

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang Masalah**

Mesin diesel adalah mesin yang sistem pembakarannya di dalam (internal combustion engine ) menjadi pilihan banyak pengguna motor bakar untuk kendaraannya karena keunggulan efisiensi bahan bakar. Sebagai efek dari semakin ketatnya peraturan terhadap pencemaran lingkungan hidup, mesin diesel menjadi salah satu pilihan dalam pemakaian sistem internal-combustion engine. Internal-combustion engine ini kita temui dalam sistem mobil, kapal, alat pembangkit listrik portable, bus, traktor dan lain-lain. Salah satu keunggulan mesin diesel adalah sistem pembakarannya menggunakan Compression-ignition ( pembakaran-tekan), yang tidak memerlukan busi. Pada Motor Bakar Diesel salah satu system terpenting adalah system aliran Bahan Bakar

Sistem bahan bakar adalah proses mengalirnya bahan bakar dari dalam tangki hingga masuk kedalam system. Oleh karena itu perlunya pemahaman tentang jalur aliran bahan bakar tersebut dan cara kerja dari komponen yang ada Pada Sistem bahan bakar juga terdapat beberapa komponen-komponen penting yang menunjang kelancaran aliran bahan bakar. Apabila terdapat masalah pada sistemnya maka dapat mengganggu kerja dari mesin, maka penting juga untuk dapat menganalisis, memperbaiki dan melakukan pengujian terhadap proses kerja dari masing-masing komponen sistem bahan bakar motor diesel terbagi menjadi tiga yaitu yang pertama yaitu sistem injeksion in-line,yang kedua sistem injeksion distributor,dan yang terakhir yaitu sistem yang terbaru yaitu dengan sistem common-rail yaitu menggunakan sistem Elektronik Control Unit (ECU) sistem ini banyak digunakan pada engine diesel yang baru karna sistem elektronik yang lebih menjamin keakuratan untuk mendapatkan daya mesin yang optimum,pemakaian bahan bakar yang hemat serta tingkat emisi yang rendah. Pengaturan injeksion yang sangat akurat menjamin proses pembakaran lebih sempurna dengan tingkat emisi yang lebih rendah dibandingkan sistem konvensional. Common rail layaknya seperti konsep hidup

bersama. Dalam hal ini, semua injektor yang bertugas memasok solar langsung ke dalam mesin, menggunakan satu wadah atau rel yang sama dari Pompa Injektor.

## **1.2 Rumusan Masalah**

Sesuai uraian yang telah dipaparkan diatas maka dapat dirumuskan beberapa permasalahan yang akan diteliti yaitu :

1. Bagaimana prinsip kerja sistem common-rail dengan sistem ECU ( Elektronik Control Unit )dengan pada Nisan CWM 330
2. Seberapa besar laju konsumsi bahan bakar (  $B_e$  ) dan keutuhan bahan bakar spesifik (Sfc) pada putaran yang bervariasi.
3. Seberapa besar daya efektif ( $N_e$ ) mesin yang berhubungan dengan konsumsi bahan bakar

## **1.3 Batasan Masalah**

Untuk memperjelas ruang lingkup permasalahan dan kalkulasinya. Maka dalam penulisan naskah tugas ahir ini perlu di adakan batasan – batasan masalah yang akan di uraikan, antara lain :

1. Yang dijadikan objek adalah mesin Nisan CWM 330
2. Analisa sistem kerja injection common rail pada mobil nisan CWM 330
3. Putaran mesin yang di uji adalah :
  - a. 600 Rpm
  - b. 1000 Rpm
  - c. 1400 Rpm
  - d. 1800 Rpm
  - e. 2200 Rpm
  - f. 2600 Rpm
4. Jumlah pemakaian bahan bakar dalam hal ini bahan bakar solar tiap satuan waktu, satuan mililiter/detik.
5. Bahan bakar yang di gunakan solar
6. Hasil ahir dari pengujian konsumsi bahan bakar solar yang terpakai akan di buat dalam tabel dan grafik.

## 1.4 Tujuan Penulisan

### 1. Tujuan Umum

- a. Sebagai salah satu syarat kelulusan Program Sarjana ( S1) di Universitas Muhammadiyah Pontianak.
- b. Untuk mengaflikasikan teori –teori serta pemahaman yang di dapat selama mengikuti perkuliahan dan mengaktualisai serta mengaplikasikanya di dalam dunia kerja.

### 2. Tujuan Khusus

- a. Untuk mengetahui prisip kerja dan komponen sistem common rail
- b. Untuk mengetahui laju konsumsi bahan bakar (Fe) dan kebutuhan bahan bakar spesifikasi (Sfc) pada putaran rendah, sedang, dan tinggi
- c. Mengetahui daya efektif (Ne) yang berhubungan dengan konsumsi bahan bakar

## 1.5 Metode Penelitian

Metode yang di gunakan dalam penulisan ini adalah :

- a. Melakukan data dan observasi di lapangan
- b. Melakukan uji coba di workshop PT. META ESTETIKA GRAHA.
- c. Studi literature sebagai pengemangan dan pengetahuan untuk mendukung hasil penelitian dan pengujian.
- d. Menyusun data dari hasil pengujian.
- e. Menyusun laporan dalam bentuk tulisan ilmiah.

