

**ANALISIS PERHITUNGAN DAYA MESIN PADA MESIN
SEPEDA MOTOR TIPE YAMAHA VEGA-R BERBAHAN BAKAR LIQIUFIED
PETROLEUM GAS (LPG)**

YOLANDA J. LEWERISSA

**Jurusan Teknik Mesin
Program Study Diploma IV
Politeknik Katolik Saint Paul Sorong
Email : ruselloanz@yahoo.co.id**

ABSTRAK

Analisis ini dilakukan adalah untuk mengetahui tekanan indikator dan tekanan efektif pada mesin sepeda motor Yamaha tipe Vega-R berbahan bakar LPG dan daya mesin pada mesin sepeda motor Yamaha tipe Vega-R berbahan bakar (LPG). Untuk mengetahui besar tekanan dan daya tersebut dilakukan perhitungan-perhitungan secara teoritis dengan menggunakan persamaan termodinamika, persamaan tekanan indikator dan efektif mesin serta persamaan daya mesin. Mesin yang digunakan adalah mesin motor Yamaha tipe Vega-R yang sudah dimodifikasi dari motor berbahan bakar bensin menjadi motor berbahan bakar LPG, yang dikerjakan pada Laboratorium Teknik Mesin Politeknik Katolik Saint Paul Sorong. Dari hasil perhitungan diperoleh bahwa Tekanan indikator mesin berbahan bakar LPG motor Yamaha tipe Vega-R adalah 0,544 MPa dan tekanan efektifnya adalah 0,450 MPa, sedangkan Daya indikator mesin berbahan bakar LPG motor Yamaha tipe Vega-R adalah 8,001 (10,9 HP) kW dan daya efektifnya adalah 6,619 kW (9 HP).

Kata Kunci : Tekanan, Daya, Termodinamika, LPG.

ABSTRACT

This analysis is done to find out the pressure of indicator and effective pressure on Yamaha motorcycle type of Vega-R LPG-fueled and engine power on Yamaha motorcycle type Vega-R fueled LPG. Untuk know the pressure and power is done calculations Theoretically by using the thermodynamic equation, the equation of the indicator and effective pressure of the machine and the equation of engine power. The machine used is a Yamaha engine type of Vega-R that has been modified from gasoline-fueled motor into LPG-fueled motor, which is done in the Mechanical Engineering Laboratory Catholic Polytechnic Saint Paul Sorong. From the calculation results obtained that the pressure indicator of LPG-fueled engine Yamaha motor type Vega-R is 0,544 MPa and effective pressure is 0,450 MPa, while Power indicator of LPG-fueled engine Yamaha motor type Vega-R is 8,001 (10,9 HP) kW and power Effective is 6.619 kW (9 HP).

Keywords: Pressure, Power, Thermodynamic, LPG

PENDAHULUAN

Perkembangan otomotif sebagai alat transportasi, baik di darat maupun di laut, sangat memudahkan manusia dalam melaksanakan suatu pekerjaan. Selain mempercepat dan memudahkan aktivitas, di sisi lain penggunaan kendaraan bermotor juga menimbulkan dampak yang sangat buruk terhadap lingkungan, terutama gas buang dari hasil pembakaran bahan bakar yang tidak terurai atau terbakar dengan sempurna.

Kendaraan bermotor yang menggunakan bahan bakar minyak (BBM) mengandung timah hitam

(Leaded gasoline) berperan sebagai penyumbang polusi cukup besar terhadap kualitas udara dan kesehatan. Kondisi tersebut menjadi lebih parah oleh terjadinya krisis ekonomi yang melanda negara, dimana kondisi kendaraan bermotor dan angkutan sangat buruk akibat mahalnya suku cadang dan perawatan yang kurang baik sehingga proses pembakaran yang terjadi kurang sempurna.

Fenomena ini mendorong manusia untuk berusaha mencari bahan bakar alternatif sebagai pengganti bahan bakar minyak untuk mengoperasikan mesin. Salah satu jenis bahan

bakar alternatif yang memungkinkan untuk menggantikan bahan bakar minyak terutama yang akan digunakan untuk kendaraan bermotor adalah bahan bakar gas. Bahan bakar gas juga memiliki beberapa keuntungan antara lain seperti memiliki AO (angka oktan) yang lebih tinggi dibanding bensin (sekitar 120 - 130 dibanding bensin yang hanya sekitar 80 untuk premium dan 94 untuk premix).

