BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Motor bakar torak merupakan mesin konversi energi yang banyak digunakan dewasa ini. Perkembangan teknologi di bidang otomotif semakin pesat, sehingga menuntut industri permesinan untuk berfikir melakukan modifikasi dalam segala hal dengan tujuan meningkatkan unjuk kerja dari mesin. Perkembangan motor bensin umumnya dititik beratkan pada daya yang dihasilkan, peningkatan efisiensi, kandungan emisi gas buang, penurunan konsumsi bahan bakar serta kenyamanan dalam pemakaiannya. Berawal dari pemikiran tersebut, telah dilakukan berbagai macam cara untuk mencapainya. Dalam kenyataannya pabrikan motor baru masih belum maksimal dalam menghasilkan tenaga dari mesin sehingga kenyamanan dalam berkendara kurang maksimal terutama di medan yang sulit dan tanjakan di daerah pegunungan yang memerlukan torsi dan daya yang besar dari motor bakar itu sendiri.

Upaya untuk mengatasi kurangnya daya atau tenaga pada motor bakar 4 langkah salah satunya dengan memodifikasi dimensi *intake valve* dengan diameter lebih besar dari ukuran standar yang bertujuan untuk meningkatkan efisiensi volumetrik. Efisiensi volumetrik adalah banyaknya volume muatan udara segar dibanding dengan volume langkah. Efisiensi volumetrik motor standar aktualnya tidak mencapai 100%, tetapi hanya berkisar antara 65% sampai dengan 85%. Semakin besar efisiensi volumetrik akan semakin besar daya dan torsi mesin yang dihasilkan. Semakin banyak campuran bahan bakar dan udara yang dimasukkan dalam silinder akan semakin besar pula tekanan hasil pembakaran. Untuk meningkatkan efisiensi tersebut dapat dilakukan dengan cara membantu pemasukan campuran udara segar dan bahan bakar dengan memperbesar katup masuk. Apabila pemasukan udara segar dan bahan bakar yang masuk ke dalam silinder dibantu dengan pembesaran katup maka efisiensi volumetriknya bisa mencapai 100%.

Penelitian mengenai modifikasi *valve* telah dilakukan diantaranya oleh Poernomo (2011), yang meneliti mengenai, pengaruh ukuran *intake* dan *exhaust valve* terhadap kinerja motor bakar. Pada penggunaan katup standar daya dan torsi maksimal 10,6 HP dan 141,8 Nm pada putaran 6128 dan 3721 rpm. Sedangkan penggunaan katup Suzuki Shogun dicapai daya dan torsi maksimal 11,7 HP dan145,05 Nm pada putaran 4485 dan 4431 rpm. Parameter ketiga adalah penggunaan katup Honda Sonic yang

mana daya dan torsi maksimal 18,6 HP dan 373,39 Nm pada putaran 3155 dan 1541 rpm. Hasil penelitian menunjukkan bahwa penggunaan *intake* dan *exhaust valve* Suzuki Shogun mampu meningkatkan daya 10,4% dan torsi 2,29% serta pengunaan *intake* dan *exhaust valve* Honda Sonic mampu meningkatkan daya 75,4% dan torsi 163,3%.

Pada penelitian ini, akan diteliti pengaruh dimensi *intake valve* terhadap unjuk kerja motor bakar 4 langkah. Unjuk kerja pada motor yang diteliti adalah torsi, daya, konsumsi bahan bakar dan kadar CO dan HC dalam gas buang. Dimensi *intake valve* yang digunakan adalah 25 mm (standar), 26, 27 dan 28 mm. Pada penelitian Poernomo (2011) unjuk kerja yang diteliti hanyalah torsi dan daya sedangkan pada penelitian ini akan diteliti torsi, daya, konsumsi bahan bakar spesifik efektif dan kadar CO dan HC dalam gas buang.

1.2 Rumusan Masalah

Dari penjelasan dalam latar belakang, diperoleh rumusan masalah sebagai berikut:

Bagaimana pengaruh diameter *intake valve* terhadap unjuk kerja motor bensin 4 langkah.

1.3 Batasan masalah

1. Mesin yang digunakan adalah mesin Suzuki Shogun 110 cc.
2. Tidak membahas konstruksi mesin.
3. Bahan bakar yang digunakan Bensin Premium SPBU.
4. Putaran mesin yang dianalisis adalah 1000, 2000, 3000, 4000, 5000 dan 6000 rpm.
5. Kinerja yang diteliti adalah torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik dan kadar CO dan HC dalam emisi gas buang.
6. *Intake valve* yang digunakan dalam penelitian adalah *intake valve* shogun diameter 25, 26 dan 28 mm.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh diameter *intake valve* pada unjuk kerja motor bensin 4 langkah.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian yang akan dilakukan adalah sebagai berikut:

1 Menambah wacana baru didalam mengembangkan pengetahuan dibidang teknologi konversi energi khususnya motor bakar.

2 Mendapatkan kinerja motor bensin yang lebih baik dengan modifikasi diameter *intake valve* pada motor bensin 4 langkah.

BAB II
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebelumnya

Sukidjo (2008) melakukan penelitian mengenai durasi buka tutup katup hisap terhadap unjuk kerja mesin bensin 4 langkah. Pada penelitian ini durasi yang digunakan adalah 210°, 240°, 270°, dan 290°. Hasil penelitian menunjukkan peningkatan daya dan torsi pada durasi *camshaft* modifikasi. Daya mesin terbesar 7,3 HP, pada putaran 10.000 rpm dengan durasi *camshaft* 290° dan torsi terbesar 8 Nm, pada putaran 4000 rpm dengan durasi *camshaft* 240°. Untuk konsumsi bahan bakar terendah 3,32 ml/HP.jam, pada putaran 10.000 rpm dengan durasi 210°. Sedangkan untuk emisi gas CO terkecil pada putaran 7.000 rpm, dengan durasi katup 240° dan pada putaran 10.000 rpm, konsentrasi CO terkecil pada durasi *camshaft* 290°.

Poernomo (2011) melakukan penelitian mengenai pengaruh dimensi *intake* dan *exhaust valve* tehadap torsi dan daya. Penelitian dilakukan pada motor Honda Supra X 100 cc dengan diameter *Intake valve* 23 mm (standar), 25 mm (Suzuki Shogun), dan 28 mm (Honda Sonic) dan *exhaust valve* diameter 21 mm (standar), 22 mm (Suzuki Shogun) dan 25 mm (Honda Sonic). Hasil pengujian menunjukkan bahwa penggunaan katup standar daya dan torsi maksimal 10,6 HP dan 141,8 Nm pada putaran 6128 dan 3721 rpm. Sedangkan penggunaan katup Suzuki Shogun dicapai daya dan torsi maksimal 11,7 HP dan 145,05 Nm pada putaran 4485 dan 4431 rpm. Parameter ketiga adalah penggunaan katup Honda Sonic yang mana daya dan torsi maksimal 18,6 HP dan 373,39 Nm pada putaran 3155 dan 1541 rpm.

Dalam penelitian ini akan diamati pengaruh perubahan diameter *intake valve* terhadap kinerja motor bensin 4 langkah. Kinerja yang diamati meliputi torsi, daya, konsumsi bahan bakar spesifik efektif dan kadar CO dan HC dalam emisi gas buang. Dimensi *intake valve* yang digunakan adalah diameter 25 (standar), 26 dan 28 mm.

2.2 Motor Bakar Torak

Motor bakar torak merupakan salah satu penggerak mula, yaitu mesin yang menggunakan energi termal untuk melakukan kerja mekanik atau yang mengubah energi termal menjadi energi mekanik. Energi termal tersebut diperoleh dari hasil pembakaran. Proses pembakaran pada motor bakar torak berlangsung di dalam motor

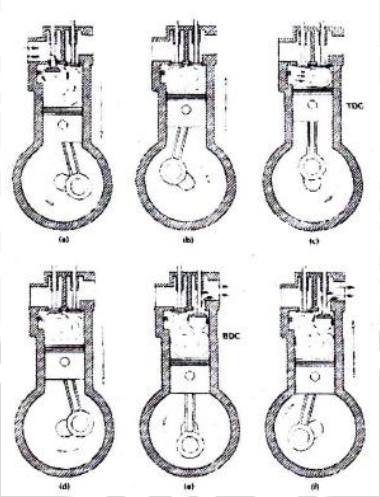
bakar sendiri sehingga gas pembakaran yang terjadi sekaligus berfungsi sebagai fluida kerja.

Motor bakar torak mempergunakan silinder yang didalamnya terdapat torak yang bergerak translasi (bolak- balik). Di dalam silinder itulah terjadi pembakaran antara bahan bakar dengan oksigen dari udara. Gas pembakaran yang dihasilkan oleh proses tersebut mampu menggerakkan torak yang dihubungkan dengan poros engkol. Gerak translasi torak tadi menyebabkan gerak rotasi pada poros engkol dan sebaliknya gerak rotasi poros engkol menimbulkan gerak translasi pada torak.

Jenis utama motor bakar adalah Motor Bensin (*Motor Otto*) dengan sistem penyalaan busi (*spark ignition engine*) dan Motor Diesel dengan sistem penyalaan kompresi *(compression ignition engine).* Motor bensin yang digunakan dewasa ini merupakan perkembangan dan perbaikan dari mesin *motor Otto*. Motor tersebut dilengkapi dengan busi dan karburator. Karburtor berfungsi untuk mencampur bahan bakar dan udara secara merata. Sedangkan busi menghasilkan loncatan api listrik menyalakan campuran bahan bakar dan udara segar, karena itu motor bensin dinamai *spark ignition engine*. Di dalam *siklus Otto* ideal pembakaran tersebut dimisalkan sebagai pemasukan panas pada volume konstan.

2.3 Siklus Ideal Motor Bensin Empat Langkah

Siklus kerja motor bensin empat langkah adalah dua kali putaran poros engkol untuk menghasikan satu langkah kerja Pulkrabek (1997: 26) dan dalam dua kali putaran poros engkol tersebut terjadi beberapa langkah kerja seperti yang terlihat pada gambar 2.1, yaitu : langkah hisap, langkah kompresi, langkah pembakaran, langkah kerja, *exhaust blowdown* dan langkah buang.



Gambar 2.1 : Siklus Kerja Motor Bensin Empat Langkah
Sumber : Pulkrabek (1997: 26)

a). Langkah Isap

Torak bergerak dari TMA menuju TMB, katup isap dalam keadaan terbuka, katup buang dalam keadaan tertutup. Karena tekanan di dalam silinder lebih rendah dari tekanan atmosfer, maka udara dan bahan bakar yang dicampur dalam karburator masuk ke dalam silinder melalui katup isap.

b). Langkah Kompresi

Torak bergerak dari TMB menuju TMA, katup isap dan buang dalam keadaan tertutup, campuran udara dan bahan bakar yang ada dalam silinder dikompresi, pada saat itu terjadi kenaikan tekanan karena volume yang diperkecil dengan luasan yang tetap, dan pada saat torak hendak mengakiri langkah kompresinya diberikan loncatan bunga api listrik pada busi yang berada di dalam ruang bakar, campuran terbakar dan terjadilah peningkatan tekanan yang sangat tinggi.

c). Proses Pembakaran

Pembakaran campuran udara bahan bakar berlangsung dalam waktu yang cepat saat mendekati TMA (berlangsung dalam proses yang mendekati proses volume konstan). Pembakaran yang berlangsung di ahir langkah kompresi akan mendorong torak dari TMA ke TMB.

d). Langkah Kerja

Pada saat semua katup tertutup, tekanan tinggi yang ditimbulkan oleh proses pembakaran mendorong torak bergerak menjauh TMA. Pada langkah ini dihasilkan

kerja untuk ditransfer ke poros engkol. Saat torak bergerak dari TMA ke TMB volume silinder meningkat dan menyebabkan penurunan tekanan dan temperatur.

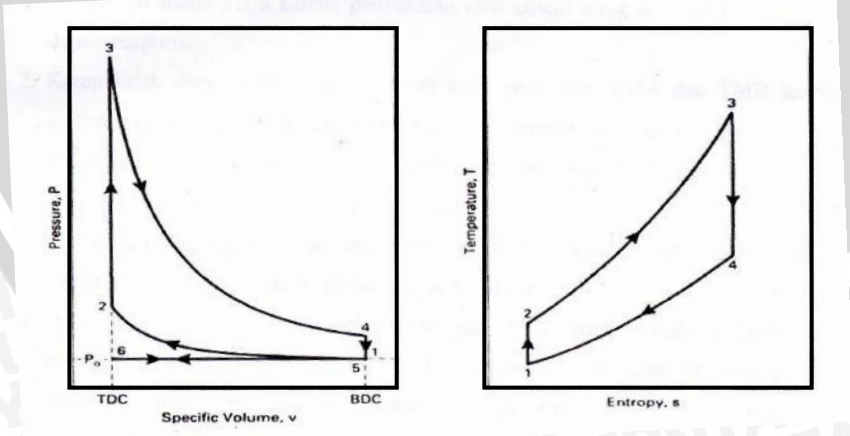
e). *Exhaust Blowdown*

Di ahir langkah kerja, katup buang telah terbuka sebelum torak mencapai TMB sehingga terjadi yang disebut *exhaust blowdown*. Tekanan dan temperatur dalam silinder masih relatif tinggi di kondisi ini, menyebabkan perbedaan tekanan dan temperatur antara silinder dan saluran buang. Perbedaan tekanan dan temperatur ini menyebabkan gas buang keluar dari silinder melewati katup buang saat torak mendekati TMB.

f). Langkah Buang

Saat torak mencapai TMB, *exhaust blowdown* telah berlangsung sempurna tapi dalam silinder masih terdapat gas buang pada tekanan yang mendekati tekanan atmosfer. Saat katup buang telah membuka, torak bergerak dari TMB ke TMA. Gerakan ini mendorong gas buang keluar silinder melalui katup buang pada tekanan yang mendekati tekanan atmosfer. Di ahir langkah buang sebelum TMA katup masuk mulai membuka untuk proses penghisapan campuran udara dan bahan bakar berikutnya.