## 1.6 Sistematika Penulisan

**BAB 1 :** Merupakan pendahuluan yang menguraikan garis besar tentang latar belakang masalah, pokok permasalahan, batasan masalah, tujuan penulisan dan metode penulisan serta sistematika penulisan.

**BAB II :** Dasar teori tentang motor bakar, motor diesel, prinsip kerja motor diesel, klasifikasi motor diesel, keuntungan dan kerugian motor diesel, prisif kerja common rail, karakteristik sistem common rail, dan dasar perhitungan thermodinamika, sistem.

**BAB III** : Metode penelitian, memuat tentang pengambilan dan hasil pengujian dengan kualitas bahan akar yang di tandai dengan nilai cetane.

**BAB IV** : Analisa dan pemahasan memuat penjelasan umum dari hasil pengujian yang telah di lakukan.

**BAB V** : Kesimpulan dan saran.

## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1. Motor Bakar**

Motor adalah gabungan dari alat-alat yang bergerak yang bila bekerja dapat menimbulkan tenaga/ energi. Sedangkan pengertian motor bakar adalah suatu mesin kalor dimana tenaga/ energi dari hasil pembakaran bahan bakar didalam silinder akan diubah menjadi energi mekanik.

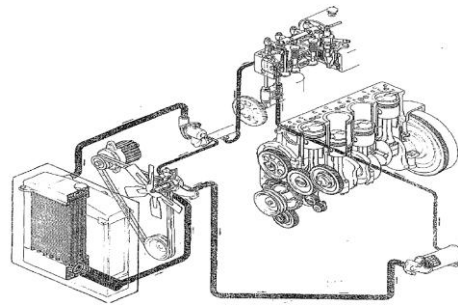
Pada mulanya perkembangan motor bakar ditemukan oleh Nichollus Otto pada tahun 1876 dengan bentuk yang kecil dan tenaga yang dihasilkan besar. Motor bakar dibagi menjadi dua yaitu, motor pembakaran luar (*external combustion engine*) dan motor pembakaran dalam (*internal combustion engine*), sedangkan mesin diesel merupakan motor pembakaran dalam.

Tenaga yang dihasilkan oleh motor berasal dari adanya pembakaran gas didalam ruang bakar. Karena adanya pembakaran gas, maka timbulah panas. Panas ini mengakibatkan gas mengembang atau ekspansi. Pembakaran dan pengembangan gas ini terjadi didalam ruang bakar yang sempit dan tertutup (tidak bocor) dimana bagian atas dan samping kiri kanan dari ruang bakar adalah statis atau tidak bisa bergerak, sedangkan yang dinamis atau bisa bergerak adalah bagian bawah, yakni piston sehingga piston dengan sendirinya akan terdorong kebawah oleh gaya dari gas yang terbakar dan mengembang tadi. Pada saat piston terdorong kebawah ini akan menghasilkan tenaga yang sangat besar dan tenaga inilah yang disebut dengan tenaga motor.

#### **2.2. Motor Diesel**

Motor diesel adalah motor bakar torak yang proses penyalanyaannya bukan menggunakan loncatan bunga api melainkan ketika torak hampir mencapai titik mati atas (TMA) bahan bakar disemprotkan ke dalam ruang bakar melalui nosel sehingga terjadilah pembakaran pada ruang bakar dan udara dalam silinder sudah mencapai temperatur tinggi. Syarat ini dapat terpenuhi apabila perbandingan

kompresi yang digunakan cukup tinggi, yaitu berkisar 16-25. (Arismunandar. W,1988)

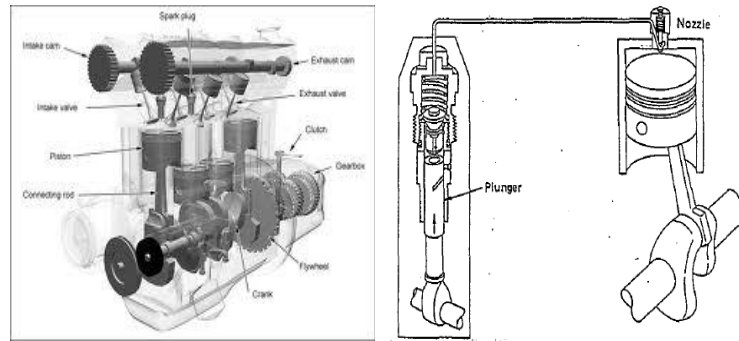


*Gambar 2.1. Motor Diesel*

Motor diesel adalah salah satu dari *internal combustion engine* (motor dengan pembakaran didalam silinder), dimana energi kimia dari bahan bakar langsung diubah menjadi tenaga kerja mekanik. Pembakaran pada motor diesel akan lebih sempurna pada saat unsur karbon (C) dan hidrogen (H) dari bahan bakar diubah menjadi air ( $H_2O$ ) dan karbon dioksida ( $CO_2$ ), sedangkan gas karbon monoksida ( $CO$ ) yang terbentuk lebih sedikit dibanding dengan motor bensin. (Mulyoto Harjosentono, 1981)