LPG merupakan campuran dari hidrokarbon tersebut yang berbentuk gas pada tekanan atmosfer, namun dapat diembunkan menjadi bentuk cair pada suhu normal, dengan tekanan yang cukup besar. Walaupun digunakan sebagai gas, namun untuk kenyamanan dan kemudahannya, disimpan dan ditransport dalam bentuk cair dengan tekanan tertentu. LPG cair, jika menguap membentuk gas dengan volume sekitar 250 kali.

LPG memiliki beberapa keunggulan dari segi teknis dan ekonomis. Tekanan LPG dalam tangki antara 1,0 sampai 1,2 MPa, Beberapa hasil penelitian menyebutkan kendaraan berbahan bakar LPG dapat menurunkan emisi gas buang dan menghemat pemakaian bahan bakar. Dari sisi besarnya tekanan dalam tangki dan faktor ketersediaan didaerah, LPG relatif lebih aman untuk dikembangkan sebagai bahan bakar kendaraan di Indonesia. Penelitian ini akan mengkaji sejauh mana pengaruh Liquefied Petroleum Gas (LPG) terhadap motor bensin dan mencoba menganalisis secara teoritis daya efektif mesin sepeda motor Yamaha Vega-R berbahan bakar LPG yang dimodifikasi dari mesin sepeda motor Yamaha Vega-R bahan bakar bensin.

Kajian Pustaka

Motor bakar adalah salah satu jenis mesin konversi energi yang dapat mengubah energi kimia yang bersumber dari bahan bakar menjadi energi panas yang dihasilkan melalui proses pembakaran antara udara dan bahan bakar dalam suatu ruang bakar, yang selanjutnya diubah lagi menjadi energi mekanis (energi kerja).

Motor bensin merupakan salah satu penggerak mula yang berperan penting sebagai tenaga penggerak. Pada motor bensin untuk mendapatkan energi termal diperlukan proses pembakaran dengan menggunakan campuran bahan bakar dan udara di dalam mesin, sehingga motor bensin disebut juga sebagai motor pembakaran dalam (Internal Combustion

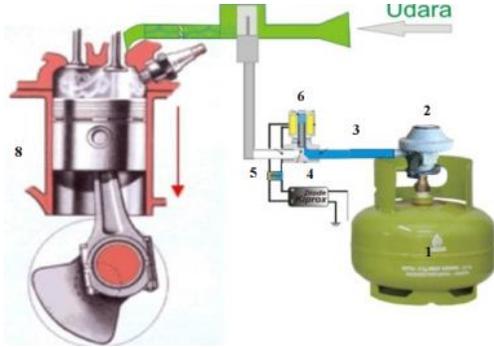
Engine). Di dalam proses pembakaran ini gas hasil pembakaran yang terjadi sekaligus berfungsi sebagai fluida kerja. Motor ini merupakan pengembangan dari motor Otto, yang pertama kali ditemukan oleh Nikolaus August Otto yang lahir pada tahun 1832 di kota Holzhausen, Jerman.

LPG merupakan salah satu hasil produksi dari destilasi minyak bumi atau proses pemisahan gas alam. Kandungan utama dari LPG adalah Propana dan Butana, di mana komposisi ini berlainan di tiap-tiap negara, di Indonesia LPG mempunyai komposisi Propana 30 % dan Butana 70 %. LPG mempunyai bentuk gas dalam suhu kamar dan tidak mempunyai warna dan bau, titik didihnya $-6,3^{\circ}\text{C}$ untuk Butana dan $-42,2^{\circ}\text{C}$ untuk Propana. LPG lebih mudah ditransportasikan dan dikemas dalam tabung karena LPG dalam bentuk cair mempunyai tekanan sekitar 8 bar dibandingkan dengan LNG yang mempunyai tekanan dalam tabung sekitar 200 bar sehingga dibutuhkan tabung yang jauh lebih kuat dan tebal untuk gas alam cair, maka untuk penyimpanan gas dalam jumlah yang sama dibutuhkan tabung yang lebih berat untuk gas LNG. Butana dan Propana merupakan hidrokarbon gugus alkana yang didapatkan dari penambangan minyak bumi.