Siklus kerja pada motor bensin empat langkah disebut juga dengan siklus volume konstan dikarenakan pemasukan kalor terjadi pada volume konstan. Adapun dari langkah dalam siklus motor bensin 4 langkah yang telah dijelaskan di atas, apabila digambarkan dalam bentuk diagram P - v dan T - s dapat dilihat pada Gambar 2.2



Gambar 2.2 : a. Diagram P - v Siklus Volume Konstan
b. Diagram T – s Siklus Volume Konstan
Sumber : Pulkrabek (1997: 75)

Keterangan mengenai proses siklus volume konstan adalah sebagai berikut :

1) 6-1 merupakan langkah hisap yang terjadi pada tekanan konstan dan temperatur konstan.
2) 1-2 merupakan proses kompresi pada entropi konstan. Pada proses 1-2 terjadi penyalaan oleh busi untuk melakukan pembakaran bahan bakar.
3) 2-3 merupakan proses pemasukan kalor pada volume konstan.
4) 3-4 merupakan langkah kerja atau *ekspansi* yang terjadi secara entropi konstan.
5) 4-1 merupakan proses pengeluaran kalor pada volume konstan.
6) 1-6 merupakan pengeluaran sisa kalor (langkah buang) pada tekanan konstan dan temperatur konstan.

2.4 Siklus Aktual Motor Bensin Empat Langkah

Dalam kenyataannya tidak ada siklus yang merupakan siklus volume konstan. Menurut Arismunandar (1998: 29), penyimpangan dari siklus ideal terjadi karena dalam keadaan yang sebenarnya terjadi kerugian yang antara lain disebabkan oleh :

1. Kebocoran fluida kerja karena penyekatan oleh cincin torak dan katup yang tidak sempurna.
2. Katup tidak dapat terbuka dan tertutup tepat pada saat TMA dan TMB karena pertimbangan dinamika mekanisme katup dan kelembaman fluida kerja. Kerugian tersebut dapat diperkecil bila saat pembukaan dan penutupan katup disesuikan dengan besarnya beban dan kecepatan torak.
3. Fluida kerja bukanlah udara yang dapat dianggap sebagai gas ideal dengan kalor spesifik yang konstan selama proses siklus berlangsung.
4. Pada motor bakar torak yang sebenarnya, pada waktu torak berada di TMA, tidak terdapat proses pemasukan kalor seperti pada siklus udara. Kenaikan tekanan dan terperatur fluida kerja disebabkan oleh proses pembakaran antara bahan bakar dan udara di dalam silinder.
5. Proses pembakaran memerlukan waktu, jadi tidak berlangsung sekaligus. Akibatnya, proses pembakaran berlangsung pada volume ruang bakar yang berubah-ubah karena gerakan dari torak. Dengan demikian, proses pembakaran harus sudah dimulai beberapa derajat sudut engkol sebelum torak mencapai TMA dan berakir beberapa derajat sudut engkol sesudah torak bergerak kembali dari TMA menuju TMB.

   Jadi, proses pembakaran tidak dapat berlangsung pada volume yang konstan.

Di samping itu, pada kenyataannya tidak pernah terjadi pembakaran sempurna. Karena itu daya dan efisiensinya sangatlah bergantung kepada perbandingan campuran bahan bakar dan udara, kesempurnaan bahan bakar-udara itu bercampur, dan saat penyalaan.

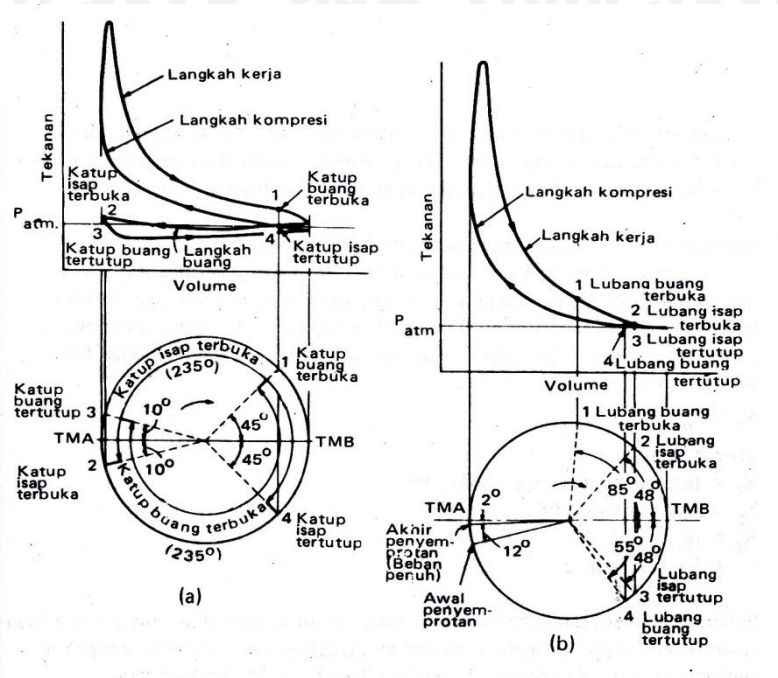
6. Terdapat kerugian kalor yang disebabkan oleh perpindahan kalor dari fluida kerja ke fluida pendingin, terutama pada langkah kompresi, ekspansi, dan pada waktu gas buang meninggalkan silinder. Perpindahan kalor tersebut terjadi karena terdapat perbedaan temperatur antara fluida kerja dan fluida pendingin. Fluida pendingin diperlukan untuk mendinginkan bagian mesin yang menjadi panas, untuk mencegah bagian tersebut dari kerusakan.
7. Terdapat kerugian energi kalor yang dibawa oleh gas buang dari dalam silinder ke dalam atmosfer sekitarnya. Energi tersebut tak dapat dimanfaatkan untuk melakukan kerja mekanik.
8. Terdapat kerugian energi karena gesekan antara fluida kerja dengan dinding salurannya.

Berdasarkan semua hal di atas, bentuk diagaram P-v dari siklus yang sebenarnya tidak sama dengan bentuk diagaram siklus ideal. Siklus yang sebenarnya tidak pernah ada siklus volume konstan. Gambar 2.3 menunjukkan bentuk diagram P-v dari sebuah motor bakar empat langkah yang sebenarnya.

Dari banyak kerugian diatas terdapat kerugian yang disebabkan oleh adanya mekanisme katup yang menyebabkan katup tidak dapat terbuka dan tertutup tepat pada waktu torak berada pada TMA atau TMB. Mekanisme dari katup tersebut yang menyebabkan siklus aktual motor bensin empat langkah ini jauh dari proses termodinamika siklus idealnya.

2.5 Diagram Pengaturan Katup

Pada keadaan ideal, terbuka dan tertutupnya katup isap dan buang terjadi di titik mati. Katup mulai terbuka saat posisi torak berada di TMA, sedangkan katup buang mulai terbuka saat posisi torak berada di TMB. Pada keadaan aktual baik katup isap maupun katup buang mulai terbuka atau tertutup sempurna beberapa saat sebelum atau sesudah titik mati. Pengaturan waktu terbuka dan tertutupnya katup isap maupun katup buang dijelaskan seperti Gambar 2.3 di bawah ini.



Gambar 2.3 : Diagram Pengaturan Katup dengan Grafik Tekanan *Versus* Volume
Sumber : Arismunandar (1998: 31)

a) Pada Langkah isap, torak bergerak dari TMA ke TMB, sudut putar engkol dari 0°-180° dan katup isap terbuka. Namun katup isap mulai terbuka sebelum torak mencapai TMA (θ =-10°) untuk memperoleh kerapatan gas yang maksimum sehingga dapat diperoleh pemasukan udara dan bahan bakar yang lebih besar ke dalam silinder.
b) Pada langkah kompresi, torak bergerak dari TMB ke TMA, sudut putar engkol dari 180°-360° dan katup isap tertutup. Namun katup isap mulai tertutup sempurna setelah torak melewati TMB (θ= 225°).
c) Pada langkah ekspansi, torak bergerak dari TMA ke TMB, sudut putar engkol dari 360°-540° dan katup buang tertutup. Namun katup buang telah mulai terbuka sebelum torak mencapai TMB (θ = 495°).
d) Pada langkah buang, torak bergerak dari TMB ke TMA, sudut putar engkol dari 540°-720° dan katup buang terbuka. Namun katup buang mulai tertutup sempurna setelah torak melewati TMA(θ = +10°)

Dari diagram siklus aktual motor bensin empat langkah yang dihubungkan dengan diagram waktu katup tersebut menunjukkan pembukaan dan penutupan katup masuk dan buang yang periodenya dinyatakan dalam derajat sudut putaran poros engkol. Impitan katup *(valve overlap)* adalah periode saat katup masuk dan katup buang

sama-sama dalam keadaan terbuka dan udara yang masuk dapat ikut mendorong sisa-sisa gas hasil pembakaran ke luar melalui katup buang selain dapat menyebabkan fluida kerja ikut mengalir keluar yang menyebabkan kerugian yang cukup besar pada kondisi aktual. Kejadian ini disebut pembilasan *(scavenging).*

Katup dikatakan mendahului bila terbuka sebelum titik matinya dan dikatakan terlambat bila tertutup sesudah titik matinya. Secara teoritis, semestinya katup terbuka dan tertutup tepat pada saat torak mencapai titik-titik matinya pada motor bensin empat langkah. Tetapi dalam prakteknya hal tersebut tidak dapat terlaksana.

2.6 Pembakaran dalam Motor Bensin

Pembakaran sebagai reaksi kimia atau reaksi persenyawaan bahan bakar dengan oksigen dengan diikuti dengan penyalaan elektrik yang diberikan busi. Mekanisme pembakaran sangat dipengaruhi oleh keadaan dari keseluruhan proses pembakaran dimana atom-atom dari komponen yang dapat bereaksi dengan oksigen dan membentuk produk yang berupa gas. Bila oksigen dan hidrokarbon tidak bercampur dengan baik, maka akan terjadi proses *cracking* dimana pada nyala akan timbul asap. Pembakaran seperti ini dinamakan pembakaran tidak sempurna.

Menurut (Suyanto 1989: 259), ada dua kemungkinan yang dapat terjadi pada pembakaran motor bensin yaitu: pembakaran sempurna dan tidak sempurna.

1. Pembakaran sempurna adalah pembakaran dimana bahan bakar dapat terbakar seluruhnya pada saat dan keadaan yang dikehendaki. Mekanisme pembakaran normal pada motor bensin dimulai pada saat terjadinya loncatan bunga api pada busi. Selanjutnya api membakar gas yang berada di sekelilingnya dan terus menjalar ke seluruh bagian sampai semua partikel gas terbakar habis. Pada saat gas bahan bakar dikompresikan, tekanan dan suhunya naik, sehingga terjadi reaksi kimia dimana molekul-molekul hidrokarbon terurai. Sebelum langkah kompresi berahir terjadilah percikan api pada busi yang kemudian membakar gas tersebut. Dengan timbulnya energi panas, tekanan dan suhunya naik secara mendadak, maka torak terdorong menuju titik mati bawah. Reaksi pembakaran sempurna:

$$C_8H_{18}(g) + 12{,}5\ O_2(g) \rightarrow 8\ CO_2(g) + 18\ H_2O(g)$$

2. Pembakaran tidak sempurna adalah pembakaran dimana nyala api dari pembakaran ini tidak menyebar secara teratur dan merata sehingga kandungan gas CO dan HC dalam gas buang sangat besar. Pembakaran yang tidak sesuai dengan yang dikehendaki sehingga tekanan di dalam silinder tidak bisa dikontrol, sering disebut dengan *autoignition. Autoignition* adalah proses pembakaran dimana campuran bahan bakar tidak terbakar karena nyala api yang dihasilkan oleh busi melainkan oleh panas yang lain, misalnya panas akibat kompresi. Pembakaran tidak sempurna dapat mengakibatkan *pre-ignition* yang memungkinkan timbulnya gangguan dan kesukaran-kesukaran dalam motor bensin.

2.7 Parameter Unjuk Kerja Motor Bakar Torak

Karakteristik suatu mesin dapat diketahui melalui parameter-parameter unjuk kerjanya (*performance*), sehingga akan dapat ditentukan bagaimana keadaan yang paling ideal. Dengan diketahuinya keadaan paling ideal tersebut pemakaian mesin dapat seefisien mungkin.

Beberapa parameter unjuk kerja yang akan dicari pada penelitian ini adalah sebagai berikut : torsi, daya efektif, komsumsi bahan bakar spesifik efektif dan analisa gas buang.

