

**PENGARUH VARIASI BUKAAN KATUP PENGHALANG (*BUTTERFLY VALVE*)
PADA PIPA GAS BUANG
TERHADAP UNJUK KERJA MOTOR DIESEL 4 LANGKAH**

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh:
KRISNA IRNANDA
NIM. 0710620011-62

**KEMENTERIAN PENDIDIKAN NASIONAL
UNIVERSITAS BRAWIJAYA
FAKULTAS TEKNIK
MALANG
2011**

LEMBAR PERSETUJUAN

**PENGARUH VARIASI BUKAAN KATUP PENGHALANG (*BUTTERFLY VALVE*)
PADA PIPA GAS BUANG
TERHADAP UNJUK KERJA MOTOR DIESEL 4 LANGKAH**

SKRIPSI KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh :

KRISNA IRNANDA
NIM. 0710620011-62

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT.
NIP. 19720903 199702 1 001

Dr. Eng. Denny Widhiyanuriyawan, ST., MT.
NIP. 19750113 200012 1 001

LEMBAR PENGESAHAN

**PENGARUH VARIASI BUKAAN KATUP PENGHALANG (*BUTTERFLY VALVE*)
PADA PIPA GAS BUANG
TERHADAP UNJUK KERJA MOTOR DIESEL 4 LANGKAH**

SKRIPSI KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun oleh:

**KRISNA IRNANDA
NIM. 0710620011-62**

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada
tanggal 2 Agustus 2011

Skripsi I

Skripsi II

Ir. I Made Gunadiarta, MT.
NIP. 19461001 197702 1 001

Ir. Agustinus Ariseno, MT.
NIP. 19510822 198701 1 001

Komprehensif

Dr.Ir. Achmad As'ad Sonief, MT.
NIP. 19591128 198710 1 001

Mengetahui
Ketua Jurusan Teknik Mesin

Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT.
NIP. 19720903 199702 1 001

KATA PENGANTAR

Puji syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT atas segala berkah dan rahmat-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan skripsi dengan judul **“Pengaruh Variasi Buka-an Katup Penghalang (*Butterfly Valve*) Pada Pipa Gas Buang Terhadap Unjuk Kerja Motor Diesel 4 Langkah”**.

Penyusunan skripsi ini merupakan salah satu persyaratan akademis yang harus diajukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik dari Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya. Atas selesainya skripsi ini, penulis ingin mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT., selaku Ketua Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya dan pembimbing skripsi saya yang telah memberikan pengarahan dan bimbingan selama penyusunan skripsi ini..
2. Bapak Dr.Eng. Anindito Purnowidodo, ST., M.Eng., selaku Sekretaris Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
3. Bapak Ir. I Made Gunadiarta, MT., selaku Ketua Kelompok Dasar Konsentrasi Konversi Energi Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
4. Bapak Dr.Eng. Denny Widhiyanuriyawan, ST.,MT., selaku pembimbing skripsi yang telah memberikan pengarahan dan bimbingan selama penyusunan skripsi ini.
5. Seluruh Staf Pengajar Jurusan Teknik Mesin yang telah banyak memberikan ilmu pengetahuan yang sangat mendukung selama penyusunan skripsi ini.
6. Seluruh Staf Recording atas bantuan dan kelancaran dalam hal urusan administrasi dan surat menyurat.
7. Ayahanda Sugeng dan Ibunda Ismiwati selaku kedua orang tua saya dan keluarga besar yang telah memberikan doa serta dukungan moril dan materiil selama penelitian dan penyusunan skripsi.
8. Endang Novianingsih yang telah memberikan doa, bantuan, dan semangat.
9. Teman seperjuangan Avita, Onkky, Erlyn, Adit, Andika, Yudi, Sase dan Awang yang telah kerja keras memberi semangat, bantuan tenaga, dan do'a.
10. Keluarga asisten Laboratorium Proses Produksi I dan Pak Mudjiono yang telah memberikan semangat dan inspirasi.

11. Teman-teman asisten Laboratorium Motor Bakar dan Mas Eko yang telah membantu kelancaran penelitian
12. Rekan-rekan Mesin 2007 untuk seluruh dukungan yang diberikan.
13. Seluruh pihak terkait yang telah membantu dan tidak dapat disebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan skripsi ini masih jauh dari sempurna. Oleh karena itu saran dan kritik yang bersifat membangun sangat penulis harapkan untuk masukan di masa mendatang. Akhirnya penulis berharap semoga tulisan ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Malang, Juli 2011

Penulis



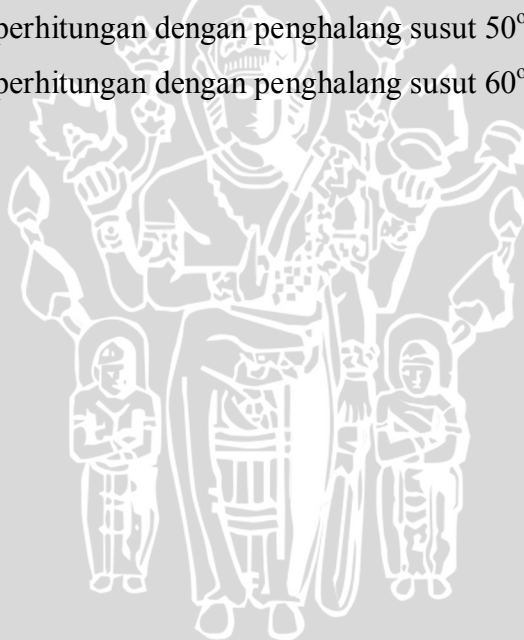
DAFTAR ISI

	Halaman
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR TABEL	v
DAFTAR GAMBAR	vi
DAFTAR LAMPIRAN	vii
RINGKASAN	viii
 BAB I PENDAHULUAN	 1
1.1 Latar Belakang Masalah	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Manfaat Penelitian	3
BAB II DASAR TEORI	4
2.1 Penelitian Sebelumnya	4
2.2 Motor Bakar Torak	4
2.3 Motor Diesel	5
2.3.1. Siklus Ideal Motor Diesel Empat Langkah	5
2.3.2. Siklus Aktual Motor Diesel Empat Langkah	8
2.4 Parameter Unjuk Kerja Motor Diesel	9
2.4.1. Torsi (T)	9
2.4.2. Daya Efektif (Ne)	10
2.4.3. Konsumsi Bahan Bakar (FC)	10
2.4.4. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik Efektif (SFCe)	11
2.4.5. Efisiensi Termal Efektif (η_{te})	11
2.5 Saluran Gas Buang	12
2.6 Aliran Proses Pembuangan	13
2.6.1. <i>Exhaust Blowdown</i>	14
2.6.2. Langkah Buang	15
2.7 Penggunaan Penghalang Aliran Gas Buang pada <i>Exhaust Pipe</i>	15
2.8 <i>Butterfly Valve</i>	17

2.9 Hipotesis	19
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	20
3.1 Metode Penelitian	20
3.2 Tempat dan Waktu Pelaksanaan	20
3.3 Variabel Penelitian	20
3.4 Alat-alat Penelitian	21
3.4.1. Alat Utama	21
3.4.2. Peralatan Bantu	24
3.5 Prosedur Pengujian	27
3.6 Diagram Alir Penelitian	28
BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN	29
4.1 Analisis Data	29
4.1.1. Data Hasil Pengujian	29
4.1.2. Perhitungan Data	30
4.2 Pembahasan	33
4.2.1. Hubungan antara putaran dengan Torsi	33
4.2.2. Hubungan antara putaran dengan Daya Efektif	35
4.2.3. Hubungan antara putaran dengan SFCe	37
4.2.4. Hubungan antara putaran dengan Efisiensi Termal Efektif	38
4.2.5. Hubungan antara putaran dengan Emisi Gas CO	40
4.2.6. Hubungan antara putaran dengan Emisi Gas HC	41
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	43
5.1 Kesimpulan	43
5.2 Saran	43
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

DAFTAR TABEL

No.	Judul	Halaman
Tabel 2.1	Data hasil pengujian dengan variasi sudut bukaan <i>butterfly valve</i>	18
Tabel 4.1	Data hasil pengujian tanpa penghalang	29
Tabel 4.2	Data hasil pengujian dengan penghalang sudut 30°	29
Tabel 4.3	Data hasil pengujian dengan penghalang sudut 40°	30
Tabel 4.4	Data hasil pengujian dengan penghalang sudut 50°	30
Tabel 4.5	Data hasil pengujian dengan penghalang sudut 60°	30
Tabel 4.6	Data hasil perhitungan tanpa penghalang	32
Tabel 4.7	Data hasil perhitungan dengan penghalang susut 30°	32
Tabel 4.8	Data hasil perhitungan dengan penghalang susut 40°	32
Tabel 4.9	Data hasil perhitungan dengan penghalang susut 50°	32
Tabel 4.10	Data hasil perhitungan dengan penghalang susut 60°	33



DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	Halaman
Gambar 2.1	Skema langkah kerja motor bakar empat langkah	6
Gambar 2.2	Diagram hubungan ($p - v$) dan ($T - s$) ideal motor diesel	7
Gambar 2.3	Siklus aktual motor diesel empat langkah	9
Gambar 2.4	Instalasi saluran gas buang	12
Gambar 2.5	Konstruksi penghalang pada <i>exhaust pipe</i>	16
Gambar 2.6	<i>Butterfly valve</i>	18
Gambar 3.1	Motor diesel	21
Gambar 3.2	Desain <i>butterfly valve</i>	22
Gambar 3.3	<i>Exhaust pipe</i>	22
Gambar 3.4	Skema letak pemasangan <i>butterfly valve</i> pada pipa gas buang	23
Gambar 3.5	<i>Dynamometer prony brake</i>	24
Gambar 3.6	<i>Tachometer</i>	24
Gambar 3.7	<i>Flowmeter</i> bahan bakar	25
Gambar 3.8	<i>Stopwatch</i>	25
Gambar 3.9	Manometer	26
Gambar 3.10	<i>Gas analyzer</i>	26
Gambar 3.11	Diagram alir penelitian	28
Gambar 4.1	Grafik hubungan antara putaran mesin dengan torsi	33
Gambar 4.2	Grafik hubungan antara putaran mesin dengan daya efektif	35
Gambar 4.3	Grafik hubungan antara putaran mesin dengan SFCE	37
Gambar 4.4	Grafik hubungan antara putaran mesin dengan efisiensi termal efektif	38
Gambar 4.5	Grafik hubungan antara putaran mesin dengan emisi Gas CO	40
Gambar 4.6	Grafik hubungan antara putaran mesin dengan emisi Gas HC	41

DAFTAR LAMPIRAN

No.	Judul
Lampiran 1	Data hasil pengujian perbedaan tekanan antara <i>exhaust pipe</i> dengan atmosfer
Lampiran 2	Data hasil pengujian emisi gas buang
Lampiran 3	Gambar peletakan <i>butterfly valve</i> pada instalasi
Lampiran 4	Data Penelitian



RINGKASAN

Krisna Irnanda, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya, Juli 2011, *Pengaruh Variasi Buka-an Katup Penghalang (Butterfly Valve) Pada Pipa Gas Buang Terhadap Unjuk Kerja Motor Diesel 4 Langkah*, Dosen Pembimbing: Slamet Wahyudi dan Denny Widhiyanuriyawan.

Proses pembuangan pada motor bakar torak adalah salah proses yang penting, karena setelah pembakaran selesai dan menghasilkan gas yang bertekanan tinggi selama langkah kerja yang digunakan untuk memutar *crankshaft*, maka gas ini harus dikeluarkan dari dalam silinder untuk melakukan siklus selanjutnya. Untuk menghasilkan unjuk kerja yang baik, maka *losses* dari motor diesel empat langkah harus dikurangi, *losses* yang dimaksud yaitu *losses* fluida kerja saat *exhaust blowndown* dan *valve overlap*. Salah satu cara yang dapat dilakukan adalah mengurangi kelancaran proses pembuangan dengan memasang katup penghalang aliran gas, penghalang yang dipakai yaitu *butterfly valve*. Dengan pemasangan *valve* ini maka tekanan pada *exhaust pipe* akan meningkat, akibatnya perbedaan tekanan dari ruang silinder dan *exhaust manifold* akan semakin kecil, sehingga *losses* fluida kerja saat *exhaust blowndown* dan *valve overlap* dapat dikurangi. Pada penelitian ini buka-an dari *valve* akan divariasikan 30°, 40°, 50°, 60°, dan tanpa pemasangan *valve*. Putaran yang akan divariasikan sebagai variabel bebas yaitu 1300, 1500, 1700, 1900, 2100, dan 2300 rpm. Sedangkan parameter unjuk kerja yang diteliti meliputi Torsi (*kg.m*), Daya Efektif (*PS*), SFCE (*kg/PS.jam*), Efisiensi Termal (%) dan emisi gas buang. Dari hasil penelitian yang telah dilakukan, tampak bahwa penambahan katup penghalang mempengaruhi unjuk kerja motor diesel empat langkah secara parabolik. Unjuk kerja yang dihasilkan lebih rendah daripada mesin diesel tanpa penghalang. Variasi buka-an katup yang paling optimal yaitu pada buka-an katup 30°.

Kata Kunci : motor diesel, *butterfly valve*, *exhaust pipe*, unjuk kerja

BAB I PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang Masalah

Perkembangan teknologi otomotif dewasa ini semakin berkembang pesat, menyebabkan timbulnya persaingan untuk menciptakan mesin dengan unjuk kerja dan efisiensi yang tinggi. Unjuk kerja suatu motor bakar berkaitan dengan daya yang dihasilkan, konsumsi bahan bakar, serta efisiensi dari mesin tersebut.

Motor bakar masih sangat dominan sebagai penggerak mula suatu mesin, hal ini karena daya yang dihasilkan mempunyai unjuk kerja yang cukup baik. Pada proses pembakaran motor bakar torak akan dihasilkan gas buang yang akan diteruskan ke *exhaust*. Gas buang ini masih dapat dimanfaatkan untuk meningkatkan unjuk kerja motor dari mesin tersebut.

Proses pembuangan gas buang pada motor bakar torak sangat membantu meningkatkan unjuk kerja dari mesin. Proses pembuangan ini terjadi saat katup buang terbuka yang menyebabkan tekanan pada *exhaust* lebih rendah daripada tekanan didalam ruang silinder, sehingga gas hasil pembakaran mengalir keluar dari dalam ruang silinder menuju ke *exhaust*, selain itu adanya dorongan saat torak bergerak dari titik mati bawah (TMB) ke titik mati atas (TMA). Kelancaran pembuangan gas ini dipengaruhi oleh saluran gas buang, akan tetapi karena siklus aktual yang terjadi sulit untuk terwujud berarti kelancaran yang terjadi belum tentu akan meningkatkan unjuk kerja dari mesin.

Pada kenyataannya, proses pembakaran pada motor bakar torak tidak pernah terjadi yang sempurna, karena pada proses pembuangan gas buang terjadi efek penghisapan lebih awal saat tekanan *exhaust* lebih rendah daripada tekanan ruang silinder. Efek penghisapan ini menyebabkan gas buang lebih cepat keluar dari ruang bakar.