Pertamina menggolongkan butana ke dalam jenis LPG (Liquefied Petroleum Gas). Butana mempunyai nilai titik nyala 365°C dan Propana 470°C dengan nilai oktan tinggi sebesar 120 – 130. Dengan tingginya nilai oktan tersebut maka rasio kompresi yang lebih tinggi tidak akan terjadi *knocking* pada mesin. Keunggulan bahan bakar gas ditinjau dari proses pembakarannya di dalam ruang bakar adalah karena bahan bakar gas memiliki perbandingan atom karbon terhadap atom hidrogen yang rendah, sehingga pembakaran menjadi lebih sempurna. Mengingat bahan bakar gas sudah berada pada fase gas, maka dengan mudah dapat bercampur dengan udara dalam ruang bakar, sehingga oksigen dapat dengan mudah bergabung dengan karbon dan memberikan reaksi jumlah atom karbon molukel bahan bakar gas lebih sedikit dibandingkan bahan bakar minyak, maka CO yang terbentuk dari proses pembakaran juga lebih sedikit.

Converter kits berfungsi untuk menyalurkan LPG dari tabung menuju karburator untuk dicampur dengan udara menggunakan katup suplai *solenoid valve*. *Solenoid valve* akan beroperasi saat dihubungkan dengan alternator. Sehingga pada saat mesin dalam kondisi hidup,

secara otomatis *solenoid valve* terbuka karena arus yang mengalir pada *solenoid*. LPG yang bertekanan akan keluar menuju karburator, selanjutnya masuk ke ruang bakar untuk dibakar. Banyaknya volume gas yang tersimpan ditabung dapat dilihat pada manometer.



Gambar 1. Skema Converter Kits (Sumber : Romandoni, dkk 2011)

Perhitungan Termodinamika

Dalam perhitungan termodinamika mesin ini, beberapa parameter awal yang digunakan, sebagai berikut : Perbandingan kompresi (ϵ), koefisien udara lebih (α), Temperatur udara luar (T_o), Tekanan udara luar (P_o), Koefisien sisa gas pembakaran (γ_r), Harga kalori bahan bakar (Q_b), Komposisi kimia bahan bakar : Carbon (C), Hidrogen (H), Oksigen (O), Temperatur sisa gas pembakaran (T_r).

Perhitungan Langkah Pengisian

Tekanan udara akhir langkah pengisian (awal langkah kompresi P_a).

Harga P_a dapat ditentukan dengan persamaan (Khovakh, 1977)

$$P_a = 0,90 \times P_o \text{ MPa} \dots\dots\dots (1)$$

Temperatur udara akhir langkah pengisian (awal langkah kompresi, T_a) dapat ditentukan dengan persamaan (Khovakh, 1977) :

$$T_a = \frac{T_o + \Delta t_w + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} \dots\dots\dots (2)$$

Randemen pengisian (η_v) adalah perbandingan antara jumlah udara bersih yang sebenarnya dengan jumlah udara bersih secara teoritis yang dapat masuk ke dalam silinder pada suatu siklus kerja motor, yang dapat dihitung dengan rumus (Petrovsky, 1958) :

$$\eta_v = \frac{\epsilon \times P_a \times T_o}{(\epsilon - 1) P_o \times T_a (1 + \gamma_r)} \dots\dots\dots (3)$$

Perhitungan Langkah Kompresi

Harga n_1 (eksponen kompresi politropik) Eksponen politropik ini perlu dihitung karena pada parameter ini sangat mempengaruhi lengkung garis kompresi pada diagram

indikator yang akan dihitung. Persamaan tersebut adalah (Petrovsky, 1958):

$$A + B \times T_a (\epsilon^{n_1 - 1} + 1) = \frac{1,985}{n_1 - 1} \dots (4)$$

Temperatur udara pada akhir langkah kompresi (T_{com})

Temperatur udara pada akhir langkah kompresi (T_{com}) dapat ditentukan dengan persamaan (Khovakh, 1977) :

$$T_{com} = T_a \times \epsilon^{n_1 - 1} \dots\dots\dots (5)$$

Tekanan akhir kompresi (P_{com})

Tekanan akhir kompresi (P_{com}) dapat ditentukan dengan persamaan (Khovakh, 1977) :

$$P_{com} = P_a \times \epsilon^{n_1} \dots\dots\dots (6)$$

Perhitungan Langkah Pembakaran

Komposisi bahan bakar :

Komposisi bahan bakar ditentukan berdasarkan komposisi hidrokarbon bahan bakar LPG yang terdiri dari butane 70 % dan propane 30 %.