### **2.3. Prinsip Kerja Motor Diesel**

Pada motor diesel, solar dibakar untuk memperoleh energi termal. Energi ini selanjutnya digunakan untuk melakukan gerakan mekanik. Prinsip kerja motor diesel secara sederhana dapat dijelaskan sebagai berikut, yaitu solar dari boost pump dihisap masuk ke dalam silinder, udara murni dihisap dan dikompresikan pada  $8^{\circ}$ - $12^{\circ}$  sebelum piston mencapai titik mati atas kemudian bahan bakar dikabutkan maka terjadilah pembakaran. Bila piston bergerak naik turun didalam silinder dan menerima tekanan tinggi akibat pembakaran, maka tenaga pada piston akan mengakibatkan piston terdorong ke bawah. Gerakan naik turun pada torak diubah menjadi gerak putar pada poros engkol oleh connecting rod. Selanjutnya gas-gas sisa pembakaran dibuang dan campuran udara bahan bakar tersedia pada saat-saat yang tepat untuk menjaga agar piston dapat bergerak secara periodik dan melakukan kerja tetap.

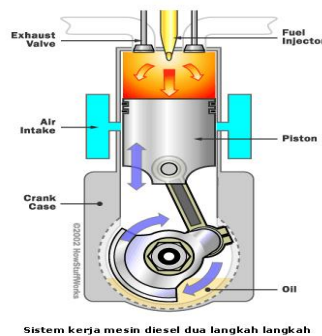


Gambar .2.2 Prinsip Kerja Motor Diesel

#### 2.4. Mesin Diesel 2 Langkah

Mesin diesel dua langkah atau dikenal juga dengan dua tak sangat dipengaruhi oleh proses pertukaran gas di dalam silinder yang disebut juga proses pembilasan (*scavenging*). Proses pembilasan adalah proses pembersihan silinder dari gas buang dan menggantikannya dengan udara pada mesin diesel atau campuran udara dan bahan bakar pada mesin bensin. Mesin dua langkah mempunyai siklus hanya dalam dua gerakan piston (TMB-TMA-TMB) atau dalam satu putaran poros engkol (*crankshaft*). Langkah isap dan langkah buang terjadi pada saat yang hampir bersamaan, yaitu ketika piston berada di sekitar TMB. Proses pemasukan udara atau campuran udara dan bahan bakar segar ke dalam silinder tidak dilakukan oleh gerakan isap piston seperti pada mesin 4 langkah, tetapi bisa melalui mekanisme di ruang engkol atau dengan bantuan *blower* atau *compressor* pada sistem yang terpisah. Selanjutnya gas buang di desak keluar silinder oleh udara atau campuran udara-bahan bakar yang bertekanan. Tentunya sebagian udara atau campuran udara-bahan bakar segar ada yang ikut keluar bersama gas buang, inilah sebabnya mengapa mesin 2 langkah lebih boros dibanding mesin 4 langkah, khususnya untuk mesin bensin. Pada mesin diesel hanya udara saja yang digunakan untuk melakukan pembilasan, sehingga hanya ada kerugian daya pembilasan. Sebaliknya secara teoritis mesin 2 langkah bisa menghasilkan daya dua kali mesin 4 langkah untuk putaran, ukuran, serta kondisi operasi yang sama, karena mesin 2 langkah bekerja dengan siklus dua kali mesin 4 langkah. Berdasarkan hal di atas mesin 2 langkah lebih

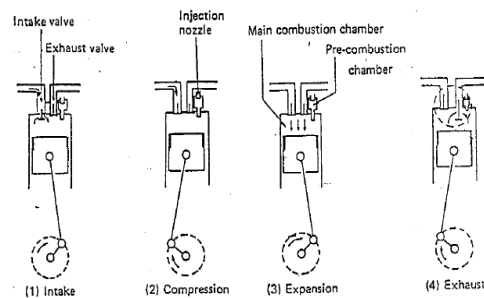
menguntungkan dipakai pada mesin diesel ukuran besar atau pada mesin bensin ukuran kecil.



Gambar 2.3. Sistem Kerja Mesin Diesel 2 Langkah

## 2.5. Prinsip Kerja Motor Diesel 4 Langkah

Siklus 4 langkah pada dasarnya adalah piston melakukan 4 kali langkah dan crankshaft melakukan 2 kali langkah untuk menghasilkan satu kali tenaga atau satu kali pembakaran. Untuk lebih jelasnya, gambar berikut adalah prinsip kerja motor diesel 4 langkah.