Selain itu, adanya mekanisme katup yang diketahui tidak dapat terbuka dan tertutup tepat saat torak pada TMA atau TMB mengakibatkan adanya kerugian perbedaan tekanan yang besar, yaitu saat katup isap dan katup buang sama-sama dalam keadaan terbuka yang disebut *valve overlap*. Kondisi ini menyebabkan mengalirnya fluida kerja yang seharusnya digunakan untuk menghasilkan kerja, sehingga udara dari proses pemasukan akan mempunyai lintasan yang singkat untuk terbang ke saluran buang sebelum digunakan pada proses pembakaran.

Untuk mengurangi kerugian yang terjadi di sisi buang tersebut diperlukan usaha untuk meningkatkan tekanan di *exhaust* yaitu dengan mengurangi kelancaran aliran gas buang. Cara untuk mengurangi kelancaran tersebut dengan memasang katup penghalang pada *exhaust*.

1.2. Rumusan Masalah

Dalam penelitian ini dirumuskan suatu masalah yaitu : Bagaimana pengaruh variasi bukaan katup penghalang aliran gas buang pada *exhaust* terhadap unjuk kerja motor diesel empat langkah?

1.3. Batasan Masalah

Untuk menghindari meluasnya permasalahan yang ada, maka dalam penelitian ini diberikan batasan masalah sebagai berikut :

1. Mesin yang digunakan dalam penelitian ini adalah mesin diesel empat langkah
2. Parameter unjuk kerja dalam penelitian ini adalah :
 - Torsi
 - Daya efektif
 - Konsumsi bahan bakar spesifik efektif
 - Efisiensi efektif
3. Penghalang aliran gas buang berupa katup (*butterfly valve*) serta tidak memperhitungkan desain konstruksi dan spesifikasi penghalang aliran gas buang tersebut.
4. Saluran buang yang digunakan dalam penelitian adalah saluran buang modifikasi dengan kondisi yang sama untuk semua perlakuan dengan dan tanpa pemasangan penghalang aliran gas buang pada akhir *exhaust* dan tidak memperhitungkan desain, konstruksi dan konfigurasi *header*.
5. Bukaan katup divariasikan 30, 40, 50, dan 60°.
6. Variasi putaran yang dipergunakan adalah 1300, 1500, 1700, 1900, 2100, dan 2300 rpm.

1.4. Tujuan Penelitian

Tujuan yang ingin dicapai dalam penelitian ini untuk mengetahui unjuk kerja motor diesel empat langkah dengan memakai penghalang aliran gas buang pada variasi bukaan katup yang berbeda.

1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini yaitu :

1. Dapat digunakan sebagai referensi tambahan bagi mahasiswa teknik mesin, khususnya dalam penelitian-penelitian selanjutnya mengenai alternatif usaha untuk meningkatkan unjuk kerja motor diesel empat langkah.
2. Memberikan informasi kepada industri otomotif tentang salah satu usaha untuk meningkatkan unjuk kerja motor diesel empat langkah.
3. Hasil dari penelitian ini dapat di aplikasikan untuk meningkatkan unjuk kerja motor diesel pada pemakaian sehari-hari.



BAB II DASAR TEORI

2.1. Penelitian Sebelumnya

Dalam penelitian **Andi Sanata, 2000** menyatakan bahwa dengan penggunaan penghalang yang dipasang pada ujung saluran buang (*tail pipe*) berfungsi untuk menghambat kelancaran pembuangan gas buang sehingga akan meningkatkan tekanan gas buang di *exhaust* dan memperkecil perbedaan tekanan antara silinder dan *exhaust*. Dengan menurunnya perbedaan tekanan tersebut maka losses dari dalam silinder dapat diperkecil sehingga unjuk kerja mesin dapat ditingkatkan. Dan dari hasil penelitian mendapatkan hasil bahwa adanya peningkatan torsi, daya efektif, dan efisiensi termal, serta terjadi penurunan pada konsumsi bahan bakar spesifik efektif.

Selain itu, pernah juga dilakukan penelitian oleh **Andriyanto, 2004** yang meneliti dengan memasang penghalang berbentuk *ring plate* di dalam saluran buang dengan luas lubang yang divariasikan. Dan hasil pengujian didapatkan bahwa dengan penggunaan penghalang akan memberikan keuntungan bagi kinerja motor bakar untuk putaran dibawah 1450 rpm yang ditandai dengan menurunnya konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFCE) dan naiknya efisiensi termal efektif. Dengan demikian judul skripsi saya diharapkan dapat meningkatkan unjuk kerja mesin dengan memodifikasi pada sistem pembuangan.

2.2. Motor Bakar Torak

Motor bakar torak termasuk salah satu jenis penggerak mula yang mengubah energi kimia bahan bakar kedalam bentuk energi panas atau potensial gas hasil pembakaran untuk melakukan kerja mekanik. Proses ini berlangsung dalam ruangan yang dibatasi dinding silinder, kepala silinder, dan puncak torak, sehingga motor bakar ini termasuk dalam mesin pembakaran dalam (*Internal Combustion Engine*). Gas yang dihasilkan dari proses pembakaran tersebut berfungsi sebagai fluida kerja yang digunakan untuk menggerakkan torak yang oleh batang penghubung dihubungkan dengan poros engkol. Gerak translasi dari torak mengakibatkan terjadinya gerak rotasi atau putaran pada poros engkol dan begitu juga sebaliknya gerak rotasi dari poros engkol mengakibatkan gerak translasi pada torak.

Berdasarkan jenis penyalannya motor bakar di bagi 2 macam, yaitu motor bensin (*Otto*) dan motor diesel. Pada motor diesel, penyalan bahan bakar diperoleh

dengan bantuan udara yang terkompresi pada langkah kompresi yang menyebabkan naiknya tekanan yang diikuti kenaikan temperatur sehingga sewaktu bahan bakar diinjeksikan kedalam ruang bakar, akan terbakar dengan sendirinya karena temperatur nyala dari bahan bakar telah tercapai, sehingga motor diesel disebut juga CIE (*Compression Ignition Engine*). Berdasarkan jumlah langkahnya tiap siklus, dibedakan menjadi motor bakar dua langkah dan motor bakar empat langkah. Motor bakar empat langkah adalah motor bakar yang dalam satu kali siklus kerjanya memerlukan empat kali langkah torak. Satu kali langkah torak adalah gerak torak dari titik mati atas (TMA) ke titik mati bawah (TMB) atau sebaliknya.

2.3. Motor Diesel

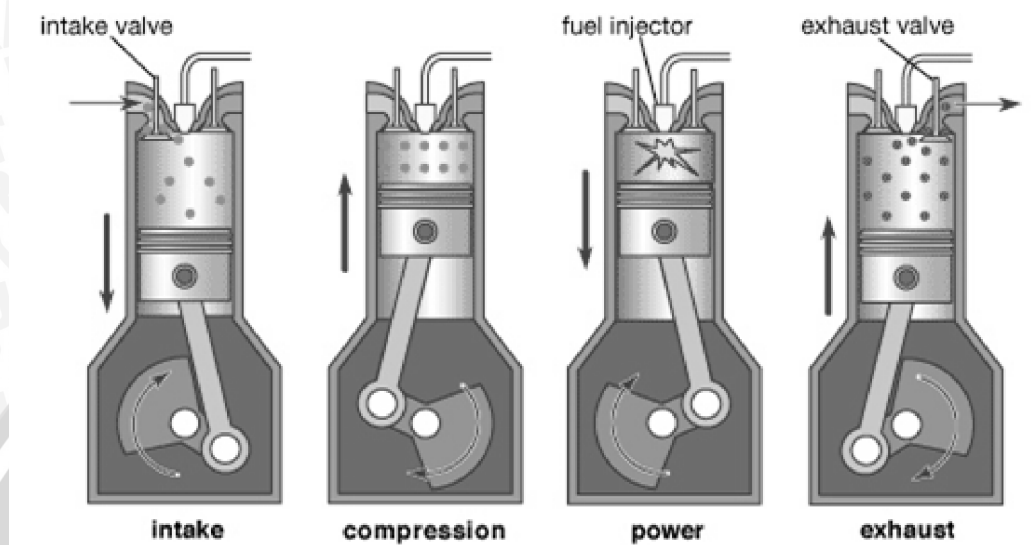
Penemu Motor Diesel adalah orang Jerman bernama Rudolph Diesel sekitar tahun 1890'an. Motor Diesel dilengkapi dengan pompa injeksi dan nosel untuk menginjeksikan bahan bakar langsung ke dalam ruang bakar. Berbeda dengan motor bensin dimana sewaktu langkah hisap campuran udara dan bahan bakar masuk melalui saluran *intake* menuju silinder motor, motor diesel hanya memasukkan udara saja pada waktu langkah hisap. Kemudian, bahan bakar akan diinjeksikan kedalam silinder pada saat torak $5^{\circ} - 8^{\circ}$ sebelum mencapai TMA pada langkah kompresi. Bahan bakar yang telah memasuki silinder tersebut akan segera bercampur oleh udara yang telah dikompresi oleh torak, dan akan segera timbul pembakaran yang dikarenakan titik nyala dari bahan bakar telah tercapai karena temperatur tinggi pada ruang bakar yang disebabkan oleh udara yang telah dimampatkan oleh torak. Sehingga, timbullah gas pembakaran sebagai fluida kerja yang digunakan untuk melakukan kerja.

2.3.1. Siklus Ideal Motor Diesel Empat Langkah

Proses termodinamika dan kimia yang terjadi di dalam motor bakar torak sangat kompleks untuk dianalisis menurut teori. Untuk memudahkan analisis perlu membayangkan bahwa proses tersebut sebagai suatu keadaan yang ideal, akan tetapi dengan sendirinya akan semakin jauh menyimpang dari keadaan yang sebenarnya. Pada mesin yang ideal proses pembakaran yang dapat menghasilkan gas bertekanan dan bertemperatur tinggi tersebut dimisalkan sebagai proses pemasukan panas kedalam fluida kerja di dalam silinder.

Pada motor Diesel empat langkah torak bergerak dari Titik Mati Atas (TMA) ke Titik Mati Bawah (TMB), dimana setiap kali bergerak dari TMA ke TMB ataupun dari

TMB ke TMA dihitung satu kali langkah. Oleh karena itu pada motor bakar empat langkah pada setiap siklusnya terdiri dari empat kali gerakan torak atau dua kali putaran poros engkol. Untuk memperjelas prinsip kerja motor Diesel empat langkah tersebut, dapat dilihat pada gambar 2.1 berikut:



Gambar 2.1 : Skema langkah kerja motor diesel empat langkah.

Sumber: <http://118.98.214.163/edunet/>

Proses pembakaran didalam mesin Diesel terjadi secara periodik sebagai berikut:

a. Langkah isap (*Suction Stroke*)

Torak bergerak dari posisi TMA (Titik Mati Atas) ke TMB (Titik Mati Bawah), dengan KI (Katup Isap) terbuka dan KB (Katup Buang) tertutup. Karena gerakan torak tersebut maka udara akan terisap masuk ke dalam ruang bakar.

b. Langkah kompresi (*Compression Stroke*)

Torak bergerak dari posisi TMB ke TMA, dengan KI dan KB tertutup, sehingga terjadi proses kompresi yang mengakibatkan tekanan dan temperatur di dalam silinder naik.

c. Langkah ekspansi (*Expansion Stroke*)

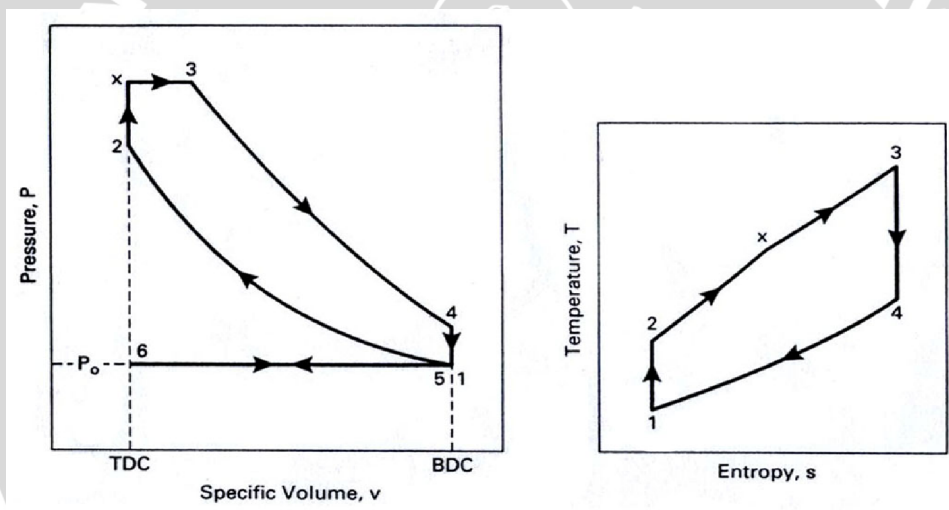
Sesaat sebelum posisi torak mencapai TMA pada langkah kompresi, bahan bakar diinjeksikan sehingga terjadi proses pembakaran. Akibatnya tekanan dan temperatur di ruang bakar naik lebih tinggi, sehingga torak mampu melakukan langkah kerja atau langkah ekspansi. Langkah kerja dimulai dari posisi torak pada TMA dan berakhir pada posisi TMB saat KB mulai terbuka pada awal langkah buang. Langkah ekspansi pada proses ini sering disebut dengan *power stroke* atau langkah kerja.

d. Langkah buang

Torak bergerak dari TMB ke TMA. KI tertutup dan KB terbuka, sehingga gas sisa pembakaran terbuang ke atmosfer.

Dalam menganalisis proses yang terjadi di dalam motor Diesel empat langkah akan ditunjukkan melalui skema siklus Motor Diesel empat langkah secara ideal. Siklus aktual dari proses kerja motor bakar sangat kompleks untuk digambarkan, karena itu pada umumnya siklus motor bakar didekati dalam bentuk siklus udara standar (*air standard cycle*). Dalam *air standard cycle* fluida kerja menggunakan udara, dan pembakaran bahan bakar diganti dengan pemberian panas dari luar. Pendinginan dilakukan untuk mengembalikan fluida kerja pada kondisi awal. Siklus udara standar pada motor diesel modern disebut *Trinkler/Dual Cycle*.

Siklus Motor Diesel empat langkah dapat ditunjukkan dalam diagram ($P - v$) dan diagram ($T - s$) pada gambar 2.2 berikut:



Gambar 2.2 : Diagram hubungan ($p - v$) dan ($T - s$) ideal motor diesel.
Sumber: Pulkrabek (1997:90)

Langkah kerja siklus Dual motor diesel teoritis terdiri dari:

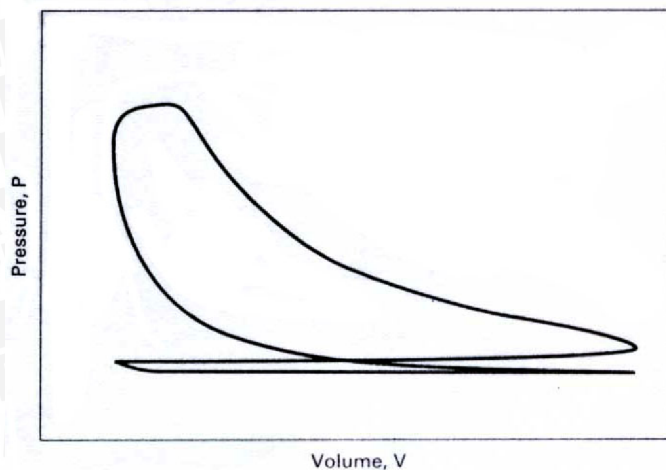
1. Langkah kompresi adiabatik reversibel (1 – 2).
2. Langkah pemberian panas pada volume konstan (2 – x)
3. Langkah pemberian panas pada tekanan konstan (x – 3).
4. Langkah ekspansi adiabatik reversibel (3 – 4).
5. Langkah pembuangan panas, 4 – 1.