Jumlah udara teoritis yang diperlukan untuk pembakaran sempurna 1 kg bahan bakar (L_o') dapat ditentukan dengan persamaan (Petrovsky, 1958) :

$$L_o' = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \dots\dots\dots (7)$$

Jumlah udara aktual yang diperlukan untuk pembakaran sempurna 1 kg bahan bakar (M_c) dapat ditentukan dengan persamaan (Petrovsky, 1958) :

$$M_c = \alpha \times L_o' \dots\dots\dots (8)$$

Di mana gas-gas hasil pembakaran sebagai berikut (Petrovsky, 1958) :

$$CO_2 = M_{CO_2} = \frac{C}{12} \text{ mol} \dots\dots\dots (9)$$

$$H_2O = M_{H_2O} = \frac{H}{4} \text{ mol} \dots\dots\dots (10)$$

$$O_2 = M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_o' \text{ mol} \dots\dots (11)$$

$$N_2 = M_{N_2} = 0,79 \times \alpha \times L_o' \text{ mol} \dots\dots (12)$$

Jumlah total molukel gas hasil pembakaran 1 kg bahan bakar :

$$M_g = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} \text{ mol/kg. bb} \dots\dots (13)$$

Koefisien perubahan molukel dengan memperhitungkan sisa gas pembakaran (μ), dapat ditentukan dengan persamaan (Khovakh, 1977) :

$$\mu = \frac{M_2}{M_1} \dots\dots\dots (14)$$

Di mana, $M_2 = M_g =$ Jumlah total hasil pembakaran 1 kg bahan bakar gas

$$M_1 = M_c = \text{Jumlah total campuran bahan bakar dan udara untuk bahan bakar gas}$$

Perbandingan isi muatan relatif unsur-unsur gas hasil pembakaran adalah :

$$V_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_g}, V_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_g}, V_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_g},$$

$$V_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_g} \dots(15)$$

Harga panas jenis molukel dari gas-gas volume konstan sebagai berikut :

$$A_g = (V_{CO_2} A_{CO_2}) + (V_{H_2O} A_{H_2O}) + (V_{O_2} A_{O_2}) + (V_{N_2} A_{N_2}) \dots(16)$$

$$B_g = (V_{CO_2} B_{CO_2}) + (V_{H_2O} B_{H_2O}) + (V_{O_2} B_{O_2}) + (V_{N_2} B_{N_2}) \dots(17)$$

Dengan demikian dapat ditentukan (Petrovsky, 1958) :

$$(MC_v)_g = A_g + B_g \cdot T_z \text{ kkal/mol}^\circ C \dots(18)$$

Harga panas jenis gas pada tekanan konstan ditentukan dengan persamaan (Petrovsky, 1958) :

$$(MC_p)_g = (MC_v)_g + 1,985 \text{ kkal/mol}^\circ C \dots(19)$$

Dengan adanya pembakaran yang terjadi dalam ruang pembakaran, maka tekanan di dalam silinder tersebut akan naik. Tingkat kenaikan tekanan (λ) tersebut dapat dihitung dengan persamaan (Khovakh, 1977) :

$$\lambda = \frac{P_z}{P_{com}} \dots(20)$$

Harga panas jenis molukel udara pada volume konstan dan temperatur akhir kompresi (T_{com}) dapat dihitung dengan persamaan (Petrovsky, 1958) :

$$(MC_v)_a = 4,62 + 53 \cdot 10^{-5} \times T_a \text{ kkal/mol}^\circ C \dots(21)$$