Gambar 2.4. Prinsip Kerja motor diesel 4 langkah

### 1. Langkah Hisap

Pada langkah hisap, udara dimasukkan ke dalam silinder. Piston membentuk kevakuman didalam silinder seperti pada mesin bensin, piston bergerak kebawah dari TMA menuju TMB. Terjadinya vakum ini menyebabkan katup hisap terbuka dan memungkinkan udara segar masuk kedalam silinder. Sedangkan katup buang menutup selama melakukan langkah hisap.

### 2. Langkah Kompresi



Pada langkah kompresi, piston bergerak dari TMB menuju TMA. Pada saat ini kedua katup hisap dan buang tertutup. Udara yang dihisap selama langkah hisap kemudian ditekan pada  $8^{\circ}$ - $12^{\circ}$  sebelum piston mencapai titik TMA bahan bakar dikabutkan maka terjadilah pembakaran.

### 3. Langkah Kerja

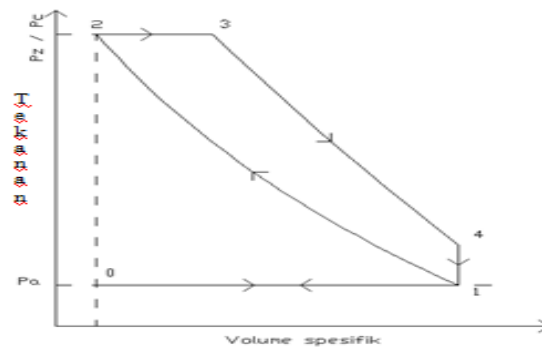
Energi pembakaran mengekspansikan dengan cepat sehingga piston terdorong kebawah. Gaya yang mendorong piston kebawah diteruskan ke connecting rod dan poros engkol dirubah menjadi gerak putar untuk memberi tenaga pada mesin.

### 4. Langkah Buang

Pada saat piston menuju TMB, katup buang terbuka dan gas sisa hasil pembakaran dikeluarkan melalui katup buang pada saat piston bergerak ke atas lagi. Gas akan terbuang habis pada saat piston mencapai TMA.

### 2.6. Diagram P-V Teoritis Motor Diesel 4 Langkah

Pada saat proses kerja motor berlangsung, akan terjadi perubahan tekanan, temperatur dan volume yang ada didalam silinder. Perubahan-perubahan tersebut dapat digambarkan dalam diagram P-V sebagai berikut:



Gambar 2.5. Diagram P-V teoritis motor diesel 4 langkah

Keterangan :

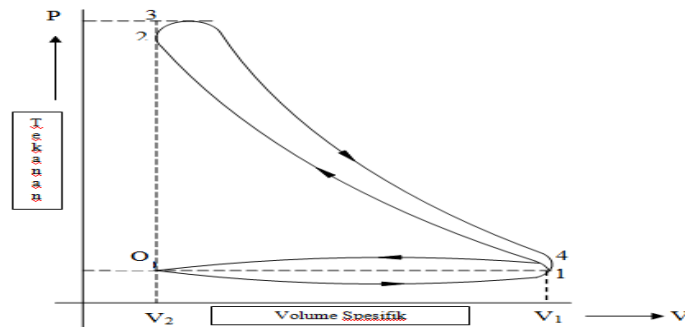
- 0 – 1 = Langkah hisap
- 1 – 2 = Langkah kompresi
- 2 – 3 = Langkah pembakaran
- 3 – 4 = Langkah ekspansi

4 – 1 = Pembuangan pendahuluan

1 – 0 = Langkah buang

## 2.7. Diagram P-V Sebenarnya Motor Diesel 4 Langkah

Proses ini sering disebut dengan proses otto yaitu proses yang sering terjadi dalam motor diesel 4 langkah, dimana proses pembakarannya menggunakan *nozzle* dan proses pembakaran terjadi dengan volume tetap.



Gambar 2.6. Diagram P-V sebenarnya motor diesel 4 langkah

Keterangan :

0 – 1 = Langkah hisap

1 – 2 = Langkah kompresi

2 – 3 = Langkah pembakaran

3 – 4 = Langkah ekspansi

4 – 1 = Pembuangan pendahuluan

1 – 0 = Langkah buang

### 1. Langkah hisap (0-1)

Pada waktu piston bergerak ke kanan, udara masuk ke dalam silinder. Karena piston dalam keadaan bergerak, maka tekanannya turun sehingga lebih kecil daripada tekanan udara luar, begitu juga suhunya. Garis langkah hisap dapat dilihat pada diagram di atas. Penurunan tekanan ini bergantung pada kecepatan aliran. Pada motor yang tidak menggunakan *supercharge* tekanan terletak antara 0,85-0,9 atm terhadap tekanan udara luar.