2.3.2 Siklus Aktual Motor Diesel Empat Langkah

Proses langkah kerja motor Diesel empat langkah dalam kenyataannya tidak dapat bekerja dalam kondisi ideal. Menurut Arismunandar, W (1988:29), penyimpangan dari siklus ideal itu terjadi karena dalam keadaan sebenarnya terjadi kerugian yang antara lain disebabkan oleh beberapa hal sebagai berikut:

1. Kebocoran fluida kerja karena penyekatan oleh cincin torak dan katup tidak sempurna.
2. Katup tidak dibuka dan ditutup tepat di TMA dan TMB karena pertimbangan dinamika mekanisme katup dan kelembaman fluida kerja.
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 temperatur fluida kerja disebabkan oleh proses pembakaran bahan bakar dan udara di dalam silinder.
5. Proses pembakaran memerlukan waktu, tidak berlangsung sekaligus. Akibatnya proses pembakaran berlangsung pada volume ruang bakar yang berubah-ubah karena gerakan torak. Dengan demikian proses pembakaran harus sudah dimulai beberapa saat sebelum torak mencapai TMA dan berakhir beberapa saat setelah torak meninggalkan TMA menuju TMB. Jadi proses pembakaran tidak dapat berlangsung pada volume konstan atau pada tekanan konstan.
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.
7. Terdapat kerugian energi kalor yang dibawa oleh gas buang dari dalam silinder ke atmosfer.
8. Terjadi kerugian energi karena gesekan antara fluida kerja dengan dinding salurannya.

Dalam siklus udara standar, langkah buang dan langkah isap tidak diperlukan karena fluida kerja udara tetap berada di dalam silinder. Apabila tekanan gas dan volume silinder secara bersamaan pada setiap posisi torak dapat diukur maka dapat digambarkan siklus aktual motor Diesel, yang bentuknya seperti ditunjukkan pada gambar 2.3 berikut:



Gambar 2.3 : Siklus aktual motor diesel empat langkah.
Sumber: Pulkrabek (1997:48)

Berdasarkan semua hal tersebut maka bentuk diagram ($P - V$) dari siklus yang sebenarnya tidak sama dengan bentuk diagram siklus ideal. Pada siklus yang sebenarnya tidak pernah terjadi suatu proses dengan volume konstan atau tekanan konstan. Karena semua penyimpangan diatas menimbulkan kerugian energi, maka sebaiknya diusahakan agar siklus yang sebenarnya dapat mendekati siklus yang ideal.

2.4. Parameter Unjuk Kerja Motor Diesel

Pengujian dari suatu motor bakar adalah untuk mengetahui kinerja dari motor bakar itu sendiri. Parameter – parameter yang akan dibahas untuk mengetahui kinerja mesin dalam penelitian motor Diesel empat langkah ini meliputi:

1. Torsi (T).
2. Daya efektif (N_e).
3. Konsumsi bahan bakar spesifik efektif ($SFCE$).
4. Efisiensi termal efektif (η_{te}).

2.4.1. Torsi (T)

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

$$T = F \times L \quad (\text{Bueche; 1988: 16}) \quad (2-1)$$

dengan :

T = torsi yang dihasilkan (kg.m)

F = besarnya beban pengereman (kg)

L = panjang lengan dinamometer (m)

Ada juga alat yang langsung menunjukkan hasil besarnya torsi yang dihasilkan oleh poros dengan satuan (kg.m) atau (lb.ft).

2.4.2. Daya Efektif (Ne)

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

$$Ne = T \cdot \omega = \frac{T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{T \cdot n}{716,2} \quad (\text{Arismunandar, 1985: 24}) \quad (2-2)$$

dengan:

Ne = daya efektif (PS)

T = torsi (kg.m)

ω = kecepatan anguler poros (rad.detik⁻¹)

n = putaran poros (rpm)

2.4.3. Konsumsi Bahan Bakar (FC)

Konsumsi bahan bakar pada motor bakar diukur dengan menggunakan tabung ukur yang disebut dengan meter alir. Bahan bakar dialirkan melalui tabung ukur yang diketahui volumenya dan mengetahui besarnya konsumsi bahan bakar kemudian dilakukan pencatatan waktu yang diperlukan mesin untuk menghabiskan bahan bakar sebanyak volume tersebut, dengan menggunakan stopwatch. Besarnya konsumsi bahan bakar dapat dihitung dan dikonversikan ke dalam kg/jam dengan rumusan sebagai berikut:

$$FC = \frac{b}{t} \cdot \gamma t \cdot \frac{3600}{1000} \quad (\text{Anonymous, 1996: 10}) \quad (2-3)$$

dengan :

FC = konsumsi bahan bakar (kg/jam)

b = volume bahan bakar selama t detik (ml)

t = waktu untuk menghasilkan bahan bakar sebanyak b ml (s)

γ_t = berat spesifik bahan bakar solar = 0,836 kg/lt

2.4.4. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik Efektif (SFCE)

Konsumsi bahan bakar spesifik efektif adalah jumlah bahan bakar yang diperlukan untuk menghasilkan daya efektif selama 1 jam. *Effective Specific Fuel Consumption* (SFCE) dengan persamaan sebagai berikut:

$$SFCE = \frac{FC}{Ne} \quad (\text{Petrovsky, 1979: 63}) \quad (2-4)$$

dengan:

$SFCE$ = *Effective Specific Fuel Consumption* (kg.PS⁻¹.jam⁻¹)

FC = konsumsi bahan bakar (kg.jam⁻¹)

Ne = daya efektif (PS)

Konsumsi bahan bakar spesifik efektif dapat dijadikan ukuran ekonomis dan tidaknya pemakaian bahan bakar. Konsumsi bahan bakar spesifik efektif yang rendah menunjukkan efisiensi termal efektif yang tinggi karena efisiensi termal efektif berbanding terbalik dengan nilai konsumsi bahan bakar spesifik efektif.

2.4.5. Efisiensi Termal Efektif (η_{te})

Efisiensi termal efektif merupakan perbandingan antara kalor yang dirubah menjadi daya efektif dengan kalor yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar. Efisiensi termal efektif merupakan suatu ukuran untuk mengetahui ekonomis atau tidaknya dalam pemakaian bahan bakar. Seberapa efisien bahan bakar yang dapat dikonversi menjadi daya efektif poros. Nilai dari efisiensi termal efektif juga berbanding terbalik dengan nilai konsumsi bahan bakar spesifik. Jadi jika konsumsi bahan bakar spesifik efektif semakin turun, maka efisiensi termal efektif akan meningkat. Biasanya efisiensi termal efektif dihitung dengan rumus :

$$\eta_{te} = \frac{Q_e}{Q_b} = \frac{632 \cdot N_e}{Fc \cdot LHV_{bb}} \times 100 \% = \frac{632}{SFCE \cdot LHV_{bb}} \times 100 \% \quad (\text{Petrovsky, 1979: 63})(2-5)$$

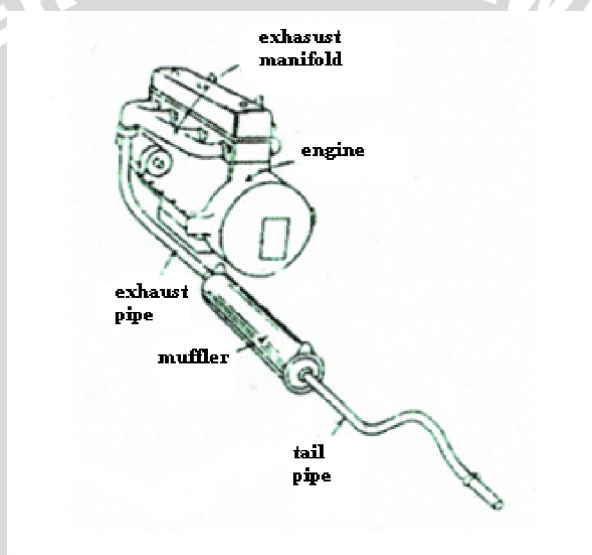
dengan:

η_{te} = efisiensi termal efektif (%)

- Q_e = jumlah kalor yang dirubah menjadi daya efektif (kkal.kg^{-1})
 Q_b = jumlah kalor dari pembakaran bahan bakar dan udara (kkal.kg^{-1})
 F_c = konsumsi bahan bakar (kg.jam^{-1})
 SFC_e = *Effective Specific Fuel Consumption* ($\text{kg.PS}^{-1}.\text{jam}^{-1}$)
 LHV_{bb} = nilai kalor rendah bahan bakar (kkal.kg^{-1})

2.5. Saluran Gas Buang

Saluran gas buang adalah suatu saluran yang berfungsi mengeluarkan sisa gas hasil pembakaran dari dalam silinder, yang bertemperatur dan bertekanan tinggi. Saluran gas buang biasanya merupakan pipa panjang yang dilengkapi dengan *muffler* yang berfungsi sebagai komponen peredam suara.



Gambar 2.4 : Instalasi saluran gas buang
 Sumber : Crouse (1959: 85)

Konstruksi dari saluran buang dapat dilihat pada gambar 2.4 yang umumnya terdiri atas :

1. Exhaust Manifold

Exhaust manifold biasanya terbuat dari besi tuang, dengan tekukan yang halus untuk meningkatkan aliran pembuangan. *Exhaust manifold* membawa gas buang dari tiap lubang pembuangan ke kepala silinder pembuangan kemudian menggabungkan gas buang tadi menjadi satu aliran.

2. Pipa Saluran Buang

Pipa saluran buang digunakan untuk menghubungkan perangkat-perangkat pada saluran buang.

3. *Catalytic Converter*

Berfungsi untuk merubah polutan berbahaya pada gas buang menjadi gas yang ramah lingkungan saat dilepaskan ke atmosfer. Di dalam *catalytic converter* terdapat katalis yang dapat menyebabkan perubahan kimia tanpa terjadi reaksi kimia. Akibatnya gas buang telah melalui *catalytic converter* mengandung HC, CO dan NO yang rendah.

4. Peredam Suara (*Muffler*)

Muffler biasanya terletak di antara *catalytic converter* dan *tail pipe*. *Muffler* berfungsi untuk menyaring suara dari gas pembuangan agar lebih sunyi dan tenang.

5. Resonator

Resonator dapat juga disebut salah satu tipe *muffler*, hanya saja berdimensi lebih kecil dan dipasang dekat pipa ekor (*tail pipe*) pada sistem pembuangan. Resonator berfungsi untuk menghilangkan resonansi yang ada dari getaran suara lanjutan di sistem pembuangan.

6. Pipa Ekor (*Tail Pipe*)

Merupakan sebuah pipa di ujung sistem pembuangan, yang berfungsi untuk melepaskan gas buang ke atmosfer.

Gas hasil pembakaran yang keluar melalui exhaust manifold masih mempunyai temperatur dan tekanan yang cukup tinggi, sehingga apabila langsung dilepas ke udara atmosfer akan terdengar suara yang cukup keras. Untuk itu gas disalurkan melalui sistem saluran buang yang berfungsi menurunkan tekanan sehingga gas akan berekspansi dan akan menurunkan tekanan buangnya. Pada peredam suara (*muffler*), kecepatan gas akan direduksi sehingga akan menurunkan getaran dan resonansi suara. Selain itu gas sisa pembakaran yang mengandung racun akan disaring oleh *glaswool*, yang juga berfungsi untuk menyempurnakan peredaman suara.

Namun pada beberapa kendaraan saat ini ditambah dengan beberapa komponen seperti *catalytic converter* yang berfungsi untuk menyaring gas buang sehingga dapat mengurangi polusi. Selain itu juga ditambah *muffler* tambahan yang disebut resonator untuk lebih meredam suara yang dihasilkan.

2.6. Aliran Proses Pembuangan

Setelah proses pembakaran selesai dan menghasilkan gas bertekanan tinggi yang telah digunakan untuk mentransfer kerja ke *crankshaft* selama langkah kerja, gas terse-

but seharusnya dikeluarkan dari dalam silinder untuk proses penghisapan campuran udara dan bahan bakar segar pada siklus berikutnya. Proses pembuangan terjadi dalam dua tahapan yaitu *exhaust blowdown* dan pada waktu langkah buang.

2.6.1. Exhaust Blowdown

Exhaust Blowdown terjadi ketika katup buang mulai terbuka sampai dengan akhir langkah kerja, yaitu sekitar 45° sebelum TMB. Pada saat ini tekanan dalam silinder masih sekitar 4-5 atm dan temperturnya di atas 1000 K (Pulkrabek, 1997: 263). Tekanan pada saluran pembuangan sekitar 1 atm, dan ketika katup buang membuka menghasilkan perbedaan tekanan sehingga menyebabkan aliran yang cepat dari gas hasil pembuangan dari dalam silinder, melewati katup buang, dan masuk dalam saluran pembuangan.

Gas yang pertama meninggalkan silinder akan mempunyai kecepatan dan energi kinetik yang tinggi. Dalam hal ini, tekanan dalam silinder akan berkurang selama proses *blowdown*, sehingga gas yang meninggalkan silinder berikutnya akan mengalami penurunan kecepatan dan energi kinetik secara progresif. Gas yang pertama meninggalkan silinder akan memiliki temperatur yang tertinggi di dalam saluran pembuangan dengan diikuti gas yang bertemperatur lebih rendah. Gas yang meninggalkan silinder paling akhir selama proses *blowdown* akan mempunyai kecepatan dan energi kinetik yang sangat rendah dan memiliki temperatur yang rendah pula. Dalam siklus udara standart motor ideal, katup buang terbuka tepat saat TMB dan terjadi proses *blowdown* secara seketika pada volume konstan.

Dalam siklus motor ideal, katup buang terbuka tepat pada saat TMB dan terjadi proses *blowdown* secara seketika pada volume konstan (proses 4-5, gambar 2.2). Hal ini tidak dapat terjadi pada siklus aktual, dimana *blowdown* terjadi sesingkat mungkin seperti pada siklus ideal. Jadi tekanan dalam silinder telah berkurang banyak di TMB ketika langkah buang dimulai, katup buang mulai terbuka sekitar 25° sebelum TMB. Pada saat tersebut, tekanan cepat berkurang dan akan terjadi penambahan *losses* kerja terpakai selama akhir langkah kerja. Karena waktu yang terbatas tersebut, dianjurkan katup buang tidak sepenuhnya terbuka sampai TMB atau sebelumnya. Pengaturan katup buang terbuka (kebanyakan mesin menggunakan *camshaft*) sangatlah kritis. Jika katup terbuka terlalu awal, kerja yang hilang akan lebih banyak saat akhir langkah kerja. Jika terlambat terbuka, masih ada tekanan lebih dalam silinder saat TMB. Tekanan ini akan

menahan gerak torak lebih awal dalam langkah pembuangan dan meningkatkan kerugian penghisapan pada siklus mesin.