Untuk mendapatkan temperatur maksimum pembakaran T_z menurut persamaan (Petrovsky, 1958) :

$$\lambda \left\{ T_{com} = \mu (MC_p)_g \times T_z \dots(22) \right.$$

Dari hasil perhitungan di atas, maka temperature pembakaran maksimum (T_z) dapat diketahui dengan persamaan kuadrat yaitu :

$$T_z = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a} \dots(23)$$

Perhitungan Langkah Ekspansi

Parameter-parameter yang akan dihitung adalah : Derajat ekspansi pendahuluan (ρ)

Derajat ekspansi pendahuluan (ρ) untuk mesin dengan siklus Otto bernilai sama dengan 1, jadi $\rho = 1$. (Khovakh, 1977)

Derajat ekspansi susulan (δ), yang dihitung dengan persamaan (Petrovsky, 1958) :

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \dots(24)$$

Ekspansi politropik ekspansi ini perlu dihitung karena parameter ini sangat mempengaruhi kelengkungan garis ekspansi pada diagram indikator.

Ekspansi politropik ekspansi ini dapat dihitung dengan persamaan (Petrovsky, 1958) :

$$A_g + B_g \times T_z \left(1 + \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) = \frac{1,985}{n_2-1} \dots(25)$$

Temperatur gas akhir ekspansi (T_b), yang dihitung dengan persamaan (Khovakh, 1977) :

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \dots(26)$$

Tekanan gas akhir ekspansi (P_b), yang dihitung dengan persamaan (Khovakh, 1977) :

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \dots(27)$$

Selanjutnya perlu ditentukan harga-harga volume gas antara lain :

Volume kompresi (V_c)

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon-1} \dots(28)$$

Di mana, V_s : Volume langkah torak (cm^3)

$$V_s = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times S \dots(29)$$

Volume silinder keseluruhan (V_a)

$$V_a = V_s + V_c \dots(30)$$

Perhitungan Volume untuk Diagram Indikator

Volume Gas pada titik 1 – 5, menurut persamaan (31) :

$$V_1 = V_c + V_s \text{ cm}^3$$

$$V_2 = V_c = \frac{V_s}{\varepsilon-1} \text{ cm}^3$$

$$V_3 = V_2 \text{ cm}^3$$

$$V_4 = \frac{V_5}{\delta} \text{ cm}^3$$

$$V_5 = V_1 \text{ cm}^3$$

Dari perhitungan di atas, dapat dibuat gambar diagram indikator P-V.

Perhitungan Tekanan Indikator dan Tekanan Efektif

Tekanan indikator teoritis (P_{it}) dapat ditentukan dengan persamaan (Khovakh, 1977) :

$$P_{it} = \frac{P_{com}}{\varepsilon-1} \left[\left(\frac{\lambda}{n_2-1} \right) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \left(\frac{1}{n_1-1} \right) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \dots(31)$$

Tekanan indikator dapat ditentukan dengan persamaan (Khovakh, 1977) :

$$P_i = \varphi \times P_{it} \dots(32)$$

Tekanan efektif adalah tekanan yang menghasilkan daya efektif (Ne), yang dapat diperoleh dengan mengasumsi harga randemen mekanis (η_m) pada batas (0,75 – 0,85) dalam persamaan (Khovakh, 1977) :

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \dots\dots\dots(33)$$

Jadi tekanan efektif diperoleh :

$$P_e = \eta_m P_i$$

Perhitungan Daya Indikator dan Daya Efektif

Daya indikator (Ni) dapat ditentukan dengan persamaan (Khovakh, 1977) :

$$N_i = \frac{P_i i V_h n}{30 \tau} \dots\dots\dots(34)$$

Daya efektif (Nb) dapat ditentukan dengan persamaan (Khovakh, 1977) :

$$N_b = \frac{P_b i V_h n}{30 \tau} \dots\dots\dots(35)$$

Daya efektif yang dihasilkan (Brake Horsepower) N_b untuk mesin dengan bahan bakar LPG, harus sesuai dengan daya efektif mesin dengan bahan bakar bensin.

METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian dilakukan dengan mencatat data-data teknis berupa data spesifikasi mesin Yamaha tipe Vega-R.