2.7.1 Torsi

Torsi merupakan momen putar yang dihasilkan oleh poros. Besarnya torsi suatu mesin dapat diukur dengan mengunakan alat yang disebut *dynamometer*, yang akan menunjukkan besarnya gaya atau beban pengereman pada poros, sehingga harga torsi dapat dicari mengalikan besarnya beban pengereman dengan panjang lengan yang menghubungkan timbangan dengan poros. Besarnya torsi dapat dirumuskan :

T= F.L (Soenarto, 1985: 11)

Dengan :

T = torsi yang dihasilkan (kg.m)

F = besarnya beban pada timbangan (kg)

L = panjang lengan dinamometer (m)

2.7.2 Daya efektif / daya poros (Ne)

Daya efektif merupakan daya yang dihasilkan poros engkol untuk menggerakkan beban. Daya efektif ini dibangkitkan oleh daya indikasi, yaitu suatu daya

yang dihasilkan oleh torak, dimana sebagian daya ini digunakan untuk mengatasi gesekan mekanis, misalnya gesekan antara torak dan dinding silinder, gesekan antara poros dan bantalan, untuk menggerakkan peralatan bantu (pompa pelumas), dan lainnya. Daya efektif didapatkan dengan mengalikan torsi (T) dengan kecepatan angular poros (ω).Persamaannya adalah sebagai berikut :

$$Ne = T.\omega = \frac{T.2.\pi.n}{60} \qquad (m.kg/s)$$

$$\text{Ne} = \frac{T.n}{716{,}2} \qquad \text{(HP)} \qquad \text{(Petrovsky, 1968: 99)}$$

Dengan

Ne = daya efektif (HP)

T =torsi (kg.m)

ω = kecepatan anguler poros engkol (rad/s)

n = putaran poros engkol (rpm)

2.7.3 Komsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFCe)

Konsumsi bahan bakar spesifik efektif (*Effectiv Fuel Consumption)* adalah banyaknya bahan yang diperlukan untuk menghasilkan daya efektif 1 PS selama 1 jam. Nilai konsumsi bahan bakar spesifik (SFCe) didapatkan dari nilai konsumsi bahan bakar dan daya efektif yang telah diperoleh. Nilai ini didapatkan dengan rumusan sebagai berikut :

$$\text{SFCe} = \frac{FC}{Ne} \qquad \text{(Petrovsky, 1968; 63)}$$

Dengan

SFCe = konsumsi bahan bakar spesifik efektif (kg/HP.jam)

FC = penggunaan bahan bakar tiap jam (kg/jam)

Ne = daya efektif (PS)

2.7.4 Analisa bas Buang

Sisa hasil pembakaran pada motor bakar adalah berupa gas CO_2, O_2, CO, HC dan polutan- polutan. Namun sebagian besar kandungan gas buang tersebut adalah adalah CO_2, CO, O_2 dan N_2. Emisi gas buang yang dianilisis pada penelitian ini adalah

CO dan HC, karena gas CO dan HC merupakan salah satu indikator sempurna atau tidaknya pembakaran yang terjadi. Kadar emisi gas CO dan HC dapat diukur dengan mengunakan *gas analyzer*.

a. Gas CO

Gas CO dihasilkan dari proses pembakaran suatu bahan bakar yang tidak sempurna terjadi salah satunya akibat dari kebocoran katup yang menyebabkan terjadinya polusi udara.

Reaksi aktual yang terjadi dalam pembakaran:

$$C_8H_{18} + 12{,}5\ (\ O_2 + 3{,}76\ N_2\ ) \rightarrow\ 8\ CO_2 + 9\ H_2O + 47\ N_2$$

Gas CO ini bersifat racun terhadap tubuh karena bila masuk ke dalam darah, CO dapat bereaksi dengan Homoglobin (Hb) untuk membentuk *Carboxyhemoglobin* (COHb). Bila reaksi tersebut terjadi, maka kemampuan darah mengangkut O_2 untuk kepentingan pembakaran dalam tubuh akan menjadi berkurang. Hal ini disebabkan karena kemampuan Hb untuk mengikat CO jauh lebih besar (sekitar 200 kali lebih) dibandingkan kemampuan Hb untuk mengikat O_2. Selain itu kandungan COHb dalam darah dapat menyebabkan terganggunya sistem urat saraf dan fungsi tubuh pada konsentrasi rendah (2-10%) dan bisa menyebabkan kematian pada konsentrasi tinggi (>10%).

b. HC (Hidrokarbon)

HC adalah senyawa hidrokarbon yang tidak terbakar yang dihasilkan dari proses pembakaran yang tidak sempurna. HC sangat terkait dengan efisiensi pembakaran dari bahan bakar. Reaksi pembakaran yang tidak sempurna ini bisa disebabkan oleh karena rendahnya rasio udara – bahan bakar (A/F) atau karena percampuran udara dari bahan bakar yang tidak homogen. HC merupakan senyawa yang bila kandungannya tinggi di udara akan dapat mencemari lingkungan dan dapat menyebabkan gangguan penglihatan.

2.8 Katup *(Valve)*

2.8.1 Fungsi katup

Katup atau *valve* merupakan salah satu bagian terpenting dari mesin, yang bekerja dengan prinsip empat langkah. Fungsinya sama dengan jantung manusia. Katup inilah yang mengatur jumlah bahan bakar dan udara yang dapat masuk ke dalam mesin dan setelah itu dikonversi menjadi menjadi tenaga. Selanjutnya, katup juga bertugas mengatur sisa pembakaran untuk dibuang sehingga campuran bahan bakar dan udara yang masih segar dapat masuk dengan lancar ke silinder. Untuk menghisap campuran bahan dan udara yang akan dibakar dan membuang sisa pembakaran ke atmosfer, dilakukan oleh katup yang berbeda.

Karena katup sangat menentukan kinerja dan performa mesin, maka muncul istilah mesin *multiklep*. Maksudnya, mesin yang mempunyai katup lebih dari dua atau sepasang. Kini, sudah biasa mesin mengunakan 4 katup untuk setiap selinder. Katup biasanya terbuat dari baja yang tahan panas dan karat. Saat sedang melakukan kompresi, katup berfungsi untuk menutup lubang saluran masuk dan keluar silinder sehingga campuran bahan bakar dan udara dapat dimampatkan kemudian terjadi proses pembakaran akibat energi aktifasi dari busi. Pada saat pembakaran berahir, katup buang membuka sebelum TMB untuk mengalirkan gas sisa hasil pembakaran menuju *exhaust manifold.* Setelah proses pembuangan selesai, maka piston akan membuka sebelum mencapai TMA untuk memasukkan campuran udara dan bensin yang sudah mengabut menuju silinder mesin. Setiap katup dari sebuah silinder melakukan gerakan membuka dan menutup satu kali untuk setiap dua kali putaran poros engkol *(crankshaft).*

2.8.2 Jenis- jenis katup

Jenis –jenis katup dapat dibedakan sebagai berikut:

- Berdasarkan Fungsinya
  a. Katup hisap

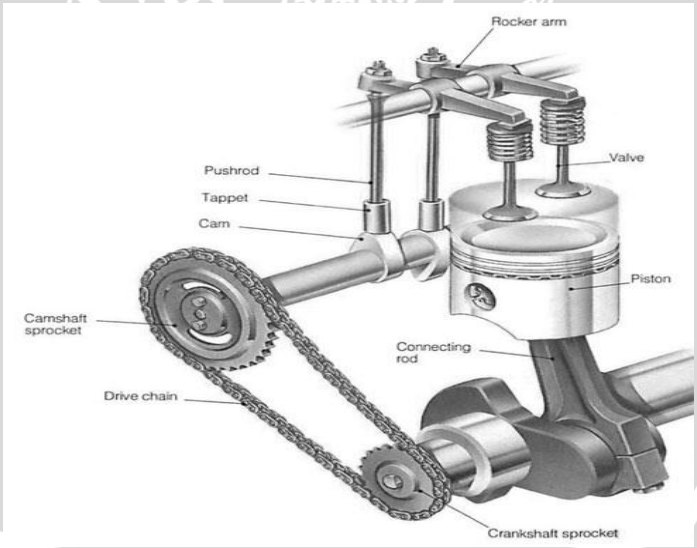
     Berfungsi sebagai untuk mengatur masuknya campuran bahan bakar dan udara pada saat langkah hisap
  b. Katup buang

     Berfungsi untuk untuk mengatur keluarnya gas sisa pembakaran pada langkah buang.

- Berdasarkan Mekanisme Katup

a. OHV *(Over Head Valve)*

Letak poros c*amshaf*t disamping silinder, sedangkan lokasi katup di kepala silinder, untuk memindah gerakan membuka katup diperlukan *lifter, push rod dan roker arm*. Tipe ini memungkinkan disain ruang bakar lebih baik. Digunakan pada tipe mesin V, horizontal dan *opposed piston*. Pada mekanisme katup OHV sering pula disebut *pushrod engine*, hal ini dikarenakan hanya mekanisme katup *Overhead Valve* yang memiliki komponen bernama pushrod. *Camshaft* memiliki bagian menonjol yang sering disebut *cam lobe*. Bagian inilah yang mengatur saat pembukaan katup. Letak *cam lobe* berbeda sesuai dengan urutan pembukaan katup masuk dan katup buang. Peletakan posisi *cam lobe* untuk katup masuk dan katup buang disusun berdasarkan konstruksi poros engkol (*crankshaft)*. Pada mesin generasi baru, *valve lifter* digunakan untuk mengurangi keausan *camshaft* juga digunakan untuk menghilangkan celah yang terjadi antara komponen-komponen penggerak katup sehingga penyetelan celah katup pada perawatan berkala mesin tidak perlu lagi dilakukan.



Gambar 2.4 : Mekanisme Katup OHV
Sumber : http://motor-ngebut.blogspot.com/2012/09/mekanisme-katup-overhead-valve-ohv.html

b. SOHC (*Single Over Head Camshaft*)

Jumlah poros *camshaft* hanya satu, poros *camshaft* diletakkan di kepala silinder. Letak katup di kepala silinder, katup ditekan *roker arm, roker arm*

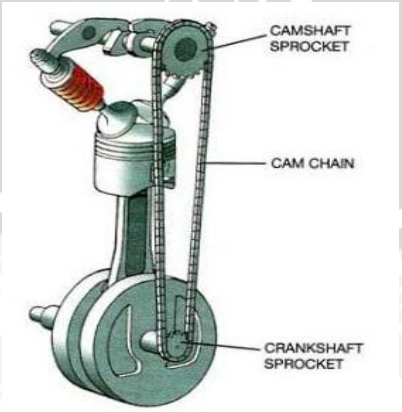
langsung ditekan oleh poros *camshaft*, jadi pada tipe ini *lifter* dan *push rod* sudah tidak diperlukan, sehingga komponen mekanisme katup lebih sedikit dan keterlambatan penutupan katup saat putaran tinggi dapat dikurangi.

c. DOHC *(Double Over Head Camshaft)*

Mesin DOHC mempunyai suara yang lebih berisik dan performa mesin yang lebih baik daripada SOHC. Pada tipe ini katup masuk dan buang memiliki *camshaft* sendiri-sendiri. dan *camshaft* ini langsung menyentuh dengan batang katup, sehingga tidak banyak mekanismenya. Pada motor dengan tipe DOHC memiliki dua *camshaft* dan 4 katup dalam setiap silindernya, jadi setiap *camshaft* mengerakkan 2 katup.

2.8.3 Bagian-bagian pada mekanisme katup

Mathur dan Sharma (1980) menjelaskan bahwa mekanisme katub pada mesin 4 langkah terdiri dari katub *(valve),* pegas katub, pelatuk *(rocker arm),* poros nok *(camshaft)* dan nok *(cam)*. Putaran poros *camshaft* diambil dari putaran poros engkol. Ada 2 macam katub, yaitu katub hisab *(intake valve)* dan katub buang *(exhaust valve).* Katub hisap berfungsi untuk mengatur aliran campuran udara dan bahan bakar masuk ke dalam silinder motor, sedangkan katup buang berfungsi mengatur aliran gas buang ke luar silinder motor. Gerakan untuk membuka katub dilakukan oleh poros *camshaft.* Bagian-bagian dari *camshaft* adalah lingkaran dasar , kontur, dan puncak nok, *(nose).* Tinggi puncak nok menentukan tinggi angkat *(lift)* katub. Mekanisme katup SOHC dijelaskan oleh Gambar 2.5



Gambar: 2.5 Bagian-Bagian Katup SOHC
Sumber : http://nassamothree.blogspot.com/2012/10/prinsip-kerja-mekanisme-katup-motor.html

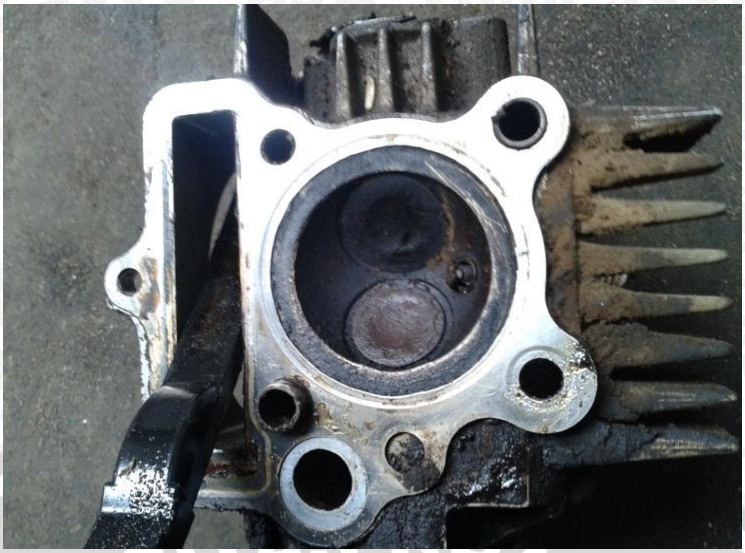
Jumlah poros *camshaft* hanya satu, poros *camshaft* diletakkan di kepala silinder. Letak katup di kepala silinder, katup ditekan *roker arm*, *roker arm* langsung ditekan oleh poros *camshaft*, jadi pada tipe ini *lifter* dan *push rod* sudah tidak diperlukan, sehingga komponen mekanisme katup lebih sedikit dan keterlambatan penutupan katup saat putaran tinggi dapat dikurangi.

2.9 Modifiksi *Intake Valve*

Dalam perkembangan dunia otomotif khususnya mesin SOHC para mekanik berusaha memodifikasi mesin motor untuk mendapatkan tenaga dan torsi yang besar. Salah satunya cara memperbesar torsi dan daya adalah dengan memperbesar diameter *intake valve* yang bertujuan untuk memperbesar efisiensi volumetrik. Secara teoritis, banyaknya bahan bakar dan udara yang masuk kedalam silinder sama dengan volume langkah. Akan tetapi kenyataan lebih sedikit karena dipengaruhi beberapa factor yaitu, tekanan udara, temperatur, panjang saluran, bentuk saluran, dan sisa hasil pembakaran didalam selinder pada proses yang mendahului. Efisiensi volemetrik adalah perbandingan antara volume udara segar dan bahan bakar yang masuk didalam selinder dengan volume langkah.

$$\text{Efisiensi volumetric} = \frac{\text{volume udara segar dan bahan bakar dalam selinder}}{\text{Volume langkah}}$$

Porting lubang hisap, yaitu memperbesar diameter lubang hisap agar campuran bahan bakar yang masuk volumenya menjadi lebih banyak dan lancar. Tentunya dalam pembesarannya diameter *intake valve* diperlukan perhitungan yang sesuai agar aliran fluida yang masuk ke dalam silinder lancar dan semua bahan bakar bercampur udara dapar terbakar sempurna. Pada gambar 2.6 terdapat gambar *intake valve* dan *exhaust valve* yang berukuran standar.