2.6.2. Langkah Buang

Setelah *exhaust blowdown* torak meninggalkan TMB dan mulai kembali ke TMA pada langkah buang, katup buang dalam keadaan terbuka. Tekanan dalam silinder yang menahan torak pada gerakan ini adalah sedikit di atas tekanan atmosfer dari saluran pembuangan. Perbedaan antara tekanan silinder dan tekanan *exhaust* sangat kecil. Perbedaan tersebut disebabkan oleh aliran yang melewati katup buang akibat dorongan torak ketika gas keluar dari silinder.

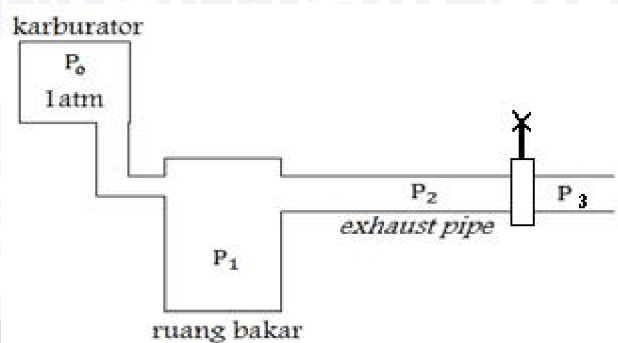
Idealnya, akhir dari langkah buang ketika torak menuju TMA, semua gas buang telah dipindahkan dari dalam silinder dan katup buang menutup. Namun hal tersebut dapat tidak terjadi. Satu sebab hal ini tidak dapat terjadi adalah ketika batas waktu untuk katup buang tertutup tepat pada saat TMA tidak dapat terpenuhi. Katup akan mulai menutup 20° sebelum TMA dan akan tertutup penuh pada saat torak melewati TMA setelah langkah buang berakhir. Katup buang akhirnya dapat tertutup tetapi masih terdapat gas buang residu yang tersisa pada volume *clearance* silinder.

2.7. Penggunaan Penghalang Aliran Gas Buang pada *Exhaust Pipe*

Penghalang aliran gas buang berfungsi meningkatkan tekanan di saluran buang, terutama untuk meningkatkan tekanan aliran balik. Gas buang keluar dari dalam silinder yang bertekanan tinggi berupa gelombang tekan yang merambat dengan kecepatan yang tinggi sepanjang pipa saluran buang menuju akhir pipa saluran buang. Gelombang tekan ini semula tinggi/ positif dan ketika sampai akhir pipa akan mengalami hamburan dengan udara atmosfer dan kembali menuju silinder sebagai aliran balik dengan tekanan negatif (dibawah tekanan atmosfer). Tekanan negatif ini sebenarnya berfungsi untuk memvakumkan silinder (membantu pengosongan silinder) sehingga dapat digunakan untuk meningkatkan penghisapan, tetapi pada saat terjadinya *valve overlap* justru akan mengakibatkan mengalirnya udara segar dari proses penghisapan menuju saluran buang. Jadi udara segar ini akan mempunyai lintasan yang singkat untuk terbang ke saluran buang sebelum digunakan untuk proses pembakaran di dalam silinder.

Penghalang yang digunakan dalam pengujian ini berupa *valve* jenis *butterfly valve* yang ditempatkan pada *exhaust pipe* (pipa saluran buangnya). *Butterfly valve* ini

bertujuan untuk mengembalikan sebagian gelombang tekan gas buang. Konstruksi penghalang yang dimaksud dapat dilihat pada gambar 2.5 berikut :



Gambar 2.5 : Konstruksi penghalang pada *exhaust pipe*

Variasi sudut *butterfly valve* pada saluran gas buang berfungsi meningkatkan tekanan di saluran buang, terutama untuk meningkatkan tekanan aliran balik. Sehingga perbedaan tekanan gas buang saat berada di ruang silinder dan *exhaust pipe* menjadi lebih kecil.

Berdasarkan kondisi bahwa laju alir massa bahan bakar dan udara yang masuk silinder sama dengan laju alir massa yang keluar silinder serta sama dengan laju alir massa yang keluar di saluran buang maka dapat dituliskan dengan persamaan berikut :

$$\begin{aligned}\dot{m}_1 &= \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \\ &= \rho \cdot A \cdot v\end{aligned}\quad (\text{Fox, 1994: 620}) \quad (2-6)$$

Dengan :

$\dot{m}$ = laju alir massa campuran bahan bakar dan udara (kg/s)

ρ = massa jenis campuran bahan bakar dan udara (kg/m³)

v = kecepatan campuran bahan bakar dan udara (m/s)

A = luas penampang saluran buang (m²)

Pemakaian penghalang berupa *butterfly valve* pada *exhaust pipe* dengan massa jenis yang konstan akan menyebabkan kecepatan v_2 semakin rendah. Menurunnya kecepatan akan membutuhkan perbedaan tekanan antara *exhaust pipe* dan atmosfer yang tinggi, akibatnya tekanan P_2 pada *exhaust pipe* akan meningkat. Dengan demikian apabila P_2 meningkat maka perbedaan tekanan antara *exhaust pipe* dan ruang silinder makin rendah. Hal ini dapat dituliskan dengan persamaan:

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} + z_3 + \Sigma h_L \quad (\text{Soenoko, 2009: 72}) \quad (2-7)$$

Dengan :

v_2 = kecepatan gas buang pada *exhaust pipe* sebelum penghalang (m/s)

v_3 = kecepatan gas buang pada *exhaust pipe* setelah penghalang (m/s)

P_2 = tekanan pada *exhaust pipe* sebelum penghalang (Pa)

P_3 = tekanan atmosfer (Pa)

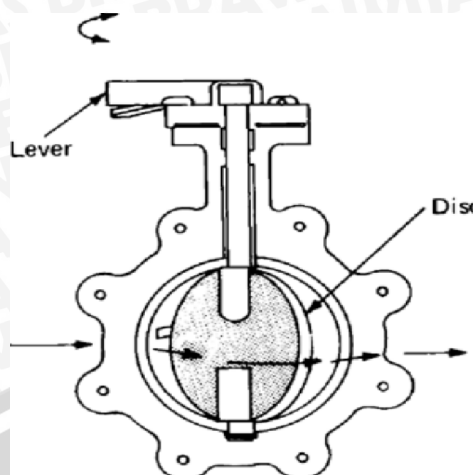
Penggunaan penghalang berupa *butterfly valve* pada *exhaust pipe* juga akan memberikan efek pada saat langkah kerja. Kenaikan tekanan dapat menahan mengalirnya laju aliran fluida kerja pada langkah kerja karena terbukanya katup buang sebelum TMB. Mengalirnya gas sebagai fluida kerja tersebut akan mengakibatkan menurunnya daya motor. Kehilangan energi dengan mengalirnya gas tersebut akan menyebabkan turunnya kerja yang dihasilkan, dimana seharusnya dapat digunakan untuk menyelesaikan langkah kerja yang akan ditransfer ke *crankshaft* dalam bentuk energi mekanik.

Selain itu, kenaikan tekanan ini diharapkan dapat menaikkan kerja untuk mengeluarkan gas buang pada langkah buang. Bila kenaikan tekanan di saluran buang dapat menahan kerja yang hilang pada langkah kerja lebih besar dari kerja yang diberikan untuk mengeluarkan gas buang pada langkah buang, maka daya yang dihasilkan akan lebih besar.

2.8 Butterfly Valve

Valve berfungsi untuk mengatur aliran fluida dalam suatu proses. Secara tidak langsung, maka valve dapat diandalkan untuk mengatur besar kecilnya *flow*, rendah tingginya temperatur atau tekanan. Dalam pengujian kali ini penghalang yang digunakan adalah valve jenis *butterfly valve*. *Butterfly valve* selain dapat digunakan untuk membuka dan menutup atau *fully opened* atau *fully closed*, juga dapat berfungsi untuk mengatur (*regulate*) aliran (fluida) yang disebut juga sebagai *throttling valve*.

Butterfly valve juga membuka dan menutup dengan cara rotasi pada disc sehingga dapat membuka dan menutup lebih cepat. Pada posisi valve *fully open* maka *handle* akan searah dengan aliran atau pipa, namun jika posisi valve *fully close* maka posisi *handle* tidak searah dengan aliran atau pipa, melainkan akan membentuk sudut 90° dengan aliran atau pipa.



Gambar 2.6 : *Butterfly valve*

Sumber : <http://www.google.co.id/image/butterflyvalve>

Penelitian sebelumnya tentang *butterfly valve* oleh **Chaiworapuek, 2007** menunjukkan bahwa variasi sudut bukaan valve akan menyebabkan perubahan nilai tekanan pada sisi *outlet* maupun *inlet*. Hal ini dipengaruhi oleh *head losses* yang berubah seiring perubahan bukaan katup yang terjadi.

$$H_L = \zeta \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (\text{Chaiworapuek, 2007: 3}) \quad (2-8)$$

dimana nilai H_L tersebut dipengaruhi oleh koefisien *losses* (ζ),

$$\zeta = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \quad (\text{Chaiworapuek, 2007: 3}) \quad (2-9)$$

Dari penelitian beliau diperoleh :

Tabel 2.1 Data hasil pengujian dengan variasi sudut bukaan *butterfly valve*

<i>Position</i>	<i>Velocity(m/s)</i>	$P_{in} (Pa)$	$P_{out} (Pa)$	$\Delta P(Pa)$	ζ
0°	1	252.52713	109.20542	143.32171	0.28664342
	2	913.25879	381.87393	531.38486	0.26569243
	3	1940.7196	797.73444	1142.98516	0.253996702
30°	1	1068.0927	135.1205	932.9722	1.8659444
	2	4142.7285	471.34937	3671.37913	1.835689565
	3	9053.3037	996.25732	8057.04638	1.790454751
45°	1	4266.8779	133.56094	4133.31696	8.26663392
	2	16912.287	472.07385	16440.21315	8.220106575
	3	37889.979	987.18365	36902.79535	8.200621189

Sumber : Chaiworapuek (2007:42)

2.9 Hipotesis

Pemasangan penghalang aliran gas buang berupa *butterfly valve* pada *exhaust pipe* akan meningkatkan tekanan gas buang dan memperkecil perbedaan tekanan antara silinder dengan bagian *exhaust manifold*, yang akan memperkecil *losses* pada fluida kerja, sehingga unjuk kerja motor diesel empat langkah dapat ditingkatkan.



BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Penelitian ini menggunakan metode penelitian eksperimental (*experimental research*) yaitu dengan melakukan pengamatan secara langsung untuk memperoleh data sebab akibat melalui eksperimen guna mendapatkan data empiris. Dalam hal ini obyek penelitian yang diamati adalah pengaruh variasi sudut *butterfly valve* pada pipa gas buang terhadap unjuk kerja motor diesel empat langkah pada berbagai variasi putaran.

3.2 Tempat dan Waktu Pelaksanaan

Penelitian dilakukan pada bulan Mei 2011 sampai selesai. Tempat yang digunakan dalam penelitian ini adalah :

1. Laboratorium Motor Bakar, Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya Malang, untuk menguji nilai torsi (T), daya efektif (Ne), efisiensi termal efektif (η_b), dan konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFCe) .
2. Laboratorium Proses Produksi I, Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya Malang, untuk memasang *butterfly valve* pada *exhaust pipe*.

3.3 Variabel Penelitian

Variabel-variabel yang digunakan dalam penelitian ini adalah :

1. Variabel Bebas (*Independent Variable*)

Variabel bebas adalah variabel yang besarnya ditentukan oleh peneliti dan harganya dapat diubah-ubah dengan metode tertentu untuk mendapatkan nilai variabel terikat dari obyek penelitian, sehingga dapat diperoleh hubungan antara keduanya. Variabel bebas dalam penelitian ini adalah putaran mesin. Adapun putaran mesin yang digunakan dalam penelitian ini adalah : 1500, 1800, 2100, 2400, 2700, dan 3000 rpm.

2. Variabel Terikat (*Dependent Variable*)

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), efisiensi termal efektif (η_b), dan konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFCe).

3. Variabel Terkontrol (*Controlled Variable*)

Variabel terkontrol adalah variabel yang nilainya ditentukan peneliti dan dikondisikan konstan. Dalam penelitian ini variabel terkontrolnya adalah: Sudut *valve* yang diujikan dalam derajat ($^{\circ}$) yaitu 30, 40, 50, 60 dan tanpa pemasangan *valve*.

3.4 Alat - Alat Penelitian

3.4.1 Alat Utama

1. Motor Diesel

Mesin Diesel yang digunakan adalah mesin diesel yang ada pada Laboratorium Motor Bakar Universitas Brawijaya Malang (Gambar 3.1).