### 2. Langkah kompresi (1-2)

Dalam proses ini kompresi teoritis berjalan adiabatik.

### **3. Langkah pembakaran (2-3)**

Pembakaran terjadi pada volume tetap sehingga suhu naik.

### **4. Langkah ekspansi (3-4)**

Pada langkah ini terjadi proses adiabatik karena cepatnya gerak torak sehingga dianggap tidak ada panas yang keluar maupun masuk.

### **5. Pembuangan pendahuluan (4-1)**

Terjadi proses isokhorik yaitu panas keluar dari katup pembuangan.

### **6. Langkah pembuangan (1-0)**

Sisa gas pembakaran didesak keluar oleh torak. Karena kecepatan gerak torak, terjadilah kenaikan tekanan sedikit di atas 1 atm.

## **2.8. Klasifikasi Motor Diesel Menurut Prinsip dan Proses Kerjanya**

Cara lain dalam pengklasifikasian motor diesel adalah menurut prinsip atau proses kerjanya. Dengan pengelompokan ini dikenal dua jenis motor diesel yaitu motor diesel empat langkah dan motor diesel dua langkah, namun dalam perkembangannya motor diesel 4 langkah lebih banyak berkembang dan digunakan sebagai penggerak. Sebagaimana namanya, mesin diesel empat langkah mempunyai empat prinsip kerja, yaitu langkah hisap, langkah kompresi, langkah usaha dan langkah buang. Keempat langkah mesin diesel ini bekerja secara bersamaan untuk menghasilkan sebuah tenaga yang menggerakkan komponen lainnya. Pada motor diesel 4 langkah, katup masuk dan buang digunakan untuk mengontrol proses pemasukan dan pembuangan gas dengan membuka dan menutup saluran masuk dan buang. Pemakaian bahan bakar lebih hemat, diikuti dengan tingkat polusi gas buang yang relatif rendah, semuanya itu dihasilkan oleh motor diesel secara signifikan. Seperti halnya motor bensin maka ada motor diesel 4 langkah dan 2 langkah. Dalam aplikasinya pada sektor otomotif atau kendaraan kebanyakan dipakai motor diesel 4 langkah.

## 2.9. Klasifikasi Motor Diesel Menurut Posisi Silindernya

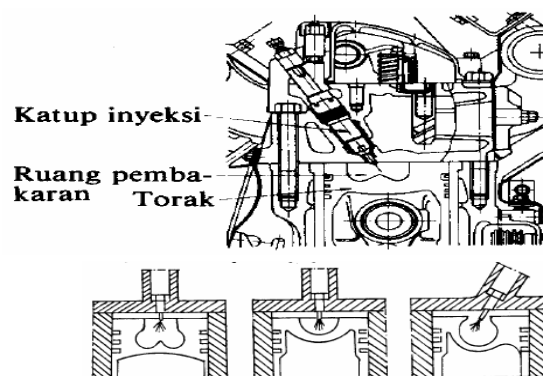
Cara pengaturan silinder motor juga sering digunakan untuk mengklasifikasikan motor diesel. Yang paling populer adalah motor diesel tegak atau vertikal, dimana silinder motor diatur dalam satu baris silinder motor. Jenis lain adalah dimana silinder motor dibuat baris yang berseberangan bertolak belakang. Pada motor ini mungkin semua silinder motor dibuat pada satu sisi poros engkol. Dengan jumlah silinder yang sama pada masing-masing sisi dikenal motor datar bersilinder bertolak belakang atau pun motor bersilinder V. Motor diesel dengan pengaturan baris membentuk V perlu dijelaskan besarnya sudut V untuk baris silinder yang bervariasi seperti : 45, 50, 55, 60 atau 90 derajat. Sudut V bergantung kepada jumlah silinder dan desain poros engkol.

## 2.10. Klasifikasi Motor Diesel Menurut Ruang Bakar

Pada umumnya ada 2 macam ruang bakar motor diesel yaitu: ruang bakar injeksi langsung (*direct injection combustion chamber*) dan ruang bakar tidak langsung (*in-direct injection combustion chamber*).

### 1. Ruang bakar injeksi langsung (*direct injection combustion chamber*)

Jenis ruang bakar injeksi langsung adalah mesin yang lebih efisien dan lebih ekonomis dari pada mesin yang menggunakan ruang bakar tidak langsung (*pre-chamber*), oleh karena itu mesin diesel injeksi langsung lebih banyak digunakan untuk kendaraan komersial dan truk, selain dari itu dapat menghasilkan suara dengan tingkat kebisingan yang lebih rendah.