Gambar 2.6 *intake Valve* dan *Exhaust valve*
Sumber: Dokumentasi pribadi

2.10 Hipotesis

Semakin besar diameter *intake valve* menyebabkan efisiensi volumetrik semakin besar sehingga torsi dan daya meningkat serta unjuk kerja motor bakar semakin meningkat.

BAB III
METODE PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Metode penelitian merupakan suatu cara yang digunakan dalam penelitian sehingga pelaksanaan dan hasil penelitian bisa dipertanggungjawabkan secara ilmiah. Penelitian ini menggunakan metode eksperimental, yaitu suatu cara untuk mencari hubungan sebab akibat antara dua faktor yang berpengaruh. Eksperimen dilaksanakan didalam laboratorium dengan kondisi dan peralatan yang disesuaikan guna memperoleh data tentang pengaruh modifikasi diameter *intake valve* terhadap unjuk kerja motor bensin 4 langkah.

3.2 Waktu dan Tempat Penelitian

Penelitian dilakukan pada Mei 2013 sampai dengan Juni 2013 di Laboratorium Motor Bakar Jurusan TeknikMesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya Malang.

3.3 Variabel Penelitian

Adapun dalam penelitian ini variabel-variabel yang digunakan adalah sebagai berikut:

1. Variabel bebas

   Variabel bebas adalah variabel yang besarnya ditentukan oleh peneliti dan nilainya dapat diubah-ubah untuk mendapatkan nilai variabel terikat dari obyek penelitian. Variabel bebas dalam penelitian ini adalah:

   - Diameter *intake valve*: 25 (standar), 26 dan 28 mm.

2. Variabel terikat

   Variabel terikat adalah variabel yang nilainya tergantung dari variabel bebas dan diketahui setelah penelitian dilakukan. Variabel terikat yang diamati pada penelitian ini adalah

   - Torsi (T)
   - Daya efektif (Ne)
   - Komsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFCe)
   - Kandungan CO dan HC dalam gas buang.

3. Variabel terkontrol

Variabel terkontrol adalah variabel yang nilainya ditentukan peneliti dan dikondisikan konstan. Dalam penelitian ini variabel terkontrolnya adalah:

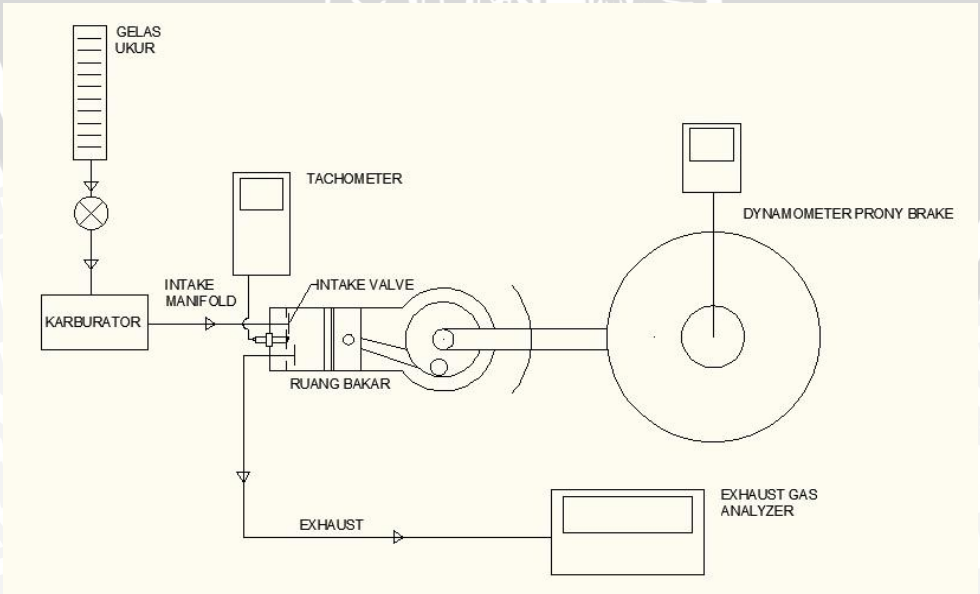
- Putaran mesin: 1000, 2000, 3000, 4000, 5000 dan 6000
- Temperatur ruangan 27° - 29°

3.4 Peralatan Penelitian

3.4.1 Peralatan Utama

- Motor Suzuki shogun 110 cc, dengan spesifikasi:

Merk	: Suzuki shogun
Tipe Mesin	:4 langkah, SOHC, pendingin udara
Diameter langkah	: 53,5 x 48,5 mm
Volume Langkah Torak	:109 cc
Perbandingan Kompresi	: 9.0 : 1
Kapasitas minyak	: 0,8 liter pada pergantian periodik pelumas
Kopling	: Ganda, otomatif, sentrifugal, tipe basah
Gigi transmisi	: 4 Kecepatan, rotari
Pola pengoperasian gigi	: N-1-2-3-4
Sistem pengapia	: DC-CD, Magneto



Gambar 3.1 Skema Penelitian
Sumber : Dokumentasi pribadi

3.4.2 Peralatan Bantu

- *Dynamometer Prony Brake*

  Digunakan untuk mengukur daya pengereman pada mesin.

Gambar 3.2 *Dynamometer Prony Brake*
Sumber : Dokumentasi pribadi

- *Tachometer*

  Digunakan untuk mengukur putaran mesin

  Tipe : M48 No 62637

  Ketepatan : ± 0,05%

  Resulusi : 0,1 rpm

  Dimensi : 160 x 60 x 40 mm

  Berat : 0,15

  Memory : Min/Max/last

Gambar 3.3 *Tachometer*

Sumber : Dokumentasi pribadi

- *Gas Analyzer*

  Alat yang digunakan untuk mengetahui kadar emisi gas buang dari motor bakar, khususnya untuk kandungan CO dan HC dengan spesifikasi sebagai berikut :

  Merk : Stargas Mod 898

  Kemampuan tertera sebagai berikut

Gambar 3.4 *Gas Analyzer*
Sumber : Dokumentasi pribadi

Tabel 3.1 Kemampuan pengukuran *gas analyzer*

Yang Diukur	Kemampuan	Satuan
CO	0 – 15,00	% Vol
CO_2	0 – 20,00	% Vol
HC	0 – 3000	Ppm Vol
O_2	0 – 25,00	% Vol
NO	0 – 5000	Ppm Vol
Lambda	0,5 – 2,000	-

Sumber : *Operating Instruction ManualBooks ofGas Analyzer*

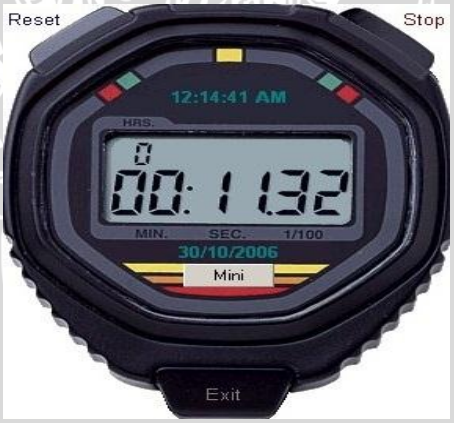
- Barometer

  Digunakan untuk mengukur tekanan udara ruang

Gambar 3.5 Barometer
Sumber : Dokumentasi pribadi

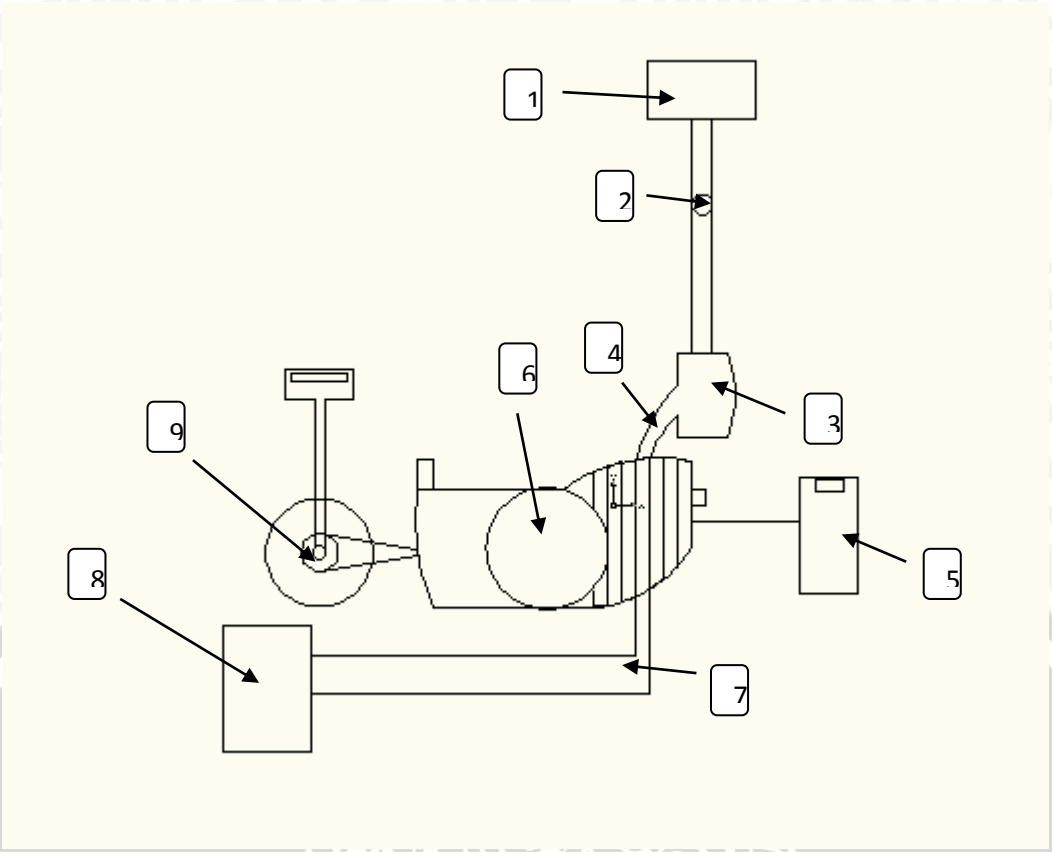
- *Stopwatch*

  Digunakan untuk mengukur waktu yang dibutuhkan motor bakar untuk menghabiskan bahan bakar dengan volume tertentu.



Gambar 3.6 *Stopwatch*
Sumber : Dokumentasi pribadi

3.5 Instalasi Penelitian



Gambar 3.7 Gambar Instalasi

Keterangan

1. Tangki bahan bakar
2. Katup tangki bahan bakar
3. Karburator
4. *Intake manifold*
5. *Tachometer*
6. Ruang Bakar
7. Knalpot
8. *Gas Analyzer*
9. *Dynamometer Prony Brake*

3.6 Prosedur Pengujian

Pengujian yang digunakan untuk mengetahui unjuk kerja motor bakar pada penelitian ini adalah menurut cara pengujian putaran bervariasi (variabel *speed test*) dengan tahapan sebagai berikut:

1. Pemasangan peralatan bantu pada mesin uji antara lain: *gas analyzer*, *dynamometer prony brake*, gelas ukur, termometer, barometer, *stopwatch* dan *tachometer*.
2. Mesin uji dengan *intake valve* berdiameter 25 (standar) dipanaskan sekitar 10 menit.
3. Pengambilan data pada mesin uji mengunakan *intake valve* berdiameter 25mm (standar) dengan putaran 1000, 2000, 3000, 4000, 5000, dan 6000 rpm. Setiap putaran yang dikehendaki dijaga konstan untuk kemudian dilakukan pengukuran parameter yang diperlukan dengan pengulangan sebanyak 3x untuk mendapatkan hasil yang teliti.
4. Pengukuran torsi mengunakan *dynamometer prony brake* yang berfungsi memberikan beban pengereman pada poros sedangkan pengukuran putaran mesin mengunakan *tachometer* yang di ukur melalui poros crankshaft.
5. Data yang diperoleh dari pengujian adalah beban pengereman (kg), waktu konsumsi bahan bakar (s), volume bahan bakar (ml), kandungan HC dan CO pada emisi gas buang dan temperatur ruang pengujian (℃).
6. Setelah pengujian selesai mesin dimatikan.
7. Mesin uji dengan *intake valve* berdiameter 26 dipanaskan sekitar 10 menit.
8. Pengambilan data pada mesin uji menggunakan *intake valve* dengan diameter 26 mm dengan putaran 1000, 2000, 3000, 4000, 5000 dan 6000 rpm. Setiap putaran yang dikehendaki dijaga konstan untuk kemudian dilakukan pengukuran parameter yang diperlukan dengan pengulangan sebanyak 3x untuk mendapatkan data yang teliti.
9. Pengukuran torsi mengunakan *dynamometer prony brake* yang berfungsi memberikan beban pengereman pada poros sedangkan pengukuran putaran mesin mengunakan *tachometer* yang di ukur melalui poros crankshaft
10. Data yang diperoleh dari pengujian adalah beban pengereman (kg), waktu konsumsi bahan bakar (s), volume bahan bakar (ml), kandungan HC dan CO pada emisi gas buang dan temperatur ruang pengujian (℃).
11. Setelah pengujian selesai mesin dimatikan.