Spesifikasi mesin yang diuji :

Merk, Buatan	: Nissan, Tokyo Co. LTD
Model	: DWG-47-50-HV-AV
Siklus/Jumlah Silinder	: 4 langkah/4 buah
Volume Langkah Torak	: 2164 cc
Diameter Silinder	: 83 mm
Panjang Langkah Torak	: 100 mm
Perbandingan Kompresi	: 22 : 1
Daya Maksimum/putaran	: 41 BHP/ 3200 rpm
Bahan Bakar	: Diesel

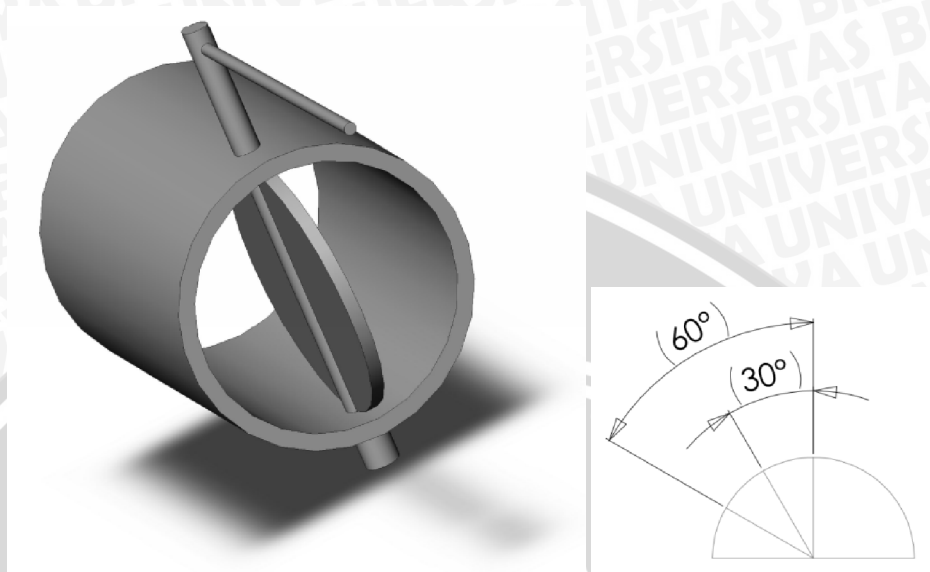


Gambar 3.1 : Motor diesel

Sumber : Laboratorium Motor Bakar Teknik Mesin Universitas Brawijaya

2. *Butterfly valve*

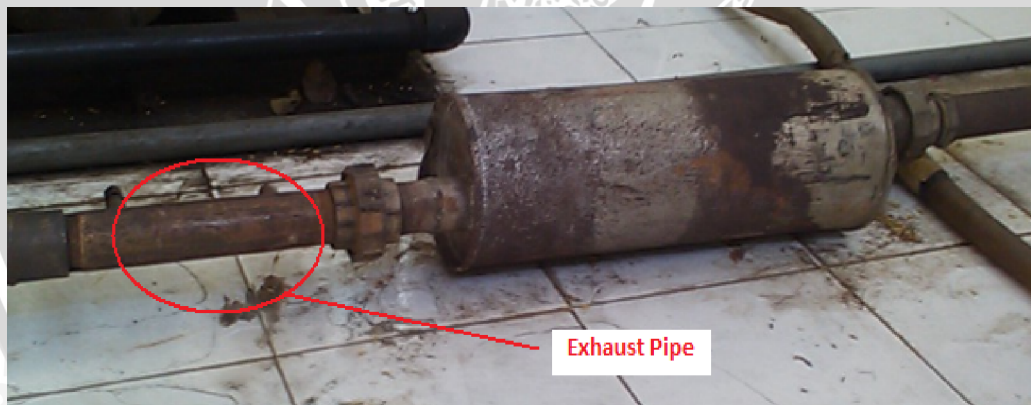
Desain dari *butterfly valve* dapat dilihat pada gambar 3.2 dibawah ini,



Gambar 3.2 : Desain *butterfly valve*

3. *Exhaust pipe*

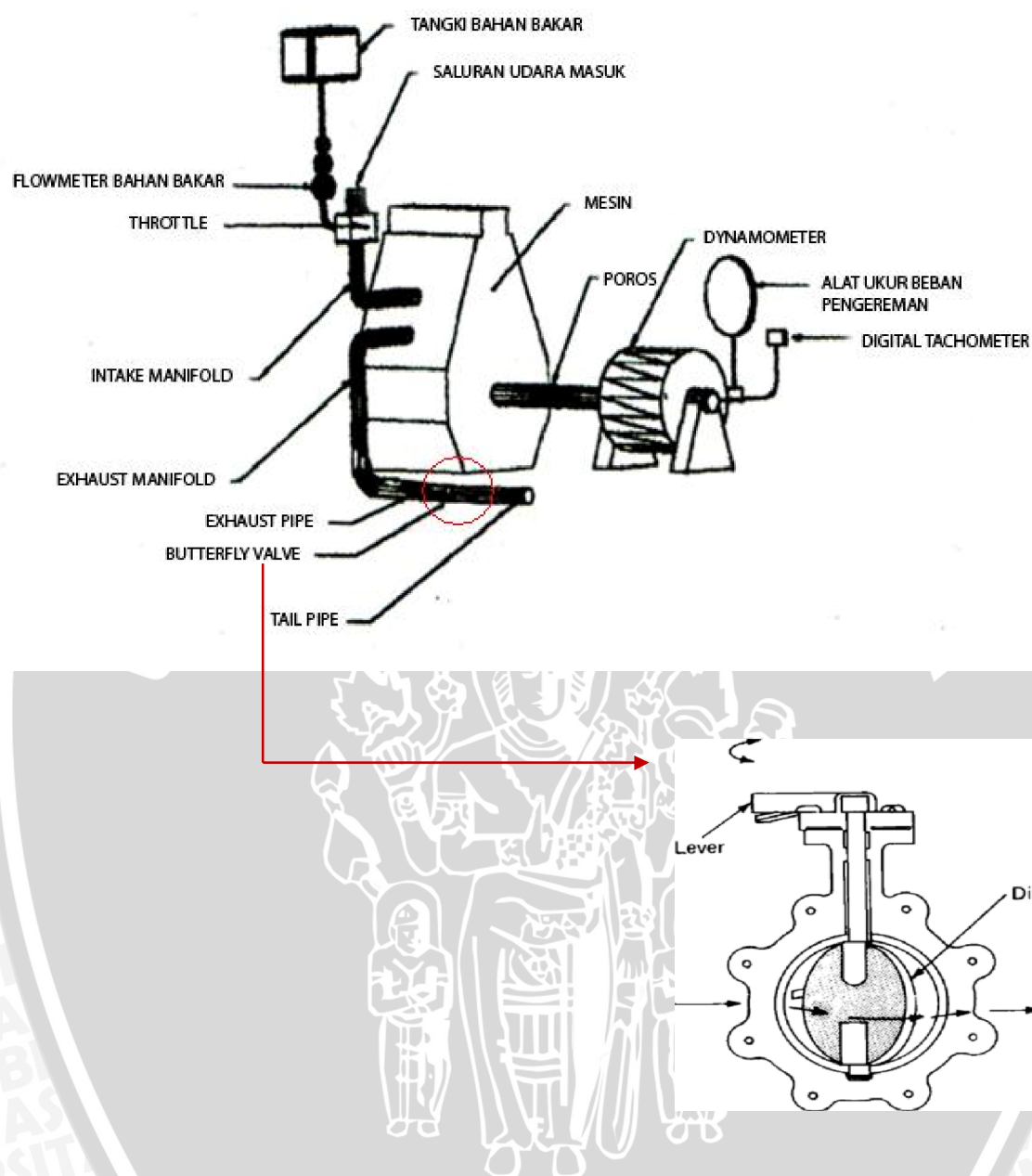
Bagian *exhaust pipe* yang akan ditambahkan *butterfly valve* (gambar 3.3),



Gambar 3.3 : *Exhaust pipe*

Sumber : Laboratorium Motor Bakar Teknik Mesin Universitas Brawijaya

Berikut ini (gambar 3.4) merupakan skema dari penelitian yang akan diuji,



Gambar 3.4 : Skema letak pemasangan *butterfly valve* pada pipa gas buang

3.4.2 Peralatan Bantu

1. *Dynamometer Prony Brake*

digunakan untuk mengukur torsi mesin (gambar 3.5). Alat ini terangkai dengan mesin uji.



Gambar 3.5 : *Dynamometer prony brake*

Sumber : Laboratorium Motor Bakar Teknik Mesin Universitas Brawijaya

2. *Tachometer*

digunakan untuk mengukur putaran mesin (gambar 3.6). Alat ini terangkai menjadi satu dengan mesin uji.



Gambar 3.6 : *Tachometer*

Sumber : Laboratorium Motor Bakar Teknik Mesin Universitas Brawijaya

3. *Flowmeter Bahan Bakar*

digunakan untuk mengukur konsumsi bahan bakar, berbentuk tabung dengan volume tertentu (gambar 3.7).



Gambar 3.7 : *Flowmeter* bahan bakar

Sumber : Laboratorium Motor Bakar Teknik Mesin Universitas Brawijaya

4. *Stopwatch*

digunakan untuk mengukur waktu yang dibutuhkan motor bakar untuk menghabiskan bahan bakar dengan volume tertentu. *Stopwatch* yang digunakan adalah *stopwatch* digital seperti gambar di bawah ini.



Gambar 3.8 : *Stopwatch*

Sumber : Laboratorium Motor Bakar Teknik Mesin Universitas Brawijaya

5. *Manometer*

untuk mengukur tekanan pada pipa gas buang. Alat yang digunakan dapat dilihat pada gambar 3.9.



Gambar 3.9 : *Manometer*

Sumber : <http://www.google.co.id/image/manometerdigital>

6. Gas Analyzer

alat ini digunakan untuk mengukur kandungan emisi gas hasil pembakaran. Alat yang digunakan dapat dilihat pada gambar 3.10.



Gambar 3.10 : *Gas analyzer*

Sumber : Laboratorium Motor Bakar Teknik Mesin Universitas Brawijaya

Dari alat-alat yang digunakan tersebut akan didapatkan data-data untuk memperoleh parameter-parameter unjuk kerja/variabel yang dicari pada penelitian ini. Data-data pengujian yang dapat diperoleh adalah sebagai berikut :

1. Putaran poros engkol, n [rpm]
2. Besar beban pada timbangan, F [kg]
3. Waktu konsumsi bahan bakar pada volume tertentu, t [detik]
4. Perbedaan tekanan di saluran buang terhadap atmosfer

3.5 Prosedur Pengujian

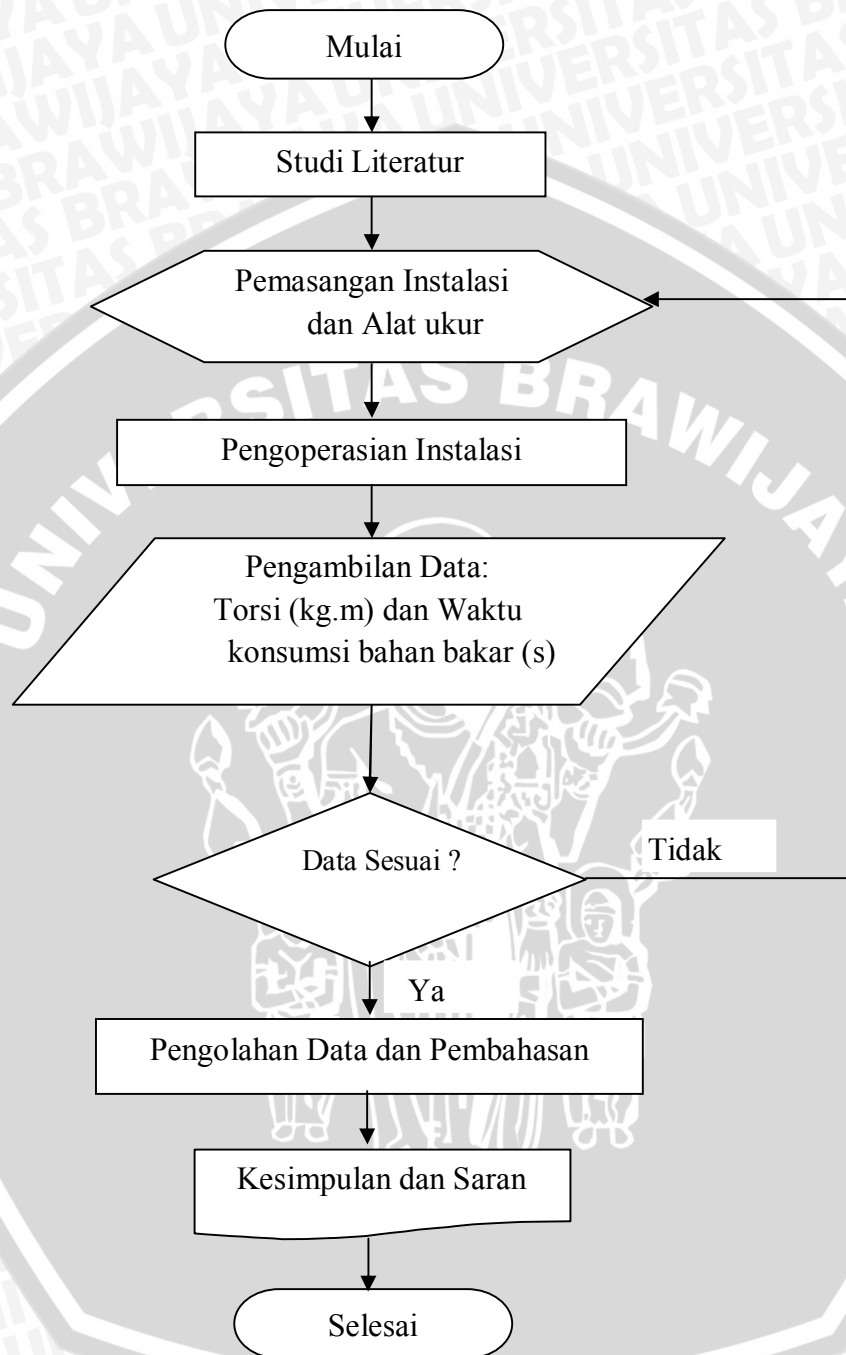
Pengujian yang digunakan untuk mengetahui unjuk kerja motor bakar pada penelitian ini adalah menurut cara pengujian putaran bervariasi (*variable speed test*) dengan tahapan sebagai berikut :

- 1). Pengambilan data kondisi mesin uji tanpa pemasangan penghalang (*butterfly valve*) dengan putaran bervariasi. Putaran pertama adalah 1300 rpm dengan bukaan throttle 28%, selanjutnya beban pengeremannya dikurangi untuk mendapatkan putaran mesin yang lebih tinggi, peningkatan putaran dilakukan dengan jangka 1300 rpm sampai mencapai 2300 rpm. Setiap putaran yang dikehendaki dijaga konstan untuk kemudian dilakukan pengukuran parameter yang diperlukan dengan pengulangan sebanyak 3x untuk mendapatkan hasil yang lebih teliti.
- 2). Pengambilan data kondisi mesin uji dengan pemasangan penghalang (*butterfly valve*) pada *exhaust pipe*, dimana sudut dari *butterfly valve* yang bervariasi.



3.6 Diagram Alir Penelitian

Dari rancangan penelitian diatas, maka diagram alir yang digunakan seperti pada gambar 3.11 yaitu :



Gambar 3.11 Diagram alir penelitian

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisis Data

4.1.1 Data Hasil Pengujian

Data yang diperoleh selama pengujian adalah sebagai berikut:

1. Pengujian : Variasi Putaran
2. Buka *throttle* : 28%
3. Temperatur Bola kering : 30 °C
4. Temperatur Bola basah : 26 °C
5. Kelembaban relatif : 72%
6. Tekanan udara : 714 mmHg
7. Volume bahan bakar : 30 ml
8. LHV bahan bakar : 10500 kcal/kg

Untuk data hasil pengujian dapat dilihat pada tabel 4.1, tabel 4.2, tabel 4.3, tabel 4.4, dan tabel 4.5.