Gambar 2.7. Ruang bakar tipe langsung (*direct injection type*)

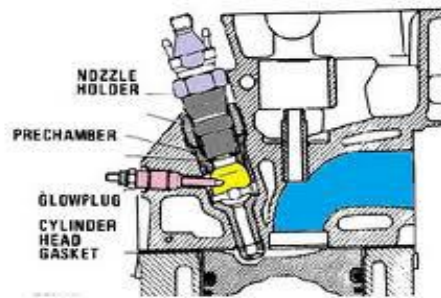
Injection nozzle menyemprotkan bahan bakar langsung ke ruang bakar utama (*main combustion*) yang terdapat diantara silinder head dan piston. Ruang yang ada pada bagian atas piston merupakan salah satu bentuk yang dirancang untuk meningkatkan efisiensi pembakaran.

## 2. Ruang bakar tidak langsung (*in-direct injection combustion chamber*)

Pada ruang bakar injeksi tidak langsung tampak bahwa bahan bakar diinjeksikan oleh pengabut (*nozzle*) tidak secara langsung pada ruang bakar utama (*combustion chamber*), namun diinjeksikan dalam ruang pembakaran awal (*pre-chamber*). Dalam pemakaiannya ruang pembakaran awal ini terdapat beberapa jenis diantaranya adalah

### a. Ruang bakar kamar depan

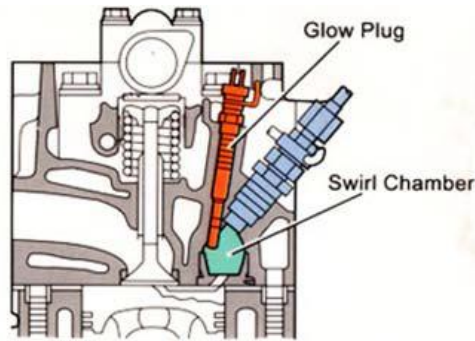
Bahan bakar disemprotkan oleh injection nozzle ke kamar depan (*precombustion-chamber*). Sebagian akan terbakar ditempat dan sisa bahan bakar yang tidak terbakar ditekan melalui saluran kecil antara ruang bakar kamar depan dan ruang bakar kamar utama dan selanjutnya terurai menjadi partikel yang halus dan terbakar habis diruang bakar utama (*main combustion*).



Gambar 2.8. Ruang bakar kamar depan

### b. Ruang bakar kamar pusar (*swirl chamber*)

Kamar pusar (*swirl chamber*) mempunyai banyak bentuk spherical. Terlihat pada gambar berikut dimana udara yang dikompresikan oleh piston memasuki kamar pusar dan membentuk aliran turbulen ditempat bahan bakar yang diinjeksikan. Tetapi sebagian bahan bakar yang belum terbakar akan mengalir ke ruang bakar utama melalui saluran transfer untuk menyelesaikan pembakaran.



Gambar 2.9. Ruang bakar kamar pusar (*swirl chamber*)

### 2.11. Keuntungan Motor Diesel

1. Mesin diesel mempunyai efisiensi panas yang lebih besar, sehingga kebutuhan bahan bakarnya lebih ekonomis.
2. Mesin diesel lebih tahan lama dan tidak memerlukan *electric igniter*, sehingga kemungkinan kesulitan dalam perawatannya lebih kecil.
3. Momen pada mesin diesel tidak berubah pada jenjang kecepatan yang berubah-ubah, sehingga lebih fleksibel dan mudah dioperasikan.
4. Pada mesin diesel rasio tekanan bahan bakar tidak dibatasi, karena yang dikompresikan hanyalah udara.
5. Semakin tinggi kompresi mesin diesel maka akan semakin besar tenaga yang dihasilkan dan sistem kerjanya semakin efisien.
6. Bahaya kebakaran lebih rendah, karena titik nyala (*flashing point*) bahan bakar relatif lebih tinggi.

### 2.12. Kerugian Motor Diesel

1. Tekanan pembakaran maksimum hampir dua kali dari mesin bensin sehingga motor diesel menghasilkan suara dan getaran yang lebih besar.
2. Tekanan pembakaran pada mesin diesel sangat tinggi sehingga membutuhkan konstruksi dari bahan yang sangat kuat, jadi jika dibandingkan dengan motor bensin dengan daya yang sama motor diesel lebih mahal harganya.
3. Pada mesin diesel memerlukan sistem injeksi bahan bakar yang sangat presisi.
4. Karena mempunyai perbandingan kompresi yang sangat tinggi dan menghasilkan gaya yang lebih besar, maka motor diesel memerlukan alat pemutar seperti motor starter dan baterai yang berkapasitas besar.
5. Untuk akselerasi mesin diesel lebih lambat.

### **2.13. Perubahan Lingkungan Yang Meliputi Mesin Diesel**

Di seluruh dunia, ada kebutuhan yang mendesak untuk meningkatkan nilai ekonomis bahan bakar dengan tujuan untuk mencegah terjadinya pemanasan global dan menurunkan emisi gas buang yang mempengaruhi kesehatan manusia. Kendaraan bermesin diesel mendapat sambutan yang amat baik di Eropa karena nilai ekonomis bahan bakarnya yang baik. Tetapi sebaliknya, “*Nitrogen Oxides (Nox)*” dan *Particulate Matter (PM)*” yang terkandung di dalam gas buangnya harus diturunkan untuk memenuhi regulasi emisi gas buang, dan secara aktif teknologi dikembangkan untuk meningkatkan nilai ekonomis bahan bakar serta menurunkan emisi gas buang.