12. Mesin uji dengan *intake valve* berdiameter 28 dipanaskan sekitar 10 menit.1
13. Pengambilan data pada mesin uji menggunakan *intake valve* dengan diameter 28 mm dengan putaran 1000, 2000, 3000, 4000, 5000 dan 6000 rpm. Setiap putaran yang dikehendaki dijaga konstan untuk kemudian dilakukan pengukuran parameter yang diperlukan dengan pengulangan sebanyak 3x untuk mendapatkan data yang teliti.
14. Pengukuran torsi mengunakan *dynamometer prony brake* yang berfungsi memberikan beban pengereman pada poros sedangkan pengukuran putaran mesin mengunakan tachometer yang di ukur melalui poros crankshaft
15. Data yang diperoleh dari pengujian adalah beban pengereman (kg), waktu konsumsi bahan bakar (s), volume bahan bakar (ml), kandungan HC dan CO pada emisi gas buang dan temperatur ruang pengujian (℃).
16. Setelah pengujian selesai mesin dimatikan.

3.7 Analisis Statistik

Analisis varian dua arah dipergunakan untuk mengolah data yang telah diperoleh. Dengan analisis varian dua arah akan diketahui ada tidaknya pengaruh dari variasi putaran (faktor A) dan pengaruh diameter *intake valve* (faktor B) serta pengaruh interaksi keduanya (faktor AB) terhadap unjuk kerja motor bensin 4 langkah.

Faktor A mempunyai level A_1, A_2,.....,A_r dan faktor B mempunyai level B_1, B_2,....., B_c. Jika jumlah pengamatan tiap sel adalah t kali dari rancangan dua kategori A dan B serta masing-masIng kategori terdiri atas r dan c level. Bila pengaruh interaksi antar faktor A pada level ke i dan faktor B pada level ke j dinyatakan dengan $(\alpha\beta)_{ij}$, maka nilai setiap pengamatan ditulis dengan model matematika sebagai berikut :

$Y_{ijk} : \mu + \alpha_i + \beta_j + (\alpha\beta)_{ij} + \varepsilon_{ijk}$

dengan:

Y_{ijk} : nilai setiap pengamatan

μ : nilai rata-rata dari seluruh pengamatan

α_i : pengaruh faktor putaran ke-i

β_j : pengaruh faktor diameter*intake valve* ke-j

$(\alpha\beta)_{ij}$: pengaruh interaksi faktor putaran ke i dan faktor diameter*intake valve* ke-j

ε_{ijk} : simpangan pengamatan

Yang akan diuji dari pengamatan ini adalah :

1. α : pengaruh (efek) dari faktor putaran
2. β : pengaruh (efek) dari faktor diameter *intake valve*
3. $\alpha\beta$: pengaruh interaksi dari faktor putaran dan faktor diameter *intake valve*

Adapun hipotesis yang dipergunakan adalah sebagai berikut :

1. H_0^1 : $a_1 = a_2 = \ldots\ldots = a_i$ (tidak ada pengaruh putaran terhadap unjuk kerja motor bensin empat langkah.

   H_1^1 : paling sedikit satu $a_i \neq 0$ (ada pengaruh putaran terhadap unjuk kerja motor bensin empat langkah)
2. H_0^2 : $\beta_1 = \beta_2 = \ldots\ldots = \beta_j$ (tidak ada pengaruh diameter *intake valve* terhadap unjuk kerja motor bensin empat langkah.

   H_1^2 : paling sedikit satu $\beta_j \neq 0$ (ada pengaruh diameter *intake valve* terhadap unjuk kerja motor bensin empat langkah)
3. H_0^3 : $(\alpha\beta)_{11} = (\alpha\beta)_{12} = \ldots\ldots = (\alpha\beta)_{ij}$ (tidak ada pengaruh putaran dan diameter *inteke valve* terhadap unjuk kerja motor bensin empat langkah)

   H_1^3 : paling sedikit satu $(\alpha\beta)_{ij} \neq 0$ (ada pengaruh putaran dan diameter *intake valve* terhadap unjuk kerja motor bensin empat langkah).

Tabel 3.4 Rancangan Model Dua Arah dengan Pengulangan

faktor		sudut butterfly valve					S baris	Rata-rata
Putaran (rpm)		B_1	...	B_j	...	B_c		
	A_1	X_{111}		X_{1j1}		X_{1c1}	T_1	$\bar{X}$
		X_{112}		X_{1j2}		X_{1c2}		
		...		...		...		
		X_{11t}		X_{1jt}		X_{1ct}		
	A_i	X_{i11}		X_{ij1}		X_{ic1}	T_i	$\bar{X}$
		X_{i12}		X_{ij2}		X_{ic2}		
		...		...		...		
		X_{i1t}		X_{ijt}		X_{ict}		
	A_r	X_{r11}		X_{rj1}		X_{rc1}		$\bar{X}$
		X_{r12}		X_{rj2}		X_{rc2}		
		...		...		...	T_r	
		X_{r1t}		X_{rjt}		X_{rct}		
S Kolom		$T_{.1}$		$T_{.j}$		$T_{.c}$	$T_{..}$	
Rata-rata		$\bar{X}$		$\bar{X}$		$\bar{X}$		$\bar{X}$

Sumber : Riduwan,2003 : 217

Dalam perhitungannya menggunakan rumus sebagai berikut :

1. Jumlah Kuadrat Total (JKT)

$$JKT = \sum_{i=1}^{r}\sum_{j=1}^{c}\sum_{k=1}^{t} X_{ijk}^2 - \frac{(T\ldots)^2}{rct}$$

2. Jumlah Kuadrat Faktor A (JKA)

$$JKA = \frac{\sum_{i=1}^{r} T_{i\ldots}^2}{ct} - \frac{(T\ldots)^2}{rct}$$

3. Jumlah Kuadrat Faktor B (JKB)

$$JKB = \frac{\sum_{j=1}^{c} T_{.j.}^2}{rt} - \frac{(T\ldots)^2}{rct}$$

4. Jumlah Pengaruh Interaksi Faktor A dan faktor B

$$JKP = \frac{\sum_{i=1}^{r}\sum_{j=1}^{c} T_{ij.}^2}{t} - \frac{(T\ldots)^2}{rct}$$

5. Jumlah Kuadrat Galat (JKG)

   JKG = JKT – JKP = JKT –JKA – JKB – JKAB

   Apabila masing-masing suku dibagi dengan derajat bebasnya, akan diperoleh nilai varian dari masing-masing suku tersebut. Nilai ini sering disebut dengan kuadrat tengah yang disingkat dengan KT. Nilai varian tersebut adalah :

   1. Kuadrat Tengah Faktor A (KTA)

$$KTA = \frac{JKA}{r-1}$$

   2. Kuadrat Tengah Faktor B (KTB)

$$KTB = \frac{JKB}{c-1}$$

   3. Kuadrat Tengah Interaksi faktor A dan Faktor B (KTAB)

$$KTAB = \frac{JKAB}{(r-1)(c-1)}$$

   4. Kuadrat Tengah Galat (KTG)

$$KTG = \frac{JKG}{rc(t-1}$$

Untuk menguji ketiga hipotesis diatas kita mencari harga f_{hitung} masing-masing sumber keragaman (faktor putaran, faktor diameter intake valve dan interaksi faktor putaran dan variasi dimensi *intake valve*). Kemudian hasilnya dibandingkan dengan f_{tabel}pada derajat bebas dengan nilai α tertentu. Nilai f_{hitung}dari masing-maisng sumber keragaman adalah sebagai berikut :

1. f_{hitung}dari faktor putaran

   $$F_1 = \frac{KTA}{KTG}$$

2. f_{hitung}dari faktor variasi diameter *intake valve*

   $$F_2 = \frac{KTB}{KTG}$$

3. f_{hitung}dari faktor putaran dan variasi diameter *intake valve*

   $$F_3 = \frac{KTAB}{KTG}$$

Tabel 3.5 Analisis Varian

Sumber Varian	JK	Db	KT	F_{hitung}	$F\alpha$
Antar A	JKA	$db_1 = r - 1$	KTA	F_1	
Antar B	JKB	$db_2 = c - 1$	KTB	F_2	
Interaksi AB	JKAB	$db_3 = db_1 . db_2$	KTAB	F_3	
Galat	JKG	$db_4 = rc(t-1)$	KTG		
Total	JKT	rct-1			

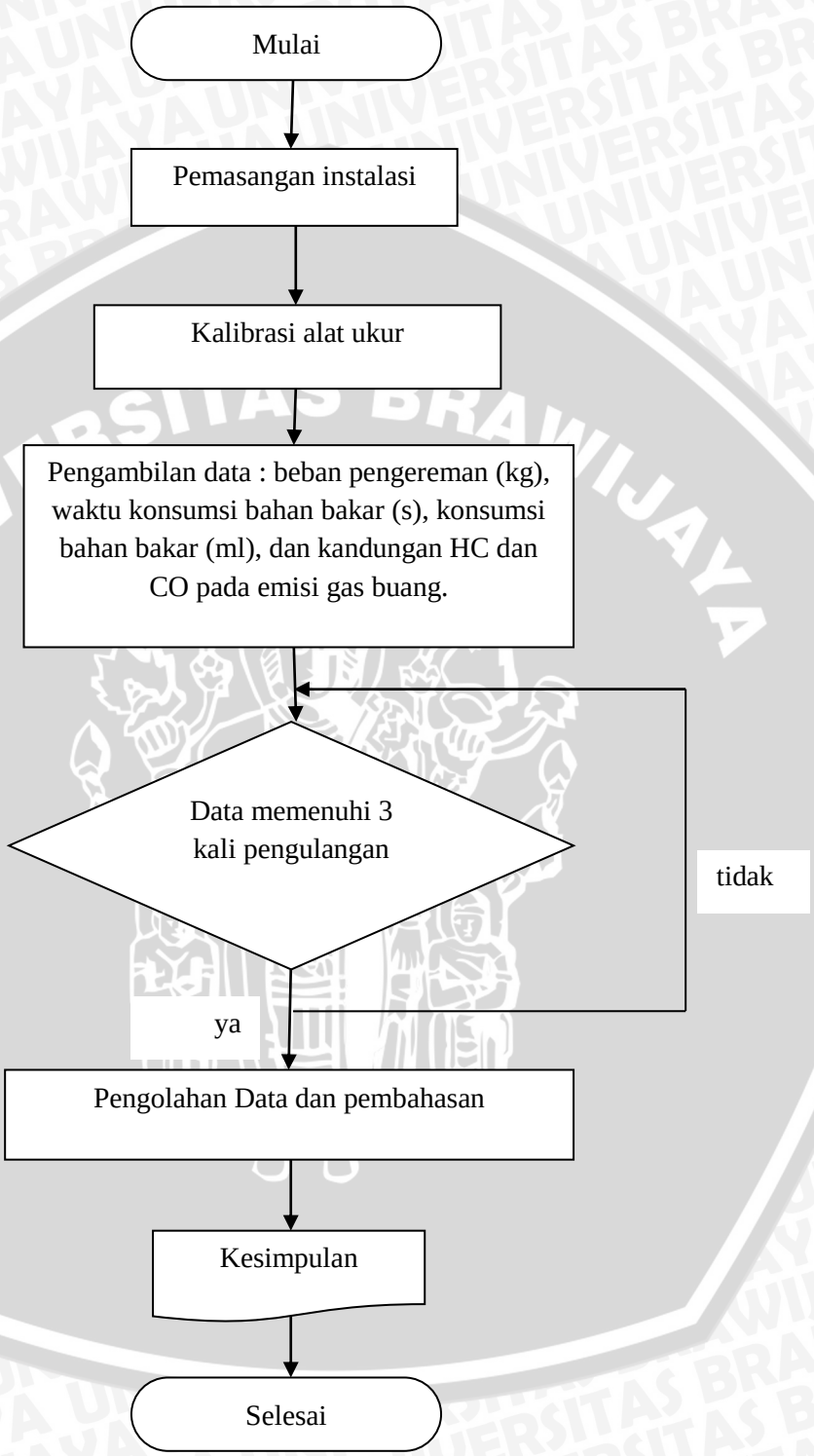
Sumber : Riduwan, 2003:220

Kesimpulan yang diperoleh :

1. Bila FA_{hitung}>FA_{tabel} maka H_0^1 ditolak dan H_1^1 diterima, ini menyatakan bahwa variasi putaran berpengaruh terhadap unjuk kerja motor bensin empat langkah.

2. Bila FB_{hitung}>FB_{tabel} maka H_0^2 ditolak dan H_1^2 diterima, ini menyatakan bahwa variasi diameter *intake valve* berpengaruh terhadap unjuk kerja motor bensin empat langkah.
3. Bila FAB_{hitung}>FAB_{tabel} maka H_0^3 ditolak dan H_1^3 diterima, ini menyatakan bahwa putaran dan diameter *intake valve* berpengaruh terhadap unjuk kerja motor bensin empat langkah.

3.8 Diagram Alir Penelitian



BAB IV
HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisis Data

4.1.1 Data Hasil Penelitian

Data-data yang didapat dari pengujian mengenai pengaruh diameter *intake valve* terhadap unjuk kerja motor bensin 4 langkah.

Temperatur bola kering : 29°C

Temperatur bola basah : 27°C

Tekanan udara saat pengujian : 714 mmHg

Volume Bahan bakar : 10 ml

Temperatur ruangan : 28°C

Tabel 4.1 Data hasil pengujian variasi *Intake valve* standar.