Tabel 4.1 Data hasil pengujian tanpa penghalang

Putaran (rpm)	F (kg)	t (sekon)	CO (% vol)	HC (ppm vol)
1300	25,00	21,75	0,045	38
1500	25,55	18,00	0,062	20
1700	26,83	15,73	0,067	5
1900	27,63	14,54	0,069	15
2100	25,17	12,76	0,051	25
2300	9,17	22,45	0,041	38

Tabel 4.2 Data hasil pengujian dengan penghalang sudut 30°

Putaran (rpm)	F (kg)	t (sekon)	CO (% vol)	HC (ppm vol)
1300	25,00	20,55	0,02	20
1500	26,00	17,44	0,027	18
1700	26,22	15,54	0,027	15
1900	26,17	13,83	0,037	8
2100	25,33	12,64	0,044	25
2300	8,97	21,04	0,043	38

Tabel 4.3 Data hasil pengujian dengan penghalang sudut 40°

Putaran (rpm)	F (kg)	t (sekon)	CO (% vol)	HC (ppm vol)
1300	25,47	21,18	0,051	17
1500	26,00	17,83	0,052	16
1700	26,33	15,37	0,056	16
1900	25,60	13,83	0,058	10
2100	25,17	12,63	0,021	14
2300	17,53	15,75	0,018	19

Tabel 4.4 Data hasil pengujian dengan penghalang sudut 50°

Putaran (rpm)	F (kg)	t (sekon)	CO (% vol)	HC (ppm vol)
1300	26,50	21,42	0,024	33
1500	26,50	17,99	0,034	49
1700	26,20	15,80	0,035	37
1900	25,97	14,22	0,039	26
2100	25,33	12,51	0,05	26
2300	18,00	15,63	0,044	7

Tabel 4.5 Data hasil pengujian dengan penghalang sudut 60°

Putaran (rpm)	F (kg)	t (sekon)	CO (% vol)	HC (ppm vol)
1300	26,50	20,88	0,042	27
1500	26,00	17,89	0,04	26
1700	25,73	15,54	0,08	16
1900	25,47	13,90	0,094	27
2100	24,50	12,53	0,118	30
2300	17,20	15,83	0,039	38

4.1.2. Perhitungan Data

Dari data hasil pengujian dapat dilakukan pengolahan data. Sebagai contoh perhitungan diambil data dari pengujian dengan kondisi standar berbahan bakar solar tanpa pemasangan penghalang terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif dan efisiensi termal efektif pada motor diesel. Adapun data yang diambil adalah sebagai berikut:

1. Putaran mesin (n) = 1300 rpm
2. Besar beban pengereman (F) = 25 kg

3. Panjang lengan *dynamometer* (L) = 0,358 m
4. Waktu konsumsi bahan bakar (t) = 21,75 detik
5. Volume bahan bakar = 30 ml
6. Berat spesifik solar (γ_t) = 0,836 kg.liter⁻¹
7. Nilai kalor (LHV) solar = 10500 kkal.kg⁻¹

Dari hasil data pengujian kondisi standar berbahan bakar solar pada putaran 1300 rpm, didapatkan nilai dari:

1. Torsi (T)

$$T = F \cdot L \text{ [kg.m]}$$

$$T = 25 \times 0,358$$

$$\text{Torsi (T)} = 8,95 \text{ [kg.m]}$$

2. Daya Efektif (Ne)

$$N_e = \frac{T \cdot n}{716,2} \text{ [PS]}$$

$$N_e = \frac{8,95 \cdot 1300}{716,2}$$

$$N_e = 16,2454 \text{ [PS]}$$

3. Konsumsi bahan bakar spesifik (SFCe)

$$F_c = \frac{b}{t} \cdot \gamma_t \cdot \frac{3600}{1000} \text{ [kg.jam}^{-1}\text{]}$$

$$F_c = \frac{30}{21,75} \cdot 0,836 \cdot \frac{3600}{1000} \text{ [kg.jam}^{-1}\text{]}$$

$$F_c = 4,1511 \text{ [kg.jam}^{-1}\text{]}$$

$$SFC_e = \frac{F_c}{N_e} \text{ [kg.PS}^{-1}\text{.jam}^{-1}\text{]}$$

$$SFC_e = \frac{4,1511}{16,2454}$$

$$SFC_e = 0,2554 \text{ [kg.PS}^{-1}\text{.jam}^{-1}\text{]}$$

4. Efisiensi termal efektif (η_e)

$$\eta_e = \frac{632}{SFC_e \cdot LHV_{bb}} \times 100\%$$

$$\eta_e = \frac{632}{0,2554 \cdot 10500} \times 100\%$$

$$\eta_e = 23,56\%$$

Proses perhitungan untuk data yang lain sama seperti proses diatas, hasil perhitungan data akan ditampilkan pada tabel 4.6, tabel 4.7, tabel 4.8, tabel 4.9, dan tabel 4.10.

Tabel 4.6 Data hasil perhitungan tanpa penghalang

T (kg.m)	Ne (PS)	Fc (kg.jam ⁻¹)	SFCe (kg.PS ⁻¹ .jam ⁻¹)	ηe (%)
8,95	16,25	4,15	0,256	23,56
9,15	19,16	5,02	0,262	22,98
9,61	22,80	5,74	0,252	23,92
9,89	26,24	6,21	0,237	25,44
9,01	26,42	7,08	0,268	22,47
3,28	10,54	4,02	0,382	15,77

Tabel 4.7 Data hasil perhitungan dengan penghalang sudut 30°

T (kg.m)	Ne (PS)	Fc (kg.jam ⁻¹)	SFCe (kg.PS ⁻¹ .jam ⁻¹)	ηe (%)
8,95	16,25	4,39	0,270	22,26
9,31	19,49	5,18	0,266	22,67
9,39	22,28	5,81	0,261	23,08
9,37	24,85	6,53	0,263	22,91
9,07	26,59	7,14	0,269	22,40
3,21	10,31	4,29	0,416	14,46

Tabel 4.8 Data hasil perhitungan dengan penghalang sudut 40°

T (kg.m)	Ne (PS)	Fc (kg.jam ⁻¹)	SFCe (kg.PS ⁻¹ .jam ⁻¹)	ηe (%)
9,12	16,55	4,26	0,258	23,37
9,31	19,49	5,06	0,260	23,17
9,43	22,38	5,87	0,262	22,93
9,16	24,31	6,53	0,269	22,42
9,01	26,42	7,15	0,271	22,25
6,28	20,16	5,73	0,284	21,17

Tabel 4.9 Data hasil perhitungan dengan penghalang sudut 50°

T (kg.m)	Ne (PS)	Fc (kg.jam ⁻¹)	SFCe (kg.PS ⁻¹ .jam ⁻¹)	ηe (%)
9,49	17,22	4,21	0,245	24,59
9,49	19,87	5,02	0,253	23,83
9,38	22,26	5,71	0,257	23,45
9,30	24,66	6,35	0,258	23,37
9,07	26,59	7,22	0,271	22,17
6,44	20,69	5,78	0,279	21,56

Tabel 4.10 Data hasil perhitungan dengan penghalang sudut 60°

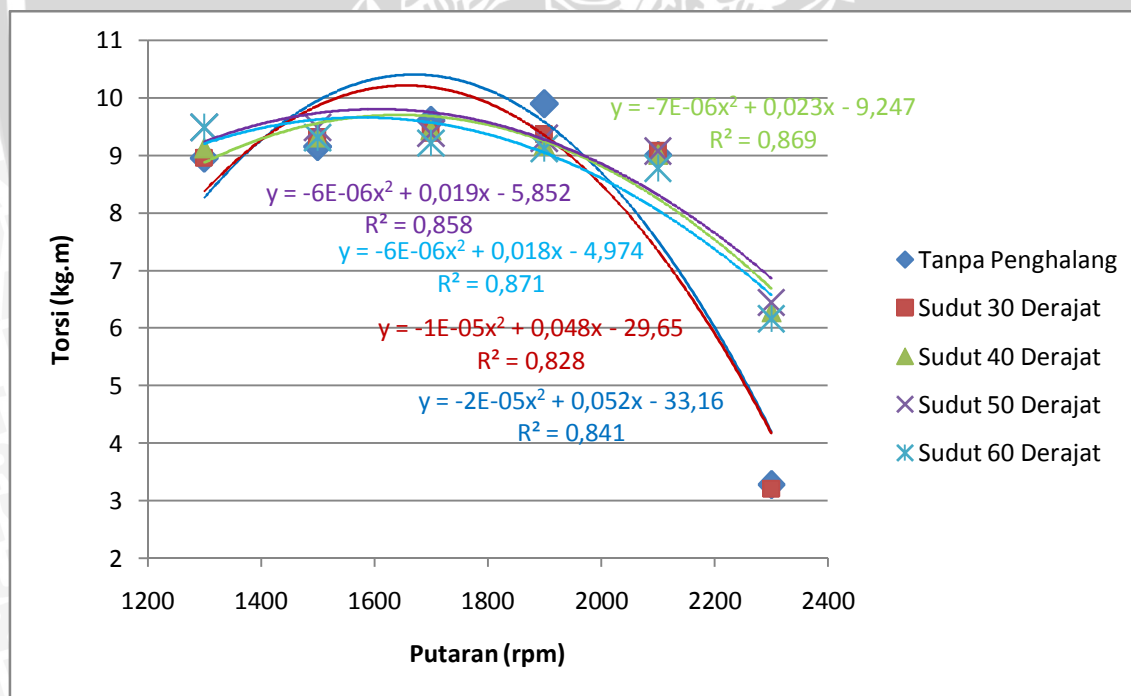
T (kg.m)	Ne (PS)	Fc (kg.jam ⁻¹)	SFCe (kg.PS ⁻¹ .jam ⁻¹)	ηe (%)
9,49	17,22	4,32	0,251	23,97
9,31	19,49	5,05	0,259	23,25
9,21	21,87	5,81	0,266	22,65
9,12	24,19	6,50	0,269	22,41
8,77	25,72	7,21	0,280	21,48
6,16	19,77	5,70	0,288	20,86

Untuk mempermudah proses analisis dan pembahasan maka dari hasil perhitungan data di atas maka dibuat sebuah grafik, ditampilkan pada gambar 4.1, gambar 4.2, gambar 4.3, gambar 4.4, gambar 4.5 dan gambar 4.6.

4.2 Pembahasan

4.2.1. Hubungan antara Putaran dengan Torsi

Grafik hubungan antara putaran mesin dengan torsi terhadap berbagai perlakuan dapat dilihat pada gambar 4.1 berikut:



Gambar 4.1: Grafik hubungan antara putaran mesin dengan torsi

Pada gambar 4.1 dapat dilihat bahwa pada mesin tanpa pemasangan katup penghalang terjadi peningkatan nilai torsi hingga putaran 1900 rpm kemudian grafik menurun pada putaran diatas 1900 rpm, sedangkan pada mesin dengan pemasangan

katup penghalang torsi naik hingga putaran 1700 rpm kemudian grafik menurun pada putaran diatas 1700 rpm. Hal ini dikarenakan pada putaran rendah, dibutuhkan gaya pengereman yang cukup besar hingga putaran, kemudian dengan semakin meningkatnya putaran beban penge-reman yang diberikan semakin kecil sehingga torsi yang dihasilkan akan semakin kecil. Torsi berbanding lurus dengan gaya pengereman (F), sesuai dengan persamaan berikut :

$$T = F.L \text{ (kg.m)}$$

Selain hal tersebut diatas, penyebab turunnya torsi adalah karena pada putaran yang semakin tinggi gesekan antara torak dan dinding silinder semakin banyak pula yang menyebabkan kerugian mekanis akibat gesekan semakin besar. Semakin tinggi putaran, gerakan buka tutup katup hisap pada langkah hisap juga semakin cepat, hal ini menyebabkan massa udara yang masuk ke dalam ruang silinder semakin kecil, tekanan akhir kompresi dan tekanan gas hasil pembakaran bahan bakar akan menjadi kecil yang menyebabkan gaya dorong pada torak menjadi kecil juga sehingga torsi yang dihasilkan akan menjadi kecil.

Pada gambar 4.1 dapat terlihat jelas bahwa grafik pada putaran 2000 rpm keatas memperlihatkan pengaruh yang mencolok atas perlakuan yang diberikan pada motor diesel. Pengujian motor diesel dengan penambahan *butterfly valve* pada pipa gas buang dihasilkan nilai torsi yang tertinggi pada putaran 2000 rpm keatas. Hal tersebut mengindikasikan bahwa *butterfly valve* berfungsi baik pada putaran atas untuk menambah massa udara masuk silinder motor, dimana pada putaran tersebut banyak kemungkinan terjadinya ketidakseimbangan campuran bahan bakar dan udara akibat dari cepatnya waktu buka tutup dari katup hisap. Hal ini akan dibuktikan oleh gambar 4.5 dan 4.6 mengenai emisi gas buang yang dihasilkan.

Pada putaran 1500 sampai 2000 rpm terlihat bahwa grafik perlakuan penambahan *butterfly valve* berada di bawah grafik dari tanpa penambahan katup, hal ini disebabkan kerugian dari dalam silinder akibat semakin beratnya kinerja langkah dari TMB ke TMA pada langkah buang saat penambahan penghalang dibandingkan dengan mesin tanpa penghalang pada pipa gas buang.

Pada Gambar 4.1, grafik bukaan katup penghalang 50° memiliki torsi diatas grafik bukaan katup yang lainnya, yaitu bukaan katup penghalang 40° kemudian bukaan katup 60°. Hal ini dikarenakan dengan pemasangan penghalang berupa butterfly valve pada pipa gas buang, kerugian dari dalam silinder akibat keluarnya fluida gas hasil

pembakaran pada poses *blowdown* dapat dikurangi dengan naiknya tekanan pada saluran gas buang. Gas hasil pembakaran tersebut seharusnya digunakan untuk mendorong torak menuju titik mati bawah (TMB) untuk menyelesaikan langkah kerja, sehingga torsi yang dihasilkan dapat meningkat dengan pemasangan penghalang.

Selain itu, kenaikan tekanan yang dapat menahan keluarnya gas hasil pembakaran dari dalam silinder akan mampu menghasilkan tekanan indikasi fluida kerja gas hasil pembakaran dalam silinder cenderung lebih besar dibandingkan kondisi mesin tanpa penghalang. Jika tekanan indikasi rata-rata dalam silinder meningkat maka tekanan efektif rata-ratanya juga meningkat. Seperti pada persamaan :

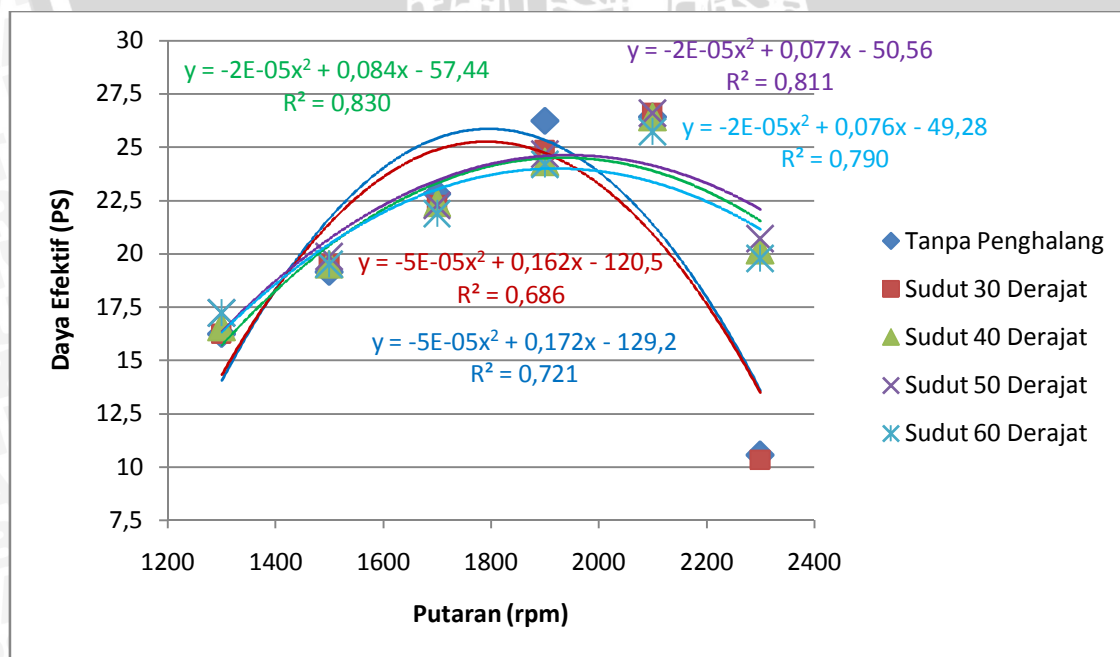
$$T = 716,2 \cdot \frac{Pe \cdot V_d \cdot i}{0,45 \cdot z} \text{ (kg.m)}$$

Sehingga jika tekanan efektif meningkat torsi yang dihasilkan juga meningkat.