#### **1. Yang Dituntut dari Kendaraan Diesel**

- a. Penurunan emisi gas buang (*Nox*, *PM*, *Carbon Monoxide (CO)*, *Hydrokarbon (HC)* dan asap.
- b. Peningkatan nilai ekonomis bahan bakar.
- c. Penurunan bising (*noise*) suara mesin.
- d. Peningkatan daya keluaran dan performansi berkendara.

#### **2. Peralihan Regulasi Gas Buang (Contoh pada Regulasi Kendaraan Besar Bermesin Diesel)**

Regulasi EURO IV akan berlaku di Eropa mulai 2005, dan regulasi 2004 MY mulai berlaku di Amerika Utara mulai 2004. Lebih jauh lagi, regulasi EURO V akan berlaku di Eropa mulai 2006, dan regulasi 2007 MY akan berlaku di Amerika Utara mulai 2007. Melalui pengaturan-pengaturan ini, emisi PM dan Nox dikurangi secara bertahap.

### **2.14. Sistem Injection Bahan Bakar Yang Di Ingginkan**

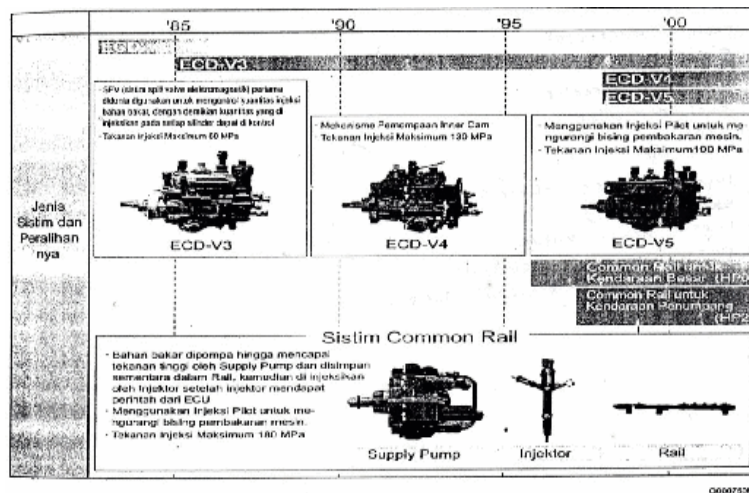
Untuk dapat memenuhi berbagai hal yang diterapkan dari kendaraan bermesin diesel, sistem injeksi bahan bakar minyak (BBM) (termasuk pompa injeksi dan nozzle) memainkan peranan yang penting karena secara langsung mempengaruhi performansi mesin dan kendaraan. Hal-hal yang diharapkan antara lain:

- a. Tekanan injeksi yang lebih tinggi
- b. Rate injeksi yang optimal
- c. Kontrol timing injeksi yang lebih presisi, dan
- d. Kontrol kuantitas injeksi yang lebih presisi.

**2.15. Macam Sistem ECD (*Elektronik Controlled Diesel*) Dan Transisinya**

- a. Yang termasuk sistem ECD adalah ECD Seri V (V3, V4, dan V5) dimana kontrol elektronik diterapkan pada pompa jenis distributor (Pompa jenis VE), dan sistem common rail yang terdiri dari supply pump, rail, dan injektor.
- b. ECD –V3 dan V5 adalah untuk jenis kendaraan penumpang dan RV
- c. ECD-V4 dapat digunakan pada truk kecil, sistem common rail untuk truk, dan dan sistem common rail untuk jenis kendaraan penumpang dan RV.

1. Sebagai tambahan, terdapat sistem common rail generasi ke-2 untuk penggunaan pada kendaraan besar dan kendaraan penumpang. Gambar berikut menunjukkan karakteristik sistem-sistem ini.
2. Sebagai tambahan, terdapat sistem common rail generasi ke-2 untuk penggunaan pada kendaraan besar dan kendaraan penumpang. Gambar berikut menunjukkan karakteristik sistem-sistem ini.