No.	Putaran (rpm)	F (kg)	t (s)	V (ml)	Gas buang	
					HC (ppm Vol)	CO (% vol)
1	1000	22	149.2	10	405	0.023
		22	150.49			
		22	149.01			
2	2000	23	94.01	10	171	0.639
		23	92.52			
		23	92.3			
3	3000	24,5	80,21	10	161	1,266
		24,5	80,12			
		25	79,50			
4	4000	26	69,32	10	150	1,21
		26	68,42			
		26	70,01			
5	5000	23	60,21	10	131	1,275
		23	58,41			
		23,5	59,59			
6	6000	18.1	50,21	10	138	1,267
		18	49,49			
		18.2	48,59			

Tabel 4.2 Data hasil pengujian variasi *Intake valve* diameter 26 mm

No.	Putaran (rpm)	F (kg)	t (s)	V (m)l	Gas buang	
					HC (ppm vol)	CO (% vol)
1	1000	23.2	141,23	10	501	1.23
		23	142,02			
		23.1	141,49			
2	2000	22.2	95,23	10	230	1.32
		22.1	94.49			
		22	95.07			
3	3000	25.9	77,52	10	134	1.51
		25.9	76,49			
		25.5	77,02			
4	4000	26.3	65,32	10	123	1.11
		26.5	64,58			
		26.9	65,07			
5	5000	26.8	55,27	10	98	0.98
		26.9	56,07			
		26.7	55,2			
6	6000	21.3	41,52	10	140	1.42
		21.1	42,32			
		21.3	41,59			

Tabel 4.3 hasil pengujian variasi *Intake valve* diameter 28 mm

No.	Putaran (rpm)	F (kg)	t (s)	V (ml)	Gas buang	
					HC (ppm vol)	CO (% vol)
1	1000	24.2	120,32	10	632	0.98
		24.3	121,07			
		24.1	120,07			
2	2000	25.3	89,37	10	502	1.02
		25	88,58			
		25.1	89,07			
3	3000	27.1	68,27	10	220	1.266
		27	69,07			
		27.5	68,37			
4	4000	29.4	65,32	10	304	2.88
		29.5	64,58			
		29.5	66,49			
5	5000	27.1	45,01	10	131	3.33
		27	44,48			
		27.2	45,02			
6	6000	25.1	33,27	10	502	4.51
		25.2	33,48			
		25	34,01			

4.1.2 Perhitungan Data

Dari data pengujian dapat dilakukan pengolahan data. Sebagai contoh perhitungan, diambil data dari pengujian pada kondisi mesin standar terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik. Adapun data yang diambil pada putaran 1000 rpm.

1. Putaran mesin (n) = 1000 rpm
2. Gaya pengereman (F) = 22 kg
3. Panjang lengan (l) = 0,033 m
4. Waktu konsumsi bahan bakar (t) = 149,57 detik
5. Berat spesifik bensin (ρ) = 0,710 kg.liter^{-1}
6. Volume bahan bakar (b) = 10 ml
7. Temperatur ruangan = 28°C

Dari data pengujian notor bakar empat langkah pada tabel 4.1 didapatkan nilai dari:

1. Torsi (T)

   T = F x l

   = 22 x 0,033

   T = 0,726 kg.m

2. Daya efektif (Ne)

   Ne $= \frac{T \,.n}{716,2}$ (HP)

   $= \frac{0,726\ x\ 1000}{716,2}$

   Ne = 1,014 HP

3. Konsumsi bahan bakar spesifik (SFCe)

   Fc $= \frac{b}{t}\ .\gamma_f \frac{3600}{1000}\ [kg.jam^{-1}]$

   $= \frac{10}{149,57}\ .0,710\ .\frac{3600}{1000}\ [kg.jam^{-1}]$

   Fc = 0,1709 $[kg.jam^{-1}]$

   SFCe $= \frac{Fc}{Ne}$ [Kg.$PS^{-1}.jam^{-1}$]

   $= \frac{0,1709}{1,014}$

   SFCe = 0,165 [Kg.$PS^{-1}.jam^{-1}$]

Torsi, daya efektif, SFCe, kandungan gas HC dan CO hasil perhitungan ditunjukkan pada tabel 4.4, 4.5 dan 4.6 sebagai berikut.

Tabel 4.4 Data hasil perhitungan untuk *Intake valve* dengan diameter standar.

N (rpm	T (kg.m)	Ne (HP)	FC (kg/jam)	SFCE (Kg/HP.jam)	HC (ppm vol)	C0 (% vol)
1000	0.726	1.014	0.171	0.169	405	0.023
1000	0.726	1.014	0.170	0.168	405	0.023
1000	0.726	1.014	0.171	0.169	405	0.023
1000	**0.726**	**1.014**	**0.171**	**0.168**	**405**	**0.023**
2000	0.759	2.120	0.272	0.128	176	0.639
2000	0.759	2.120	0.276	0.130	176	0.639
2000	0.759	2.120	0.277	0.131	176	0.639
2000	**0.759**	**2.120**	**0.275**	**0.130**	**176**	**0.639**
3000	0.809	3.387	0.319	0.094	161	1.266
3000	0.809	3.387	0.319	0.094	161	1.266
3000	0.825	3.456	0.322	0.093	161	1.266
3000	**0.814**	**3.410**	**0.320**	**0.094**	**161**	**1.266**
4000	0.858	4.792	0.369	0.077	150	1.21
4000	0.858	4.792	0.374	0.078	150	1.21
4000	0.858	4.792	0.365	0.076	150	1.21
4000	**0.858**	**4.792**	**0.369**	**0.077**	**150**	**1.21**
5000	0.903	5.299	0.425	0.080	131	1.275
5000	0.907	5.299	0.438	0.083	131	1.275
5000	0.901	5.414	0.429	0.079	131	1.275
5000	**0.904**	**5.337**	**0.430**	**0.081**	**131**	**1.275**
6000	0.714	5.004	0.509	0.102	138	1.367
6000	0.701	4.976	0.516	0.104	138	1.367
6000	0.727	5.032	0.526	0.105	138	1.367
6000	**0.714**	**5.004**	**0.517**	**0.103**	**138**	**1.367**

Tabel 4.5 Data hasil perhitungan untuk *Intake valve* dengan diameter 26 mm

N (rpm)	T (kg.m)	Ne (HP)	FC (kg/jam)	SFCE (kg/HP.jam)	HC(ppm vol)	C0 (% vol)
1000	0.766	1.069	0.181	0.169	501	1.23
1000	0.759	1.060	0.180	0.170	501	1.23
1000	0.762	1.064	0.181	0.170	501	1.23
1000	**0.762**	**1.064**	**0.181**	**0.170**	**501**	**1.23**
2000	0.868	2.424	0.268	0.111	230	1.32
2000	0.865	2.414	0.271	0.112	230	1.32
2000	0.858	2.396	0.269	0.112	230	1.32
2000	**0.864**	**2.411**	**0.269**	**0.112**	**230**	**132**
3000	0.855	3.580	0.330	0.092	134	1.51
3000	0.855	3.580	0.334	0.093	134	1.51
3000	0.842	3.525	0.332	0.094	134	1.51
3000	**0.850**	**3.562**	**0.332**	**0.093**	**134**	**1.51**
4000	0.906	5.059	0.391	0.077	123	1.11
4000	0.894	4.995	0.396	0.079	123	1.11
4000	0.898	5.013	0.393	0.078	123	1.11
4000	**0.899**	**5.022**	**0.393**	**0.078**	**123**	**1.11**
5000	0.630	4.400	0.462	0.105	98	1.98
5000	0.634	4.423	0.451	0.102	98	1.98
5000	0.627	4.377	0.463	0.106	**98**	1.98
5000	**0.630**	**4.400**	**0.459**	**0.104**	**98**	**1.98**
6000	0.575	4.819	0.616	0.128	140	1.42
6000	0.568	4.755	0.604	0.127	140	1.42
6000	0.578	4.838	0.615	0.127	140	1.42
6000	**0.573**	**4.804**	**0.611**	**0.127**	**140**	**1.42**

Tabel 4.6 Data hasil perhitungan untuk *Intake valve* dengan diameter 28 mm

n (rpm)	T (kg.m)	Ne (HP)	FC (kg/jam)	SFCE (kg/HP.jam	HC (ppm vol)	C0 (% vol)
1000	0.817	1.115	0.212	0.191	632	0.98
1000	0.802	1.120	0.211	0.189	632	0.98
1000	0.826	1.110	0.213	0.192	632	0.98
1000	**0.815**	**1.115**	**0.212**	**0.190**	**632**	**0.98**
2000	0.846	2.331	0.286	0.123	502	1.02
2000	0.825	2.304	0.289	0.125	502	1.02
2000	0.867	2.313	0.287	0.124	502	1.02
2000	**0.846**	**2.316**	**0.287**	**0.124**	**502**	**1.02**
3000	0.932	3.622	0.374	0.103	220	1.267
3000	0.930	3.663	0.370	0.101	220	1.267
3000	0.934	3.663	0.374	0.102	220	1.267
3000	**0.932**	**3.649**	**0.373**	**0.102**	**220**	**1.267**
4000	0.993	5.419	0.391	0.072	304	2.89
4000	0.974	5.437	0.396	0.073	304	2.89
4000	0.988	5.437	0.452	0.083	304	2.89
4000	**0.993**	**5.431**	**0.411**	**0.076**	**304**	**2.89**
5000	0.913	6.059	0.568	0.094	131	3.33
5000	0.905	6.082	0.575	0.094	131	3.33
5000	0.921	6.036	0.568	0.094	131	3.33
5000	**0.913**	**6.059**	**0.570**	**0.094**	**131**	**3.33**
6000	0.859	6.939	0.768	0.111	502	4.51
6000	0.843	6.967	0.763	0.110	502	4.51
6000	0.875	6.911	0.752	0.109	502	4.51
6000	**0.858**	**6.939**	**0.761**	**0.110**	**502**	**4.51**

4.1.3 Analisias Statistik

Berdasarkan data-data yang diperoleh dari hasil pengujian dilakukan analisis varian dua arah untuk mengetahui pengaruh dari variasi putaran (faktor α) dan variasi diameter *intake valve* (faktor β) serta pengaruh interaksi antar keduanya (faktor $\alpha\beta$) terhadap kinerja motor bakar 4 langkah. Analisis statistik dilakukan dengan bantuan Microsoft Excel dan rumus-rumus statistik yang terdapat pada BAB III.

1. H_0^1 : $a_1 = a_2 = \ldots\ldots = a_i$ (tidak ada pengaruh putaran terhadap unjuk kerja motor bensin empat langkah.

   H_1^1 : paling sedikit satu $a_i \neq 0$ (ada pengaruh putaran terhadap unjuk kerja motor bensin empat langkah)

2.H_0^2 : $\beta_1 = \beta_2 = ... = \beta_j$ (tidak ada pengaruh diameter *intake valve* terhadap unjuk kerja motor bensin empat langkah.

H_1^2 : paling sedikit satu β_j 0 (ada pengaruh diameter *intake valve* terhadap unjuk kerja motor bensin empat langkah)

3.H_0^3 : $(\alpha\beta)_{11} = (\alpha\beta)_{12} = ... = (\alpha\beta)_{ij}$ (tidak ada pengaruh putaran dan diameter *inteke valve* terhadap unjuk kerja motor bensin empat langkah)

H_1^3 : paling sedikit satu $(\alpha\beta)_{ij} \neq 0$ (ada pengaruh putaran dan diameter *intake valve* terhadap unjuk kerja motor bensin empat langkah)

Tabel 4.7 Perhitungan Analisis Varian Torsi

PUTARAN	*INTAKE VALVE*		
	25 mm	26 mm	28 mm
1000	0,7414	0,7623	0,7896
	0,7414	0,7590	0,8019
	0,7414	0,7656	0,7920
2000	0,7751	0,6996	0,8349
	0,7751	0,6963	0,825
	0,7751	0,6930	0,8283
3000	0,850	0,867	0,864
	0,8085	0,864	0,874
	0,808	0,854	0,874
4000	0,876	0,884	0,972
	0,876	0,841	0,973
	0,876	0,839	0,973
5000	0,775	0,894	0,867
	0,775	0,897	0,837
	0,759	0,891	0,864
6000	0,693	0,768	0,828
	0,693	0,762	0,831
	0,709	0,765	0,835

Dari tabel 4.7 maka dapat dilakukan perhitungan untuk analisis varian untuk torsi sebagai berikut ;

- Faktor koreksi (FK)

FK $= \dfrac{[\sum_{i=l}^{r} \sum_{j=l}^{c} \sum_{k=l}^{n} Y_{ijk}]^2}{\text{rcn}}$

$= \frac{1939,152}{6.3.3}$

$= 35,9102$

- Jumlah Kuadrat Total (JKT)

$$JKT = \sum_{i=1}^{r}\sum_{j=1}^{c}\sum_{k=1}^{t} X_{ijk}^2 - FK$$

$= ((0,741)^2+(0,744)^2+\ldots..+(0,835)^2) - 35,9102$

$= 0,2632$

- Jumlah Kuadrat Faktor A (JKA)

$$JKA = \frac{\sum_{i=1}^{r} T_{i...}^2}{ct} - FK$$

$= ((6,903)^{2+}(6,,902)^2+(7,667)^2+(8,113)^2+(7,5625)^2+(6,887)^2)-$ 35,9102

$= 0,1490$

- Jumlah Kuadrat Faktor B (JKB)

$$JKB = \frac{\sum_{j=1}^{c} T_{.j.}^2}{rt} - FK$$

$= ((14,05)^2+(14,50)^2+(15,478)^2) - 35,9102$

$= 0,0592$

- Jumlah Pengaruh Interaksi Faktor A dan faktor B

$$JKP = \frac{\sum_{i=1}^{r}\sum_{j=1}^{c} T_{ij.}^2}{t} - FK$$

$= (2,224)^2+(2,287)+\ldots..+(2,4950) - 35.91$

$= 0,2589$

- Jumlah Kuadrat Galat (JKG)

- JKPerlakuan – JKA – JKB = 0,2589 - 0,149 - 0,0592
  = 0,051417

JKG = JKT- JKA-JKB-JKPerlakuan

= 0,2632-0,149-0,0592-0,051417

= 0,004

- Nilai varian dari masing-masing perlakuan sebagai berikut :

- Derajat bebas (df)

Db Total = 54 - 1= 53

DbA = 6 - 1 = 5

DbB = 3 - 1 = 2

DbD = 54 - 18 = 36

- Kuadrat Tengah pengaruh A (S_A^2)

$$S_A^2 = \frac{JKA}{r-1}$$

$$= \frac{0{,}149}{5}$$

$$= 0{,}0298$$

- Kuadrat Tengah pengaruh B (S_B^2)

$$S_B^2 = \frac{JKB}{r-1}$$

$$= \frac{0{,}059}{2}$$

$$= 0{,}0295$$

- Kuadrat Tengah pengaruh interaksi A dan B (S_I^2)

$$S_I^2 = \frac{JKI}{(r-1)(c-1)}$$

$$= \frac{o{,}051417}{10}$$

$$= 0{,}05142$$

- Kuadrat Tengah Galat (S^2)

$$S^2 = \frac{JKG}{rc(n-1)}$$

$$= \frac{0{,}00377}{36}$$

$$= 0{,}000105$$

Nilai F hitung dari masing-masing sumber keragaman sebagai berikut:

- F_{hitung} pengaruh A

$$F_{A\ hitung} = \frac{SA2}{S2}$$

$$= \frac{0{,}0298}{0{,}000105}$$

$$= 284{,}0294$$

- F_{hitung} pengaruh B

$$F_{B\ hitung} = \frac{SB2}{S2}$$

$$= \frac{0{,}0295}{0{,}000105}$$

$$= 281{,}283$$

- F_{hitung} pengaruh A dan B

$$F_{ab\ hitung} = \frac{\frac{SAB}{2}}{S^2}$$

$$= \frac{0{,}005142}{0{,}000105}$$

$$= 49{,}0072$$

4.1.3.1 Analisis Varian untuk Torsi

Analisa ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh putaran, variasi *intake valve.* dan interaksi antara putaran dengan variasi *intake valve* terhadap torsi motor bensin 4 langkah. Dari perhitungan statistik didapat tabel sebagai berikut.