Penyimpangan yang terjadi yaitu pada bukaan katup 30° , dari grafik terlihat bahwa tren dari grafik yang terjadi lebih cenderung mirip dengan tanpa penghalang dari pada dengan penghalang. Hal ini disebabkan pada bukaan 30° katup hanya tertutup sedikit dan selisihnya tidak jauh beda dengan tanpa penghalang, sehingga kurang berpengaruh dalam meningkatkan tekanan pada pipa gas buang.

4.2.2. Hubungan antara Putaran dengan Daya Efektif

Grafik hubungan antara putaran mesin dengan daya efektif terhadap berbagai perlakuan dapat dilihat pada gambar 4.2 berikut:



Gambar 4.2: Grafik hubungan antara putaran mesin dengan daya efektif

Pada Gambar 4.2 hubungan putaran terhadap daya efektif dapat dilihat bahwa semakin tinggi putaran maka daya efektif yang dihasilkan semakin tinggi pada putaran awal sampai pada putaran tertentu, tetapi setelah mencapai titik maksimum, daya efektif mengalami penurunan seiring dengan naiknya putaran. Hal ini terjadi karena daya efektif berbanding lurus dengan torsi (T) yang dihasilkan dan putaran poros mesin (n) sesuai dengan persamaan :

$$Ne = \frac{T \cdot n}{716,2} \text{ (PS)}$$

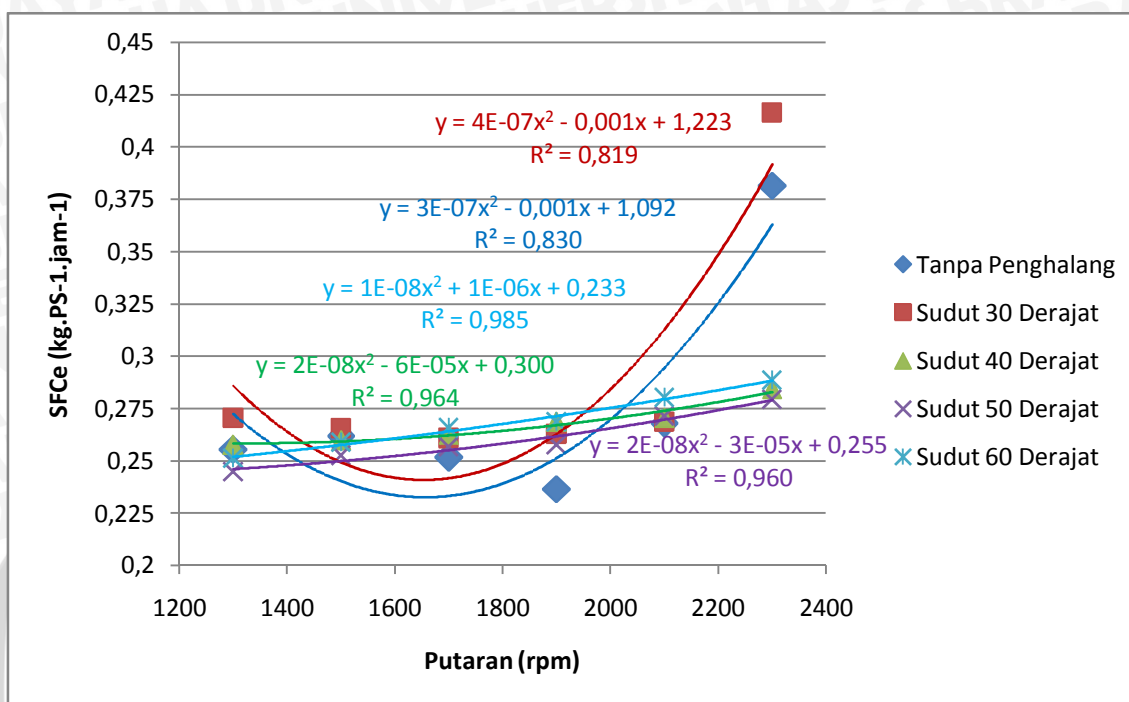
Pada putaran yang semakin tinggi, daya efektif yang dihasilkan semakin besar karena mengalami penambahan putaran sampai pada titik maksimum, kemudian daya efektif mengalami penurunan seiring bertambahnya putaran disebabkan kenaikan putaran tidak dapat mengimbangi penurunan torsi sehingga daya efektif yang dihasilkan akan semakin menurun. Penurunan daya efektif juga disebabkan karena semakin besar kerugian yang terjadi seperti gesekan dan kehilangan panas.

Pada pengujian motor diesel dengan penambahan katup penghalang maupun tanpa katup penghalang didapatkan nilai daya efektif yang paling tinggi pada putaran 2100 rpm. Pada putaran 2300 rpm dapat terlihat bahwa dengan pemasangan katup daya efektif yang dihasilkan lebih tinggi dari pada tanpa pemasangan katup penghalang, hal ini dikarenakan daya yang dihasilkan dipengaruhi oleh torsi yang dihasilkan (dapat dilihat pada gambar 4.1).



4.2.3. Hubungan antara Putaran dengan SFCE

Grafik hubungan antara putaran mesin dengan SFCE terhadap berbagai perlakuan dapat dilihat pada gambar 4.3 berikut:



Gambar 4.3: Grafik hubungan antara putaran mesin dengan SFCE

Konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFCE) adalah banyaknya bahan bakar yang digunakan untuk menghasilkan daya efektif tiap jamnya sehingga konsumsi bahan bakar spesifik efektif ini dapat digunakan untuk mengukur tingkat keekonomisan dari mesin, semakin rendah nilai SFCE maka mesin tersebut semakin ekonomis.

Pada Gambar 4.3 dapat dilihat bahwa semakin tinggi putaran, maka SFCE akan semakin menurun sampai pada putaran tertentu kemudian SFCE akan mengalami kenaikan jika putaran dinaikkan lagi. Hal ini terjadi karena semakin tinggi putaran, konsumsi bahan bakar akan semakin tinggi dan daya efektif juga meningkat kemudian daya efektif mengalami penurunan, maka SFCE akan mengalami kenaikan. Konsumsi bahan bakar spesifik efektif berbanding lurus dengan konsumsi bahan bakar (FC) dan berbanding terbalik dengan daya efektif (N_e), sesuai dengan persamaan :

$$SFCE = \frac{FC}{N_e} \text{ (kg.PS}^{-1}.\text{jam}^{-1}\text{)}$$

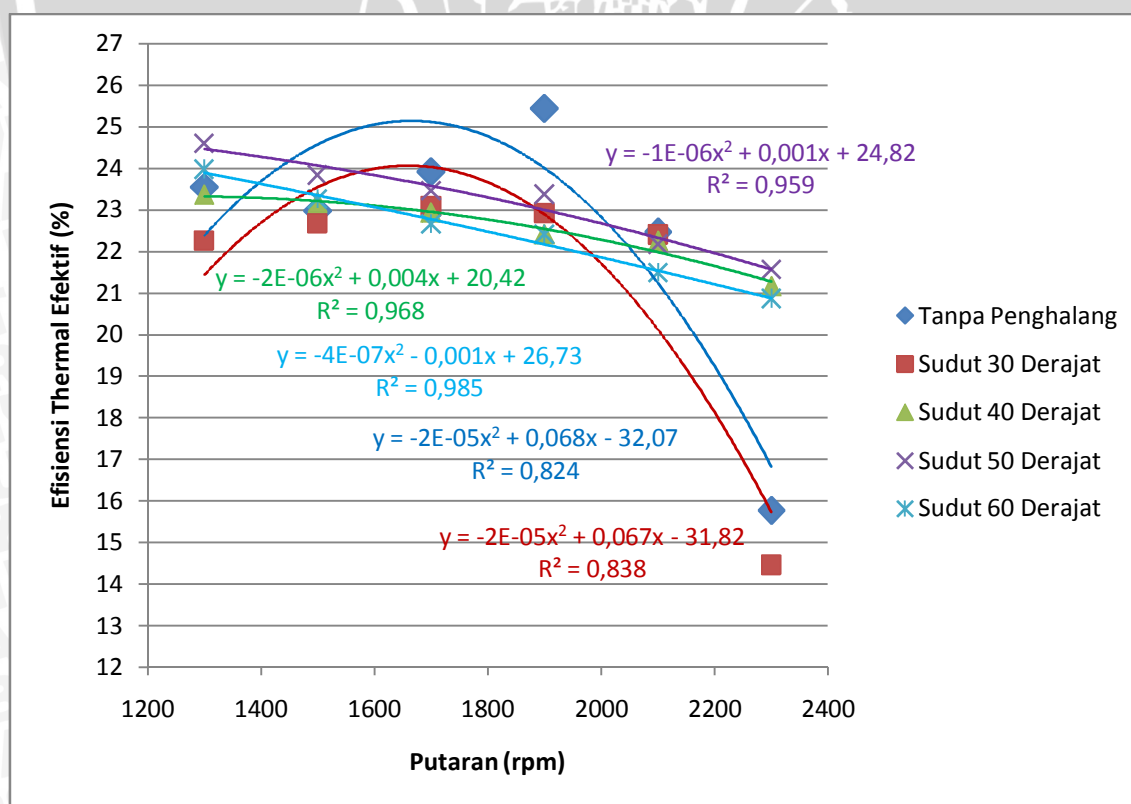
Pada putaran yang rendah, mesin membutuhkan tenaga yang lebih besar untuk menggerakkan mekanisme mesin sehingga membutuhkan konsumsi bahan bakar yang

tinggi pula. Jika putaran dinaikkan, maka putaran mesin akan dibantu oleh mekanisme itu sendiri seperti *flywheel* sehingga konsumsi bahan bakar menurun. Akan tetapi jika putaran dinaikkan lagi, konsumsi bahan bakar akan semakin meningkat dikarenakan kerugian seperti gesekan semakin meningkat sehingga menambah beban mesin.

Pada putaran 2300 rpm, terlihat bahwa motor diesel dengan penambahan katup penghalang memiliki nilai SFCe yang rendah dari pada motor diesel tanpa katup penghalang. Disini terlihat bahwa konsumsi bahan bakar yang tinggi disertai dengan bertambahnya daya efektif yang tinggi pula (dapat dilihat pada gambar 4.2), hal tersebut dikarenakan gerakan buka tutup katup hisap pada langkah hisap juga semakin cepat, hal ini menyebabkan massa udara yang masuk ke dalam ruang silinder semakin kecil, akan tetapi dengan pemasangan katup panghalang maka massa udara yang *losses* saat keluar dari silinder saat *valve overlap* dapat dikurangi. Ketidaksempurnaan pembakaran yang terjadi pada putaran-putaran tersebut, dikarenakan tidak homogenya campuran bahan bakar dan udara (gambar 4.5 dan gambar 4.6).

4.2.4. Hubungan antara Putaran dengan Efisiensi Termal Efektif

Grafik hubungan antara putaran mesin dengan Efisiensi Termal Efektif terhadap berbagai perlakuan dapat dilihat pada gambar 4.4 berikut:



Gambar 4.4: Grafik hubungan antara putaran mesin dengan Efisiensi Termal Efektif

Pada Gambar 4.4 dapat dilihat bahwa semakin tinggi putaran maka efisiensi termal efektif akan mengalami kenaikan sampai pada putaran tertentu kemudian mengalami penurunan. Hal ini disebabkan nilai efisiensi termal efektif berbanding terbalik dengan nilai konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFCe) dan nilai kalor bahan bakar (LHV_{bb}), seperti pada persamaan :

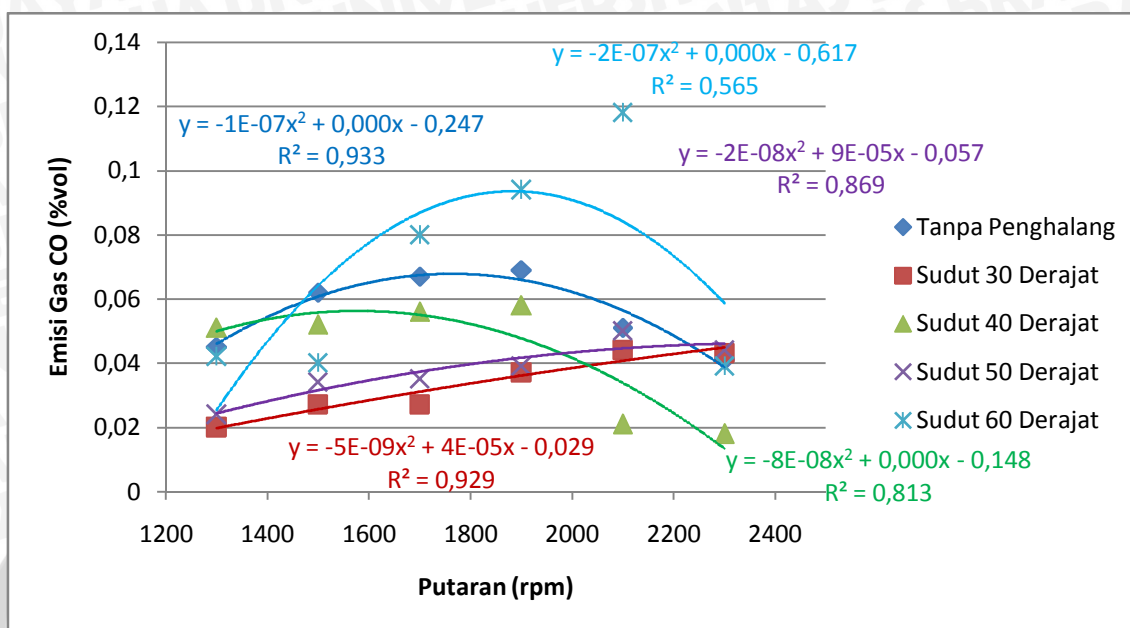
$$\eta_{te} = \frac{632}{SFCe \times LHV_{bb}} \times 100 \quad (\%)$$

Semakin tinggi putaran maka nilai efisiensi termal efektifnya akan semakin tinggi kemudian mengalami penurunan. Hal ini disebabkan karena semakin tinggi putaran konsumsi bahan bakar spesifik efektif semakin kecil (gambar 4.3) sehingga efisiensi termal efektif mengalami kenaikan. Jika putaran dinaikkan lagi, maka efisiensi termal akan mengalami penurunan karena konsumsi bahan bakar spesifik efektif yang meningkat pula. Semakin tinggi putaran, massa udara yang masuk ke dalam ruang silinder semakin kecil yang disebabkan mekanisme buka tutup katup masuk yang semakin cepat yang menyebabkan campuran yang terjadi pada ruang bakar kurang homogen sehingga kalor yang dihasilkan pada proses pembakaran semakin kecil dan daya efektif juga semakin kecil pula.