Pengolahan data dilakukan dengan menganalisis besaran-besaran termodinamika pada mesin sepeda motor Yamaha tipe Vega-R berbahan bakar Liquified Petroleum Gas (LPG) dan Menggambar diagram indikator P-V serta menganalisis secara teoritis besarnya tekanan indikator, tekanan efektif, daya indikator dan daya efektif mesin sepeda motor Yamaha Vega-R berbahan bakar LPG yang dimodifikasi dari mesin sepeda motor Yamaha Vega-R bahan bakar bensin.

PEMBAHASAN

Dari Tabel 1 memperlihatkan data-data awal/data Data spesifikasi mesin yang digunakan dalam perhitungan adalah sebagai berikut :

Tabel 1. Spesifikasi Sepeda Motor Yamaha Tipe Vega-R

Spesifikasi Sepeda Motor Yamaha Tipe Vega - R	
Tipe Mesin	2P2, 4 langkah, SOHC, 2 Klep
Diameter x Langkah	51,0 x 54,0 mm
Volume Silinder	110,3 cc
Perbandingan Kompresi	9,3 : 1

Spesifikasi Sepeda Motor Yamaha Tipe Vega - R	
Tenaga Maksimum	9,0 PS pada putaran 8000 rpm
Torsi Maksimum	9,2 N.m pada putaran 5000 rpm
Sistem Pelumasan	Pelumasan basah/wet sump
Kapasitas Oli Mesin	Pergantian berkala 800 cc Pergantian total 1000 cc
Karburator	MIKUNI VM 17 X 1 Setelan Pilot Screw 1-3,8 putaran keluar
Rem Depan	Cakram double piston
Putaran Langsung Mesin	1500 rpm (Tipe Spoke)
Saringan Udara Mesin	Tipe Kering

Perhitungan besaran-besaran kerja mesin dengan bahan bakar LPG diawali dengan melakukan perhitungan komposisi total bahan bakar yang terdapat pada Tabel 2, sebagai berikut :

Tabel 2. Komposisi Total Bahan Bakar LPG

Perhitungan Komposisi total bahan bakar					
		%			
		Asumsi	massa		
LPG	Propana (C3H8)		30,00%		
	Butana (C4H10)		70,00%		
Komposisi Propana dan Butana	Jumlah mol	Berat Atom	Jumlah massa (gram)	Massa (%)	Bahan bakar (%)
Propana : C	3	12	36	81,67	24,501
H	8	1,01	8,08	18,33	5,499
		total	44,08	100	
Butana : C	4	12	48	82,616	57,831
H	10	1,01	10,1	17,384	12,169
		total	58,1	100	
Komposisi bahan bakar					
C					82,332
H					17,668
					100
Konversi satuan:					
Nilai Kalor bb/LHV	46975,9	kJ/kg			
	11220	kcal/kg			

Perhitungan pemakaian bahan bakar diawali dengan perhitungan parameter termodinamika, tekanan indikator dan efektif mesin, dengan parameter awal yang digunakan sebagai berikut : Perbandingan kompresi (ϵ), koefisien udara

lebih (α), Temperatur udara luar (T_o), Tekanan udara luar (P_o), Koefisien sisa gas pembakaran (γ_r), Harga kalori bahan bakar (Q_b), Komposisi kimia bahan bakar : Carbon (C), Hidrogen (H), Oksigen (O), Temperatur sisa gas pembakaran (T_r).

Perhitungan secara lengkap dapat dilihat pada Tabel 3.

Tabel 3. Perhitungan Pemakaian Bahan Bakar LPG

A. Perhitungan Langkah Pengisian		
1. Perhitungan Temperatur Masuk		
P_o	0,1	Mpa
P_a	0,09	Mpa
$T'o=T_{suo}$	300	K
Δt_w	20	K
gama-res	0,025	
T_r	800	dipilih (750-1000) K
T_a	331,7073171	K
2. Perhitungan Randemen Pengisian		
$C, \text{ rasio kompresi}$	9,3	
η_{ch}	0,8898	
B. Perhitungan Langkah Kompresi		
1 Perhitungan Harga n_1		
A	4,62	
B	0,00053	
n_1	1,38120553	dipilih (1.34-1.39)
n_1-1	0,38120553	(1.30 - 1.37)
	5,20716480	
	5,20716475	
hit- n_1	0,00000005	
3.1 Perhitungan Temperatur Udara Akhir Kompresi		
n_1-1	0,38120553	
T_{com}	776,15079623	K
2 Perhitungan Tekanan Akhir Kompresi		
P_{com}	1,95846815	Mpa
C. Perhitungan Langkah Pembakaran		
1 Perhitungan Jumlah Udara Teoritis		
C	0,82332	
H	0,17668	
O	0,00000	
Lo'	0,53704577	mole
α (alfa)	1,7	dipilih
Mc	0,91297781	mole
2. Pembakaran 1 kg Bahan Bakar		
M-CO2	0,06861019	mol
M-H2O	0,08833884	mol
M-O2	0,07894573	mol
M-N2	0,72125247	mol