Tabel 4.8 Analisis varian dua arah torsi

Sumber varian	JK	DB	KT	F hitung	F tabel
Putaran	1,149	5	0,0298	284,09	2,63
Intake valve	0,059	2	0,0295	281,28	3,28
Interaksi	0,051	10	0,0051	49,1	2,10
Galat	0,0038	36	0,0001		
Total	0,263	54			

Dari tabel anova diatas terlihat bahwa masing-masing nilai $F_{hitung} > F_{tabel.}$ Hal ini berarti bahwa H_{o1}, H_{o2}, H_{03} ditolak dan H_{11}, H_{12}, H_{13} diterima. Artinya bahwa putaran, variasi diameter *intake valve* dan interaksi antara putaran dengan diameter *intake valve* mempunyai pengaruh yang nyata dan berbeda terhadap torsi motor bensin 4 langkah dengan tingkat keyakinan 95%.

4.1.3.2 Analisis varian untuk daya efektif

Analisa ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh putaran, variasi *intake valve.* dan interaksi antara putaran dengan variasi *intake valve* terhadap daya efektif motor bensin 4 langkah. Dari perhitungan statistik didapat tabel sebagai berikut.

Tabel 4.9 Analisis varian dua arah daya efektif

Sumber varian	JK	DB	KT	F hitung	F tabel
Putaran	181,961	5	36,392	5214,01	2,63

Intake valve	3,780	2	1,8902	2708,26	3,28
Interaksi	0,4102	10	0,4102	587,69	2,10
Galat	0,025	36	0,0007		
Total	0,263	54			

Dari tabel anava diatas terlihat bahwa masing-masing nilai $F_{hitung} > F_{tabel.}$ Hal ini berarti bahwa H_{o1}, H_{o2}, H_{03} ditolak dan H_{11}, H_{12}, H_{13} diterima. Artinya bahwa putaran, variasi diameter *intake valve* dan interaksi antara putaran dengan diameter *intake valve* mempunyai pengaruh yang nyata dan berbeda terhadap daya efektif motor bensin 4 langkah dengan tingkat keyakinan 95%.

4.1.3.3 Analisis varian untuk konsumsi bahan spesifik efektif

Analisa ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh putaran, variasi *intake valve*. dan interaksi antara putaran dengan variasi *intake valve* terhadap konsumsi bahan bakar spesifik efektif motor bensin 4 langkah. Dari perhitungan statistik didapat tabel sebagai berikut :

Tabel 4.10 Analisis varian dua arah konsumsi bahan bakar spesifik efektik

Sumber varian	JK	DB	KT	F hitung	F tabel
Putaran	0,0635	5	0,01276	149,72	2,63
Intake valve	0,00077	2	0,00036	45,13	3,28
Interaksi	0,4102	10	0,00011	12,96	2,10
Galat	0,00030	36	0,00066		
Total	0,066	54			

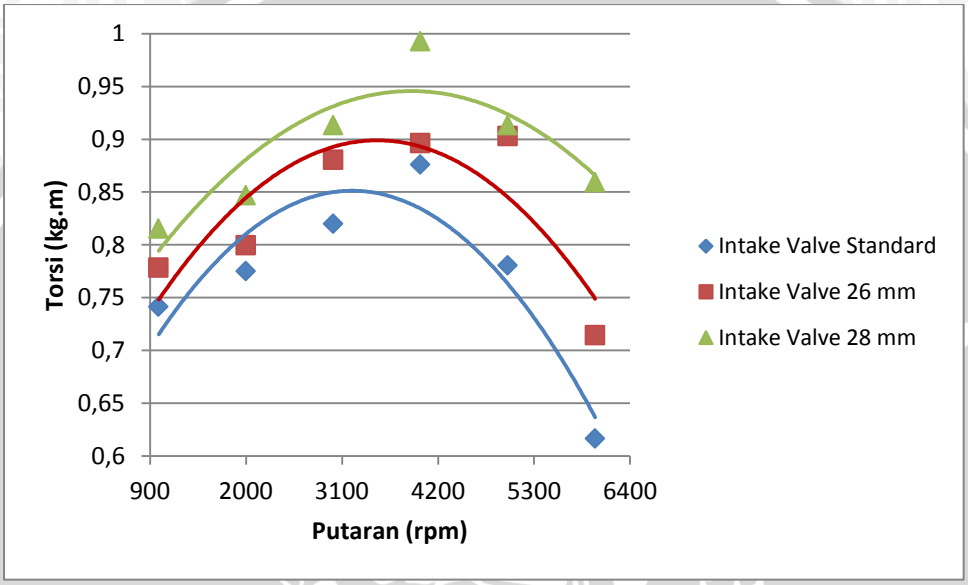
Dari tabel anava diatas terlihat bahwa masing-masing nilai $F_{hitung} > F_{tabel.}$ Hal ini berarti bahwa H_{o1}, H_{o2}, H_{03} ditolak dan H_{11}, H_{12}, H_{13} diterima. Artinya bahwa putaran, variasi diameter *intake valve* dan interaksi antara putaran dengan diameter *intake valve* mempunyai pengaruh yang nyata dan berbeda terhadap konsumsi bahan bakar spesifik efektif motor bensin 4 langkah dengan tingkat keyakinan 95%.

4.2 Pembahasan

Hasil pengolahan data pada pengujian motor bensin empat langkah dalam bentuk grafik hubungan antara tingkat putaran poros mesin dengan karakteristik kinerja motor bensin yang meliputi torsi, daya efektif, *spesific fuel comsumption effective* dan emisi gas buang CO dan HC yang dapat dilihat gambar 4.1 – 4.5.

4.2.1 Hubungan antara putaran poros dengan torsi

Hubungan antara putaran poros motor bensin empat langkah dengan torsi pada variasi *intake valve* 25 mm, 26 mm dan 28 mm dapat dilihat pada gambar 4.1.



Gambar 4.1 Grafik hubungan antara putaran poros dengan torsi pada variasi diameter *intake valve*.

Pada gambar 4.1 dapat dilihat bahwa dengan bertambahnya putaran maka torsi yang terjadi semakin tinggi. Hal ini dikarenakan dengan bertambahnya putaran maka semakin banyak langkah kerja yang dialami pada satuan waktu yang sama yang mengakibatkan jumlah bahan bakar dan udara yang masuk silinder lebih banyak sehingga dalam proses pembakaran menghasilkan torsi yang lebih besar. Tetapi setelah mencapai titik maksimum, torsi mengalami penurunan seiring dengan naiknya putaran. Hal ini terjadi karena pada putaran tinggi pembukaan dan penutupan katup terlalu cepat yang mengakibatkan pengisian silinder tidak sempurna sehingga mengakibatkan efisiensi volumetriknya menurun.

Selain karena dari mekanisme katup, penurunan torsi juga disebabkan karena daya mekanis yang hilang akibat gesekan antara torak dengan dinding silinder semakin besar dan menjadi faktor dominan menurunnya torsi pada putaran tinggi. Hal-hal

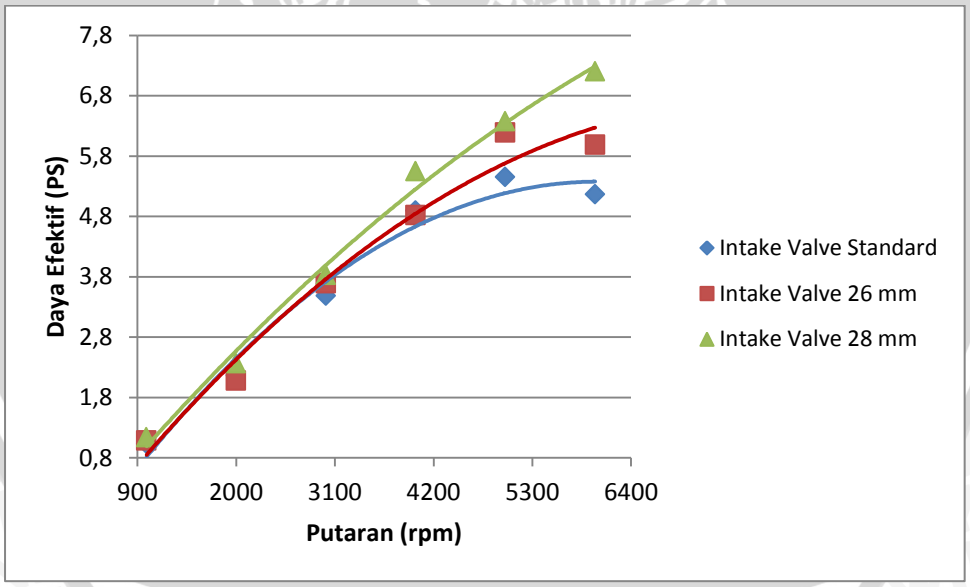
tersebut mengakibatkan torsi yang dihasilkan semakin kecil pada putaran yang semakin tinggi.

Pada gambar 4.1 terlihat bahwa dengan *intake valve* berdiameter 26 dan 28 mm, torsi yang dihasilkan semakin besar dibandingkan dengan *intake valve* standar. Hal ini disebabkan karena dengan diameter *intake valve* yang semakin besar maka aliran udara dan bahan bakar yang masuk kedalam silinder semakin banyak sehingga efisiensi volumetriknya semakin besar. Dengan semakin banyaknya campuran bahan bakar dan udara yang terbakar, maka tekanan gas hasil pembakaran yang dihasilkan meningkat sehingga torsi yang dihasilkan semakin besar.

Dari gambar 4.1 terlihat diameter *intake valve* 28 mm pada putaran 4000 rpm menghasilkan torsi terbesar dan diameter *intake valve* 26 mm pada putaran 2000 rpm menghasilkan torsi terkecil dari *intake valve* standar.

4.2.2 Hubungan antara putaran poros dengan daya efektif

Hubungan putaran dengan daya efektif pada pemakaian variasi *intake valve* 25 mm, 26 mm dan 28 mm dapat dilihat pada gambar 4.2.



Gambar 4.2 Grafik hubungan antara putaran poros dengan daya efektif pada variasi diameter *intake valve*

Pada gambar 4.2 dapat dilihat bahwa semakin tinggi putaran maka daya efektif yang dihasilkan semakin tinggi. Tetapi setelah mencapai titik maksimum, daya efektif yang dihasilkan mengalami penurunan seiring dengan naiknya putaran. Hal ini terjadi

karena daya efektif dihasilkan dari perkalian antara torsi (T) dengan putaran poros mesin (n) sesuai dengan persamaan berikut.

$$Ne = T \cdot \omega = \frac{T.2.\pi.n}{60.75} = \frac{T.n}{716,2}$$

Dengan :

T = Torsi (kg.m)

ω = Kecepatan anguler poros (rad . detik^{-1})

n = Putaran poros (rpm)

1 HP = 75 kg.m/detik

Pada putaran yang semakin tinggi, terjadi kenaikan daya efektif sampai titik maksimum dikarenakan dari rumusan dapat dilihat bahwa daya efektif berbanding lurus dengan putaran. Selain itu kenaikan daya efektif dikarenakan dengan bertambahnya putaran maka semakin banyak langkah kerja yang dialami pada satuan waktu yang sama yang mengakibatkan jumlah bahan bakar dan udara yang masuk silinder lebih banyak sehingga dalam proses pembakaran menghasilkan torsi yang semakin besar. Akan tetapi setelah kenaikannya mencapai titik maksimum, daya efektif mengalami penurunan pada putaran tinggi dikarenakan kenaikan putaran tidak dapat mengimbangi penurunan torsi yang terjadi. Penurunan torsi pada putaran tinggi dikarenakan pembukaan dan penutupan katup terlalu cepat yang mengakibatkan pengisian silinder tidak sempurna sehingga efisiensi volumetriknya menurun. Selain itu penurunan torsi akibat adanya daya mekanis yang hilang akibat gesekan antara torak dengan dinding silinder semakin besar dan menjadi faktor dominan menurunnya daya efektif pada putaran tinggi.