Pada pengujian didapatkan nilai efisiensi thermal efektif yang optimal yaitu pada motor diesel pada putaran 1900 rpm. Walaupun dari grafik terlihat bahwa efisiensi yang paling tinggi didapatkan pada mesin tanpa penghalang, tetapi pada putaran 2300 rpm banyak *losses* yang terjadi akibat mekanisme katup yang tidak sempurna. Dengan penambahan katup penghalang terlihat memperbaiki campuran udara dan bahan bakar di dalam silinder yang mampu mendorong tenaga dan torsi yang dihasilkan oleh mesin akibat dari energi panas yang dilepaskan saat pembakaran terjadi. Torak yang terdorong sewaktu langkah ekspansi memiliki gaya yang sangat besar yang kemudian diteruskan pada putaran poros engkol dimana nantinya akan menjadi daya efektif pada poros *output*. Dari hal tersebut, sehingga didapatkanlah nilai efisiensi thermal efektif yang jauh lebih tinggi dibanding motor diesel dalam kondisi standar tanpa penghalang.

4.2.5. Hubungan antara Putaran dengan Emisi Gas CO

Grafik hubungan antara putaran mesin dengan Emisi Gas CO terhadap berbagai perlakuan dapat dilihat pada gambar 4.5 berikut:



Gambar 4.5: Grafik hubungan antara putaran mesin dengan Emisi Gas CO

Pada Gambar 4.5 menunjukkan bahwa semakin tinggi putaran, kadar emisi gas CO yang dihasilkan cenderung meningkat, dan ada juga yang disertai penurunan. Semakin tinggi putaran, pembakaran yang terjadi semakin cepat sehingga pembakaran tidak dapat berlangsung secara sempurna dan menghasilkan emisi gas CO.

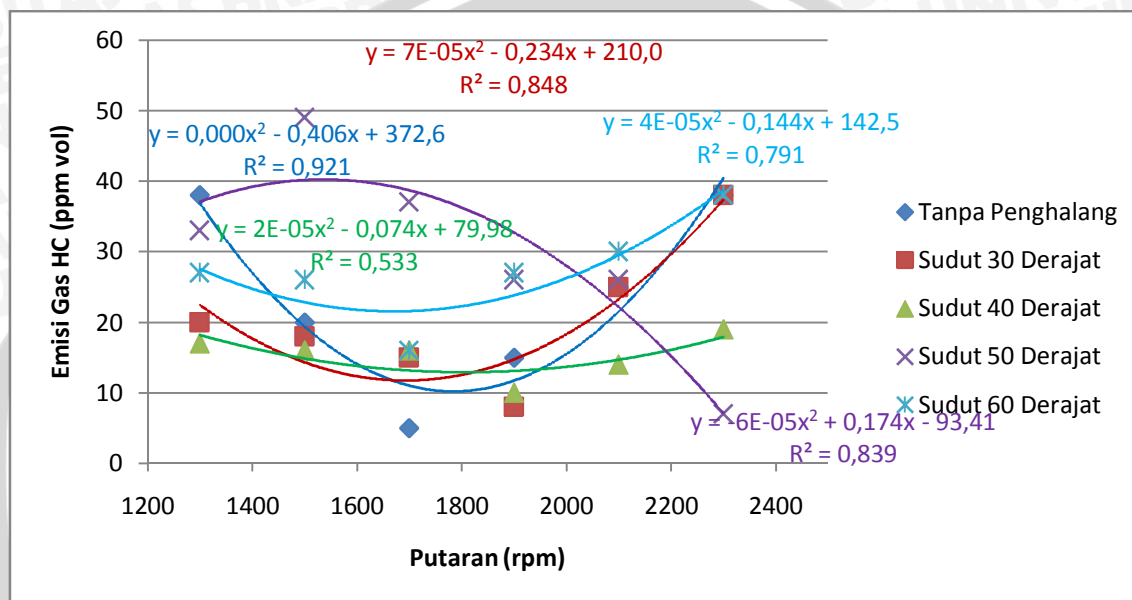
Emisi gas CO dari motor diesel standar tanpa penghalang memiliki kecenderungan meningkat tiap penambahan putaran, dan didapatkan emisi gas CO tertinggi pada putaran 1900 rpm sebesar 0,069 %. CO yang semakin meningkat seiring dengan meningkatnya putaran mengindikasikan bahwa pada putaran yang relatif tinggi, campuran antara bahan bakar dan udara yang terjadi adalah campuran kaya, dimana disini massa udara semakin berkurang dari kondisi teoritisnya, karena semakin cepatnya waktu buka tutup dari katup hisap. Kekurangan O_2 menyebabkan CO_2 yang terbentuk semakin sedikit dan CO semakin meningkat.

Sedangkan motor diesel dengan tambahan katup penghalang berbagai perlakuan memiliki nilai emisi gas CO yang lebih rendah pada putaran ini. Kadar emisi gas CO terendah didapatkan oleh motor diesel dengan penambahan katup penghalang pada putaran 2300 rpm bukaan katup 40° , yaitu 0,018% . Hal ini dikarenakan *losses* massa udara yang awalnya tinggi akibat waktu buka tutup hisap yang semakin cepat menjadi

berkurang, akibat tingginya tekanan pada pipa gas buang yang menyebabkan berkurangnya *losses* saat *valve overlap*, sehingga campuran udara dan bahan bakar akan sempurna.

4.2.6. Hubungan antara Putaran dengan Emisi Gas HC

Grafik hubungan antara putaran mesin dengan Emisi Gas HC terhadap berbagai perlakuan dapat dilihat pada gambar 4.6 berikut:



Gambar 4.6: Grafik hubungan antara putaran mesin dengan Emisi Gas HC

Dari gambar 4.6 menunjukkan kecenderungan bahwa semakin tinggi putaran maka emisi gas HC mengalami penurunan sampai pada putaran tertentu kemudian mengalami kenaikan seiring bertambahnya putaran. Hal ini disebabkan karena dengan bertambahnya putaran pada putaran yang relatif rendah, campuran bahan bakar dengan udara yang terjadi cukup baik sehingga pembakaran yang terjadi lebih baik pada putaran ini. Oleh karena itu emisi gas HC yang dihasilkan cenderung menurun. Akan tetapi setelah melewati putaran tertentu emisi gas HC naik lagi. Hal ini disebabkan semakin tinggi putaran pada *range* putaran yang relatif tinggi, menghasilkan campuran kaya akan bahan bakar sehingga banyak bahan bakar yang tidak terbakar dan menghasilkan emisi gas HC yang keluar melalui saluran pembuangan.

Kecenderungan tersebut dapat terlihat jelas pada grafik motor diesel standar tanpa penghalang pada putaran diatas 1900 rpm. Pada putaran awal hingga putaran 1900 rpm memperlihatkan penurunan kadar gas HC, sedangkan pada putaran di atas 1900 rpm terlihat kenaikan kadar gas HC secara signifikan. Pada kondisi pengujian yang lain

dengan menggunakan katup penghalang, kadar emisi gas HC pada putaran di atas 1900 masih lebih rendah dibanding mesin tanpa katup penghalang pada pipa gas buang. Hal ini akibat dari penambahan massa udara yang akibat semakin diperkecilnya perbedaan tekanan antara ruang silinder dan pipa gas buang, sehingga *losses* dari fluida kerja yang terjadi akibat *valve overlap* dapat dikurangi.



BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil dan pembahasan pengujian pengaruh variasi bukaan katup penghalang (*butterfly valve*) pada pipa gas buang terhadap unjuk kerja motor diesel 4 langkah, dapat diambil kesimpulan bahwa penggunaan katup penghalang (*butterfly valve*) pada pipa gas buang mempunyai pengaruh terhadap unjuk kerja serta emisi gas buang pada motor diesel 4 langkah secara parabolik. Unjuk kerja yang dihasilkan lebih rendah daripada mesin diesel tanpa penghalang. Unjuk kerja pemakaian penghalang yang optimal yaitu pada sudut 30° dengan hasil unjuk kerja :

- Torsi sebesar 9,068 kg.m
- Daya Efektif sebesar 26,59 PS
- SFCe sebesar $0,268 \text{ kg.PS}^{-1}.\text{jam}^{-1}$
- Efisiensi Termal Efektif sebesar 22,40 %
- Emisi Gas HC sebesar 0,044 ppm vol
- Emisi Gas CO sebesar 25 %vol

5.2 Saran

Perlu dilakukannya penelitian lanjutan untuk:

- Mengetahui pengaruh penggunaan katup penghalang (*butterfly valve*) pada pipa gas buang terhadap unjuk kerja motor diesel pada putaran yang lebih tinggi.
- Mengganti bahan bakar solar dengan bahan bakar biodiesel ataupun bahan bakar lain.

DAFTAR PUSTAKA

- Anonymous; 1996; Petunjuk Praktikum Motor Bakar; Fakultas Teknik Universitas Brawijaya, Malang.
- Arismunandar, W.; 1985; Motor Diesel Putaran Tinggi; PT. Pradnya Paramita, Jakarta.
- Arismunandar, W.; 1988; Penggerak Mula Motor Bakar Torak; Penerbit ITB, Bandung
- Bueche, F. J., 1988, *Fisika*, Erlangga, Jakarta.
- Chaiworapuek, Weerachai; 2007; *The Engineering Investigation of the Water Flow past the Butterfly Valve*; Erasmus Mundus, France.
- Crouse, William H.; 1959; *Automotive Engines*; McGraw-Hill Book Company, Inc., New York.
- Fox, Robert and McDonald, Alan T.; 1994; *Introduction to Fluid Mechanics*; John Wiley & Sons Inc., Toronto.
- Petrovsky, N.; 1979; *Marine Internal Combustion Engine*; Mir Publisher, Moscow.
- Pulkrabek, Willard W.; 1997; *Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engine*; Prentice Hall International, Inc., New Jersey.
- Soenoko, Rudy dan I Made Gunadiarta; 2009; *Mekanika Fluida*; CV. Asrori, Malang.

Lampiran 1

Tabel data hasil pengujian perbedaan tekanan antara *exhaust pipe* dengan atmosfer

	Tanpa	30	40	50	60
1300	20	24	28	38	62
1500	32	38	46	67	96
1700	49	52	64	96	120
1900	63	73	89	121	138
2100	76	88	107	136	160
2300	88	97	116	152	182

Lampiran 2

Tabel data hasil pengujian emisi gas buang

CO

	1300	1500	1700	1900	2100	2300
Tanpa	0,045	0,062	0,067	0,069	0,051	0,041
30	0,02	0,027	0,027	0,037	0,044	0,043
40	0,051	0,052	0,056	0,058	0,021	0,018
50	0,024	0,034	0,035	0,039	0,05	0,044
60	0,042	0,04	0,08	0,094	0,118	0,039

HC

	1300	1500	1700	1900	2100	2300
Tanpa	38	20	5	15	25	38
30	20	18	15	8	25	38
40	17	16	16	10	14	19
50	33	49	37	26	26	7
60	27	26	16	27	30	38

CO2

	1300	1500	1700	1900	2100	2300
Tanpa	8,83	10,92	10,98	10,33	4,82	4,61
30	7,94	7,09	6,3	11,34	10,5	4,07
40	9,64	9,11	9,36	9,89	7,64	6,55
50	8,65	8,69	9,09	9,54	9,96	6,1
60	7,99	8,14	10,27	11,69	11,81	7,98

O2

	1300	1500	1700	1900	2100	2300
Tanpa	7,33	4,33	3,76	5,01	13,24	13,46
30	8,35	9,61	10,75	3,25	4,78	14,35
40	5,65	6,53	6,22	6,84	9,71	10,67
50	7,44	7,06	6,52	6,19	5,54	11,41
60	8,44	7,95	4,89	2,77	2,54	8,37

Lampiran 3



Gambar peletakan *butterfly valve* pada instalasi

Lampiran 4

Tabel Data Penelitian

	Tanpa Penghalang			Sudut 30 derajat			Sudut 40 derajat			Sudut 50 derajat			Sudut 60 derajat		
n (rpm)	F (kg)	t (dtk)	Δh (mm)	F (kg)	t (dtk)	Δh (mm)	F (kg)	t (dtk)	Δh (mm)	F (kg)	t (dtk)	Δh (mm)	F (kg)	t (dtk)	Δh (mm)
1300	25	22,5	20	25	20,36	24	25,5	21,3	28	26,5	21,62	38	26,5	20,97	62
	25	21,02	20	25	20,74	24	25,4	21,13	28	26,5	21,32	38	26,5	20,88	62
	25	21,73	20	25	20,55	24	25,5	21,11	28	26,5	21,33	38	26,5	20,8	62
	25	21,75	20	25	20,55	24	25,47	21,18	28	26,5	21,42	38	26,5	20,883	62
1500	25,5	18,13	32	26	17,44	38	26	17,86	46	26,5	17,93	67	26	17,76	96
	25,55	17,84	32	26	17,45	38	26	17,82	46	26,5	17,83	67	26	18	96
	25,6	18,02	32	26	17,44	38	26	17,81	46	26,5	18,22	67	26	17,92	96
	25,55	18	32	26	17,44	38	26	17,83	46	26,5	17,99	67	26	17,893	96
1700	26	15,5	49	26,25	15,51	52	26,4	15,46	64	26,3	15,6	96	25,6	15,52	120
	27	15,51	49	26,1	15,61	52	26,3	15,34	64	26,3	15,9	96	25,8	15,36	120
	27,5	16,19	49	26,3	15,5	52	26,3	15,32	64	26	15,9	96	25,8	15,74	120
	26,83	15,73	49	26,22	15,54	52	26,33	15,37	64	26,2	15,8	96	25,73	15,54	120
1900	27,5	14,54	63	26,2	13,86	73	25,8	13,77	89	26	14,25	121	25,6	13,96	138
	27,7	14,54	63	26	13,87	73	25,5	13,86	89	26	14,35	121	25,4	13,82	138
	27,7	14,54	63	26,3	13,76	73	25,5	13,86	89	25,9	14,05	121	25,4	13,92	138
	27,63	14,54	63	26,17	13,83	73	25,6	13,83	89	25,97	14,22	121	25,47	13,9	138
2100	25	12,99	76	25,5	12,51	88	25,5	12,51	107	25,5	12,6	136	24,4	12,59	160
	25,5	12,28	76	25,5	12,79	88	25	12,7	107	25,5	12,41	136	24,5	12,46	160
	25	13	76	25	12,61	88	25	12,69	107	25	12,51	136	24,6	12,54	160
	25,17	12,76	76	25,33	12,64	88	25,17	12,63	107	25,33	12,51	136	24,5	12,53	160
2300	10	21,8	88	9	20,94	97	17,5	15,8	116	18	15,7	152	17,2	15,48	182
	9	22,39	88	9	21,22	97	17,5	15,55	116	18	15,9	152	17,2	15,84	182
	8,5	23,17	88	8,9	20,96	97	17,6	15,9	116	18	15,28	152	17,2	16,16	182
	9,17	22,45	88	8,967	21,04	97	17,53	15,75	116	18	15,63	152	17,2	15,827	182