Mg	0,95714723	mol/Kg.bb
3. Perhitungan Koefisien Perubahan Molekul		
μ (my-u)	1,04719952	
$\mu-o$	1,04837951	
4. Perhitungan Isi Muatan Relatif Gas Hasil Pembakaran		
V-CO2	0,07168196	
V-H2O	0,09229388	
VO2	0,08248023	
VN2	0,75354392	
5. Perhitungan Harga Jenis Molekul Gas Volume Konstan		
ACO2	7,82	
AH2O	5,79	
AO2	4,62	
AN2	4,62	
Ag	4,95736613	
BCO2	0,00125	
BH2O	0,00112	
BO2	0,00053	
BN2	0,00053	
Bg	0,00063606	
6. Perhitungan Tingkat Perbandingan Tekanan		
λ (lambda)	2,36	
P_{com}	1,95846815	
P_z	4,62198484	
7. Perhitungan Panas Jenis Molekul Pada Volume Konstan		
T_a	331,7073171	
(MCv)a	4,79580488	
8. Perhitungan Temperatur Akhir Pembakaran T_z		
xx perhitungan ruas kanan pers(23)		
zeta-z	0,8	
$QL, \text{ Nilai Kalor bb}$	11220,00581	kcal/kg.bb
L	0,91297781	jlh udara/kg bb
λ (lambda)	2,36	
T_{com}	776,15079623	
X	16949,99874183	
xx T_z dari bentuk kuadratik pers(23)		
μ (my-u)	1,04719952	
Bg	0,00063606	a
(Ag+1.985)	6,94236613	b
$c = -(X/myu)$	-	c
	16186,02606734	
$Determinan$	9,45398687	
T_z	1974,34467	
D. Perhitungan Langkah Ekspansi		
1. Perhitungan Ekspansi Pendahuluan		
ρ (rho)	1,00000000	
2. Perhitungan derajat ekspansi susulan		
δ (dow)	9,30000000	

3. Perhitungan Eksponen politropik ekspansi		
Ag	4,95736613	
Bg	6,36E-04	
n2	1,28882575	
n2-1	0,28882575	
	6,87265593	
	6,87265592	
hitung n2	0,00000001	
4. Perhitungan Temp Akhir Ekspansi		
Tb	1036,81233959	K
5. Tekanan akhir Ekspansi		
Pb	0,26098933	Mpa
E. Perhitungan Untuk Konstruksi Diagram Indikator		
1. Volume Kompresi		
d-sil	5,1	cm
s-torak	5,4	cm
Vs	110,2564	cc
Vc	13,2839	cc
2. Volume silinder keseluruhan		
Va	123,5403	cc
3. Perhitungan tekanan indikator		
V1	123,5403	cc
V2	13,2839	cc
V3	13,2839	
V4	13,2839	
δ (dow)	9,30000000	
V5	123,5403	
ρ (rho)	1,00000000	
rasiokmprs-1	8,3	
λ×ρ (lambda x rho)	2,36000000	
n1	1,38120553	
n1-1	0,38120553	
n2	1,28882575	
n2-1	0,28882575	
F. Perhitungan Tekanan Dan Daya Motor		
1. Perhitungan tekanan indikator		
Pi-t	0,56109534	MPa
psi	0,97	
Pi	0,54426248	MPa
2. Perhitungan Daya Indikator (Ni) untuk satu silinder		
n-motor	8000	rpm
koefisien tak	2	motor 4 tak
Jumlah silinder	1	
Ni	8,00112213	kW
3. Perhitungan tekanan efektif		
Randemen mekanis ηm	0,8273	
Pe	0,45026835	MPa