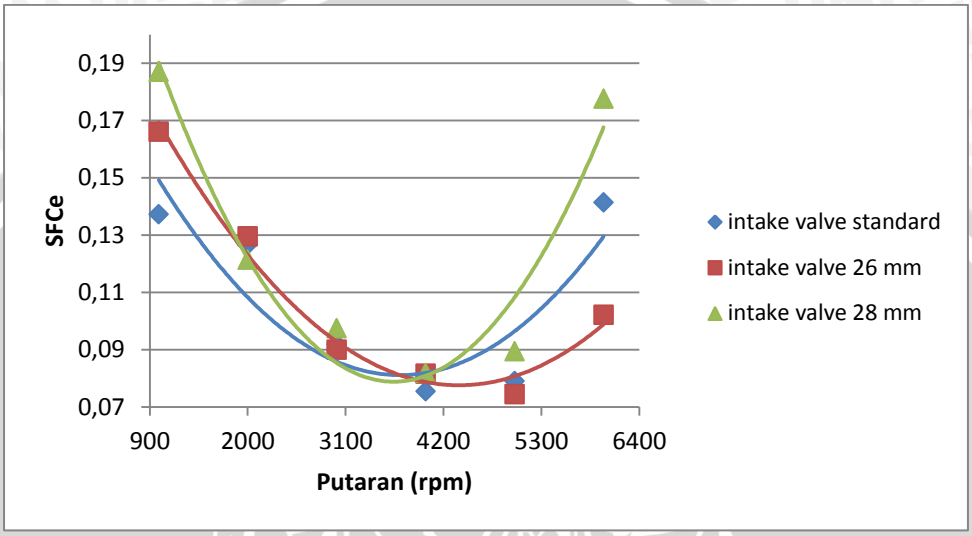
Pada gambar 4.2 menunjukan bahwa pengunakan *intake valve* diameter 26 mm dan 28 mm mempengaruhi daya efektif yang dihasilkan. Daya efektif mengalami kenaikan pada pengunaan diameter 26 mm dan 28 mm dibandinggkan dengan penggunaan *intake valve* standar. Hal ini dikarenakan penggunaan *intake valve* diameter yang lebih besar akan memperlancar aliran bahan bakar dan udara yang masuk kedalam silinder sehingga pengisian silinder meningkat. Pada pengunaan *intake valve* diameter 28 mm pada putaran 6000 rpm belum mengalami penurunan daya efektif dikarenakan penggunaan *intake valve* diameter 28 mm dapat mengalirkan bahan bakar dan udara secara maksimal sehingga pengisian silinder sempurna yang mengakibatkan daya efektif yang dihasilkan masih besar.

Pada gambar 4.2 menunjukkan bahwa penggunaan *intake valve* berdiameter 28 mm pada putaran 6000 rpm menghasilkan daya efektif terbesar. Sedangkan daya efektif

yang dihasilkan *intake valve* berdiameter 26 mm pada putaran 2000 rpm lebih kecil dari *intake valve* standar.

4.2.3 Hubungan antara putaran poros dengan *spesific fuel comsumption effective*

Hubungan antara putaran dengan *spesific fuel comsumption effective* pada pemakaian variasi diameter *intake valve* 25 mm, 26 mm dan 28 mm dapat dilihat pada gambar 4.3 berikut.



Gambar 4.3 Grafik hubungan antara putaran poros dengan *spesific fuel comsumption effective* pada variasi diameter *intake valve*.

Dari gambar 4.3 dapat dilihat bahwa pada putaran awal konsumsi bahan bakar spesifik efektif sangat tinggi. Hal ini dikarenakan pada putaran awal diperlukan daya besar digunakan untuk menggerakkan awal mesin. Seiring dengan meningkatnya putaran konsumsi bahan bakar spesifik efektif mengalami penurunan mencapai titik minimum. Hal ini dikarenakan pengisian silinder sesuai dengan kebutuhan silinder sehingga terjadi pembakaran sempurna yang menghasilkan daya efektif yang maksimal. Kemudian konsumsi bahan bakar spesifik efektif akan mengalami peningkatan seiring dengan naiknya putaran.

Peningkatan konsumsi bahan bakar spesifik efektif terjadi dikarenakan dengan putaran semakin tinggi, maka siklus yang terjadi dalam satu satuan waktu semakin banyak sehingga jumlah bahan bakar yang dihisap oleh silinder juga semakin banyak. Hal ini sesuai dengan persamaan.

$$\text{SFCe} = \frac{Fc}{Ne} [\text{Kg}.PS^{-1}.jam^{-1}]$$

Dengan : SFCe = *Spesific fuel Consumption effective*

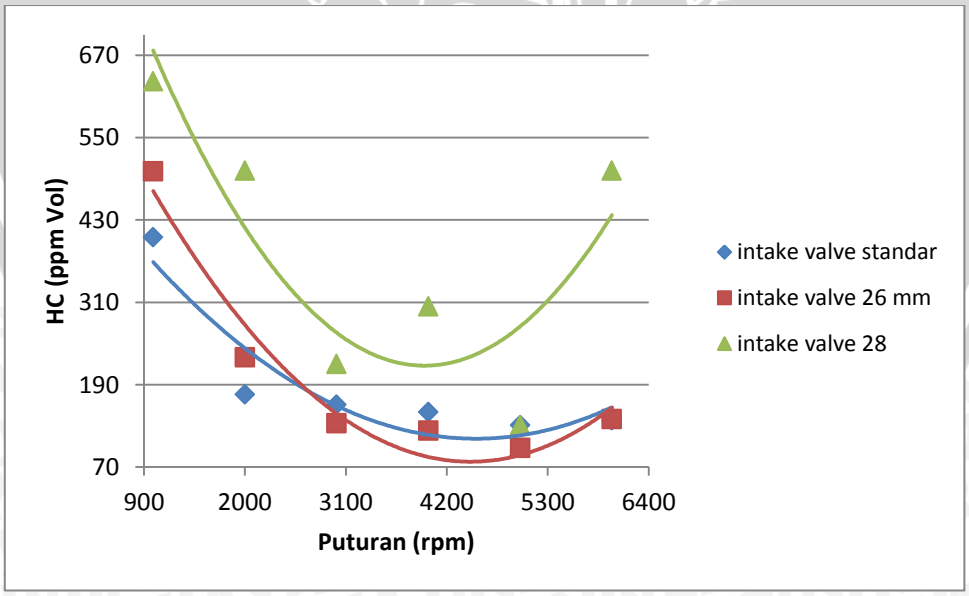
Fc = Konsumsi bahan bakar (kg. jam^{-1})

Ne = Daya efektif (PS)

Dari persamaan tersebut terlihat bahwa konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFCe) berbanding lurus dengan konsumsi bahan bakar (Fc), dan berbanding terbalik dengan daya efektif (Ne). Dengan meningkatnya Fc dan menurunnya Ne akibat putaran yang meningkat, maka SFCe cenderung meningkat. Pada pemakaian *intake valve* dengan diameter 26 mm dan 28 mm konsumsi bahan bakar spesifik efektif lebih boros dibandingkan *intake valve* standar. Penggunaan konsumsi bahan bakar spesifik efektif tertinggi pada penggunaan *intake valve* 28 mm sebesar 0,186 kg/HP.jam pada putaran 1000 rpm. Sedangkan pengunaan konsumsi bakar bakar spesifik efektif paling sedikit dibandingkan *intake valve* standar, terjadi pada *intake valve* berdiameter 26 mm sebesar 0,072 kg/HP.jam pada putaran 2000 rpm.

4.2.4 Hubungan antara putaran poros dengan kandungan gas HC pada gas buang

Hubungan antara putaran dengan kandungan gas HC pada gas buang pada pemakaian variasi diameter *intake valve* 25, 26 mm dan 28 mm dapat dilihat pada gambar 4.4 berikut.



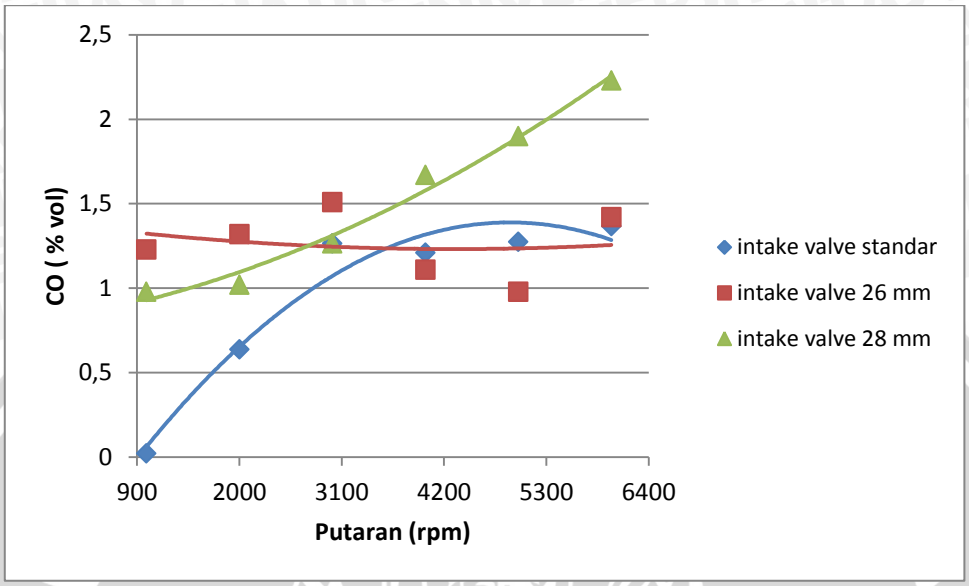
Gambar 4.4 Grafik hubungan antara putaran poros dengan kandungan gas HC pada emisi gas buang.

Pada gambar 4.4 hubungan putaran dengan emisi gas HC menunjukkan kecenderungan bahwa semakin tinggi putaran maka emisi gas HC mengalami penurunan sampai putaran tertentu, kemudian mengalami kenaikan seiring bertambahnya putaran. Menurut Sukidjo (2011) penurunan HC dikarenakan pada saat putaran semakin tinggi suhu mesin semakin tinggi, sehingga proses atomisasi menjadi lebih baik. Oleh karena itu emisi gas HC yang dihasilkan semakin menurun. Akan tetapi setelah melewati putaran tertentu emisi gas HC naik lagi. Hal ini disebabkan semakin tinggi putaran, menghasilkan campuran kaya bahan bakar sehingga banyak bahan bakar yang tidak terbakar dan menghasilkan emisi gas HC yang keluar melalui saluran pembuangan.

Sedangkan penggunaan variasi *intake valve* dengan diameter 26 mm dan 28 mm memiliki kecenderungan kadar emisi gas HC yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan mengunakan *intake valve* standar. Hal ini dikarenakan pengunaan *intake valve* diameter 26 mm dan 28 mm meningkatkan efisiensi volumetrik yang mengakibatkan bahan bakar yang masuk kedalam silinder lebih banyak sehingga ada sebagian bahan bakar yang tidak terbakar dikerenakan proses kompresinya yang kurang maksimal. Hanya pada *intake valve* 26 mm pada putaran 3000-5000 rpm yang nilai kandungan gas HC dibawah pengunaan *intake valve* standar.

4.2.5 Hubungan antara putaran poros dengan kandungan gas CO pada gas buang

Hubungan antara putaran dengan kandungan gas CO pada gas buang pada pemakaian variasi diameter *intake valve* 25 mm, 26 mm dan 28 mm dapat dilihat pada gambar 4.4 berikut.



Gambar 4.5 Grafik hubungan antara putaran poros dengan kandungan gas CO pada emisi gas buang.

Dari grafik 4.5 hubungan putaran dengan emisi gas CO menunjukkan bahwa semakin tinggi putaran, kadar emisi gas CO yang dihasilkan meningkat. Hal ini disebabkan karena pada putaran tinggi, kandungan gas O_2 dalam proses pengabutan bahan bakar kurang sehingga dalam proses pembakarannya ada sebagian bahan bakar yang tidak terbakar sempurna, sehingga emisi gas CO yang dihasilkan semakin meningkat.

Pada pengujian emisi gas CO tertinggi adalah pada pengunaan *intake valve* 28 mm pada putaran 6000 rpm sebesar 2,23% vol. Hal ini disebabkan karena pada putaran tersebut konsumsi bahan bakar sangat tinggi sehingga proses kompresinya kurang maksimal yang mengakibatkan pembakaran kurang sempurna dan menghasilkan emisi gas CO yang tinggi.

Sedangkan penggunaan emisi gas CO terendah adalah pada penggunaan *intake valve* standar pada putaran 1000 rpm sebesar 0,023% vol. Hal ini disebabkan karena campuran bahan bakar dan udara segar sesuai dengan kebutuhan yang mengakibatkan pembakaran yang terjadi sempurna, sehingga gas yang banyak dihasilkan adalah gas CO_2.

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari analisa pembahasan pengaruh diameter *intake valve* terhadap unjuk kerja motor bensin empat langkah dapat diambil kesimpulan sebagai berikut.

Pengunaan variasi *intake valve* mempunyai pengaruh yang nyata terhadap unjuk kerja motor bensin empat langkah yang meliputi torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif dan emisi gas buang berupa CO dan HC.

- Torsi terbesar dihasilkan oleh mesin dengan penggunaan *intake valve* 28 mm, yaitu sebesar 0,9928 kg.m pada putaran 4000 rpm.
- Daya efektif terbesar dihasilkan oleh mesin dengan penggunaan *intake valve* 28 mm, yaitu sebesar 7,199 PS pada putaran 6000 rpm.
- Konsumsi bahan bakar spesifik efektif terkecil dihasilkan oleh mesin dengan penggunaan *intake valve* 26 mm, yaitu sebesar 0,072 kg.PS^{1}.jam^{1} pada putaran 2000 rpm.
- Emisi gas CO yang terendah dihasilkan oleh mesin dengan penggunaan *intake valve* 25 mm, yaitu sebesar 0,023 % vol pada putaran 1000 rpm.
- Emisi gas HC yang terendah dihasilkan oleh mesin dengan penggunaan *intake valve* 26 mm, yaitu sebesar 98 ppm vol gas buang pada putaran 5000 rpm.

5.2 Saran

Adapun saran yang menulis harapkan dari penelitian tentang pengaruh diameter *intake valve* terhadap unjuk kerja motor bensin 4 langkah adalah sebagai berikut :

1. Dari penelitian ini bisa dilanjutkan untuk motor bensin empat langkah dengan mengunakan bahan bakar pertamax plus, mengingat hasil gas HC dan CO yang tinggi dibandingkan mesin standar.
2. Perlu ditinjau lebih jauh lagi apabila penggunaan variasi *intake valve* ini digunakan pada mesin lain.