 4203,6 / 0,85 = 4945,4 \text{ Nm/sec}$$

- 18) Friction power lost (\dot{W}_f)

Dari nilai \dot{W}_i dan \dot{W}_b kita dapat menentukan nilai Friction power lost (\dot{W}_f)

Melalui rumus berikut.

$$\dot{W}_i - \dot{W}_b = 4945,4 - 4203,6 = 741,8 \text{ Nm/sec}$$

- 19) First Brake Work (W_b)

First Brake Work (W_b) dapat diperoleh melalui rumus berikut.

$$W_b = 4\pi\tau \rightarrow 4 \text{ tak}$$

$$2\pi\tau \rightarrow 2 \text{ tak}$$

Maka,

$$4.(22/7).10,7 = 134,5 \text{ J} = 0,1345 \text{ kJ}$$

- 20) Brake mean effective pressure ($b MEP$)

Brake mean effective pressure ($b MEP$) dapat diperoleh dengan rumus berikut.

$$b MEP = 4\pi\tau / V_d \rightarrow 4 \text{ tak}$$

$$4\pi\tau/V_d \rightarrow 2 \text{ tak}$$

Maka,

$$\frac{4\left(\frac{22}{7}\right)^{10,7}}{0,000231} = 582312,9 \text{ N/m}^2 = 582,3129 \text{ kPa}$$

21) *Indicated mean effective pressure (imep)*

Dari nilai *bme_p* yang didapat kita dapat menentukan nilai dari *imep* melalui rumus berikut.

$$imep = bme_p / \eta_m = 582312,9 / 0,85 = 685074 \text{ N/m}^2 = 685,074 \text{ kPa}$$

22) *Friction mean effective pressure (fme_p)*

Friction mean effective pressure (*fme_p*) dapat ditentukan dengan persamaan berikut.

$$fme_p = imep - bme_p = 685074 - 582312,9 = 102761,1 \text{ N/m}^2$$

23) *Piston face area (A_p)*

Untuk menentukan nilai Piston face area (*A_p*) dapat ditentukan dengan rumus berikut.

$$A_p = (\pi/4)B^2 = (\pi/4)(70/1000)^2 = 0,00385 \text{ m}^2$$

24) Massa udara dalam silinder (*m_a*)

$$m_a = \frac{P_i(V_d + V_c)/RT_i}{0,287.333} = \frac{85(0,000231 + 0,0000115)}{0,287.333} = 0,0002157 \text{ kg/cyl-cycle}$$

25) Massa bahan bakar dalam silinder (*m_f*)

$$m_f = m_a / AFR = 0,0002157 / 15 = 0,0000144 \text{ kg/cyl-cycle}$$

26) Laju aliran bahan bakar (*m_f*)

$$\dot{m}_f = m_f N_c \left(\frac{N}{60}\right) 0,5 \rightarrow 4 \text{ tak}$$

$$\dot{m}_f = m_f N_c \left(\frac{N}{60}\right) \rightarrow 2 \text{ tak}$$

Maka,

$$\dot{m}_f = 0,0000144 \cdot \left(\frac{3750}{60}\right) 0,5 = 0,0004494 \text{ kg/sec}$$

27) Laju aliran udara (*m_a*)

$$\dot{m}_a = AFR \cdot \dot{m}_f = 15 \cdot 0,0004494 = 0,0067413 \text{ kg/sec}$$

28) *Brake specific work per unit mass (ω_b)*

$$\omega_b = \frac{W_b}{m_a} = \frac{0,1345}{0,0002157} = 623,55 \text{ kJ/kg}$$

29) *Brake system power (BSP)*

$$BSP = \dot{W}_b / A_p$$

Karena *W_b* masih dalam satuan Nm/ sec maka kita rubah dulu menjadi kW

1 W = 1 Nm/sec maka, 4106.6 Nm/sec = 4.1066 kW sehingga:

$$BSP = \frac{4,2036}{0,003850} = 1091,84 \text{ kW/m}^2$$

30) *Brake output per displacement (BOPD)*

Karena *V_d* masih dalam satuan *m³* maka dirubah dulu menjadi liter

1 l = 1 *dm³* maka 0.000231 *m³* = 0,231 *dm³*

$$BOPD = \frac{\dot{W}_b}{V_d} = \frac{4,2036}{0,231} = 18,19 \text{ kW/L}$$

31) *Engine specific volume (BSV)*

$$BSV = \frac{V_d}{\dot{W}_b} = 0,231 / 4,2036 = 0,055 \text{ L/kW}$$

32) *Efisiensi thermal Brake ((η_t)_b)*

$$(\eta_t)_b = [\dot{W}_b / (\dot{m}_f QHV \eta_c)] \times 100\% =$$

$$\left[\frac{4,2036}{0,0004494 \times 43400 \times 0,96} \right] \times 100\% = 22,44\%$$

33) Efisiensi Thermal indikator ((η_t)_i)

$$(\eta_t)_i = \left(\frac{(\eta_t)_b}{\eta_m} \right) \times 100\% = (0,2244 / 0,85) \times 100\% = 26,4 \%$$

34) Efisiensi volumetris (η_v)

$$\eta_v = m_a / \rho_a V_d = 0,0002157 / (1,18 \times 0,000231) = 0,7907$$

$$0,7907 \times 100\% = 79,07\%$$

35) Efisiensi konversi bahan bakar (η_f)

$$\eta_f = \dot{W}_b / \dot{m}_f Q_{HV} = 4,2036 / (0,0004494 \times 43400) = 0,2155$$

$$0,2155 \times 100\% = 21,55 \%$$

36) Konsumsi Bahan bakar spesifik (*bsfc*)

$$bsfc = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_b} = 0,0004494 / 4,2036 = 0,0001 \text{ kg/kW-sec}$$

5. KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Kesimpulan yang dapat diambil dari rangkaian simulasi yang telah dilakukan adalah sebagai berikut.

1. Simulasi memiliki tiga bagian, yakni: *input*, *output* dan *grafik*
2. Perhitungan manual dengan perhitungan menggunakan simulasi memiliki hasil yang sama atau sangat mendekati.
3. Simulasi dengan menggunakan Visual Basic dapat digunakan untuk melakukan perhitungan desain dan performansi motor bakar dengan mengetahui spesifikasi dari mesin yang akan diuji.

5.2 Saran

1. Perlu diadakan kajian yang lebih mendalam lagi mengenai simulasi agar bisa menampilkan animasi dalam bentuk tiga dimensi dan menampilkan grafik yang lebih baik lagi.
2. Perlu diadakan pembelajaran mendalam mengenai visual basic sebagai media yang sangat baik untuk menampilkan simulasi perhitungan maupun grafik.

DAFTAR PUSTAKA

- [1]. Arends. BPM. And Berenschot. H, **Motor Bensin**, Penerbit Erlangga, Jakarta, 1980.
- [2]. Heywood, Jhon B., **Internal Combustion Engine Fundamentals**, McGraw Hill, Inc., New York, 1998.
- [3]. Pulkrabek, Williard, **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine**, Upper Suddel River, New Jersey, 2004.