4. Perhitungan daya efektif		
Ne	6,61932834	kW
	9,00	HP

Perhitungan Tekanan Indikator

Tekanan indikator teoritis (P_{it}) diperoleh :

$$P_{it} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\left(\frac{\lambda}{n_2 - 1} \right) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \left(\frac{1}{n_1 - 1} \right) \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

$$= \frac{1,958}{9,3 - 1} \left[\frac{2,36}{1,288401 - 1} \left(1 - \frac{1}{9,3^{1,288401 - 1}} \right) - \left(\frac{1}{1,38121 - 1} \right) \left(1 - \frac{1}{9,3^{1,38121 - 1}} \right) \right] = 0,561 \text{ MPa}$$

Tekanan indikator (P_i).

Dengan memilih faktor koreksi $\varphi = 0,97$, maka sesuai Pers. 32, diperoleh :

$$P_i = \varphi \times P_{it} = 0,97 \times 0,561 =$$

0,544 MPa

Perhitungan Tekanan Efektif

Tekanan efektif (P_b) dihitung dengan mengasumsi harga randemen mekanis dari kisaran yang diizinkan : 0,75 – 0,85. Diambil harga randemen mekanis 0,8273 maka sesuai Pers. 33, diperoleh :

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_i}$$

$$P_b = \eta_m P_i = 0,8273 \times 0,544 =$$

0,450 MPa

Perhitungan Daya Indikator

Daya mesin indikator (N_i), sesuai Pers. 34, diperoleh :

$$N_i = \frac{P_i i V_h n}{30 \tau} = \frac{0,544 \times 110,256 \times 10^{-3} \times 8000 \times 1}{30 \times 2} = 8,001 \text{ kW}$$

Perhitungan Daya Efektif (Brake Horsepower)

Sesuai Pers. 35, diperoleh :

$$N_b = \frac{P_b i V_h n}{30 \tau} = \frac{0,450 \times 1 \times 110,256 \times 10^{-3} \times 8000}{30 \times 2} = 6,619 \text{ kW}$$

Dari keseluruhan hasil perhitungan diperoleh tekanan indikator sebesar 0,544 MPa, tekanan efektif sebesar 0,450 MPa, daya indikator mesin sebesar 8,001 kW dan daya efektif mesin sebesar 6,619 kW (9 HP).

PENUTUP

Dari hasil pembahasan yang diperoleh diatas, penulis menyimpulkan bahwa :

Tekanan indikator mesin berbahan bakar LPG motor Yamaha tipe Vega-R adalah 0,544 MPa dan tekanan efektif mesin adalah 0,450 MPa.

Daya indikator mesin berbahan bakar LPG motor Yamaha tipe Vega-R adalah 8,001 (10,9 HP) kW dan daya efektif mesin adalah 6,619 kW (9 HP).

DAFTAR PUSTAKA

- Arif, Efendy. *Thermodinamika Teknik*. Makassar: Membumi Publishing, 2011.
- Heywood, John B. *Internal Combustion Engine Fundamental*. United States: McGraw-Hill, Inc, 1988.
- Khouvakh, M. (1979). *Motor Vehicle Engines*. Moscow: MIR PUBLISHERS-MOSCOW.
- N. Petrovsky Prof, D. Sc. (Mech. E.). *Marine Internal Combustion Engine*. Moscow: MIR Publisher, n.d.
- Nuarsa, I Made, Made I Mara, and Rikson. "Pengaruh Posisi Penyemprotan Bahan Bakar Gas LPG Pada Intake Manifold Terhadap Konsumsi Bahan Bakar Pada Mesin Empat Langkah Satu Silinder." n.d.: 55-61.
- Pulkrabek, Willard W. *Enginnering Fundamentals Of The Internal Combustion Engine*. New Jersey: Prentice Hall, n.d.
- Rachmanto, Tri. "Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFCE) dan Efisiensi Thermal Mesin Diesel IDI Bahan Bakar Ganda Multisilinder Solar-LPG dengan Variasi Beban Rendah Bertingkat." 2008: 1-8.
- Scientific, Pudah. *Dasar-Dasar Sepeda Motor*. Bandung: Pudah Scientific, n.d.