Gambar 2.10. Karakteristik Sistem ECD



## **2.16. Karakteristik Sistem Common Rail**

1. Sistem common rail menggunakan ruang penimbunan yang disebut sebagai Rail untuk menyimpan BBM yang telah ditekan sehingga bertekanan tinggi, serta injector-injector yang memiliki katup solenoid (*solenoid valves*) yang dikontrol secara elektronis untuk menginjeksikan BBM dan Rail ke dalam silinder-silinder mesin.
2. Karena sistem injeksi (termasuk tekanan injeksi, rate injeksi, serta timing injeksi) dikontrol oleh ECU mesin maka sistem ini bersifat independen dan tak dipengaruhi oleh kecepatan dan beban mesin.
3. ECU mesin dapat mengontrol kuantitas dan timing injeksi dengan tingkat presisi yang tinggi, bahkan multi injeksi (penginjeksian BBM beberapa kali dalam satu langkah injeksi) dimungkinkan.
4. Hal ini menjamin tekanan injeksi yang stabil setiap saat, meskipun kecepatan mesin rendah, dan secara dramatis menurunkan emisi asap hitam yang umumnya dihasilkan oleh mesin diesel saat start dan akselerasi. Sebagai hasilnya, emisi gas buang yang dihasilkan lebih bersih dan sedikit serta daya output yang lebih besar.

## **2.17. Keistimewaan Kontrol Injeksi**

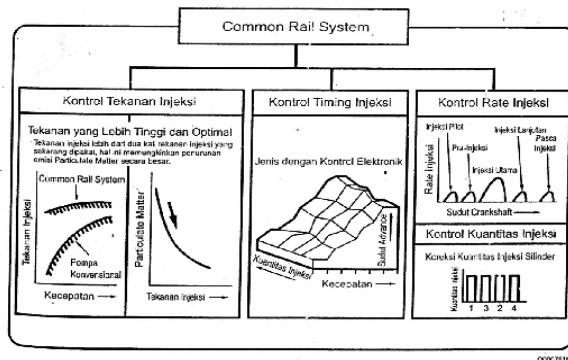
1. Kontrol Tekanan Injeksi
  - a. Memungkinkan injeksi tekanan tinggi pada kecepatan mesin yang rendah.
  - b. Kontrol yang optimal untuk meminimalkan emisi PM dan Nox.

2. Kontrol Timing Injeksi

Memungkinkan kontrol penyetelan yang halus dan optimal yang sesuai dengan kondisi pengendalian.

3. Kontrol Rate Injeksi

Kontrol Injeksi Pilot menginjeksikan sejumlah kecil BBM sebelum injeksi utama dilakukan.

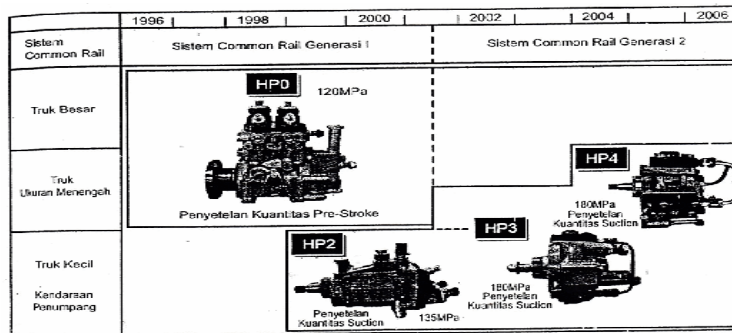


Gambar 2.11. Keistimewaan Kontrol Injeksi

## 2.18. Transisi Sistem Common Rail Dan Suplay Pump

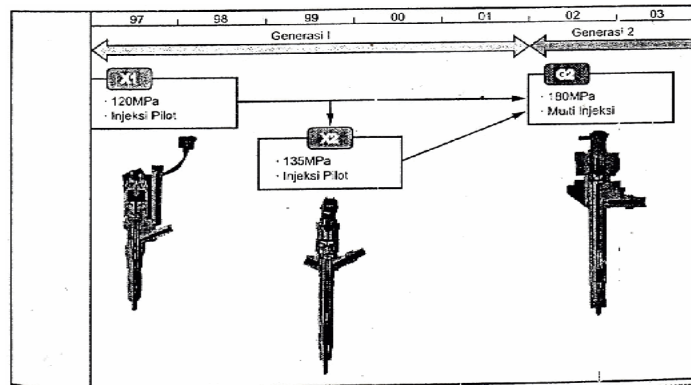
Pada tahun 1995, Sistem Common Rail pertama di dunia untuk truk diperkenalkan. Tahun 1999, sistem common rail untuk kendaraan penumpang (supply pump tipe HP2) diperkenalkan, dan tahun 2001, sistem common rail dengan supply pum tipe HP3 (lebih ringan dan kompak) diperkenalkan. Tahun 2004, diperkenalkan tipe HP4 yang bersilinder 3 yang merupakan pengembangan dari tipe HP3.

### Tipe Suplay Pump dan Transisinya



Gambar 2.12. Tipe Supply Pump dan Transisinya

## 1. Transisi Injector



Gambar 2.13. Transisi Injektor

### a. Konfigurasi Sistem Common Rail

Sistem control Common Rail secara garis besar dapat dibagi menjadi 4 bagian, yaitu sensor, ECU mesin, EDU mesin, dan actuator.

#### 1. Sensor

Mendeteksi kondisi mesin dan pompa.

#### 2. ECU Mesin

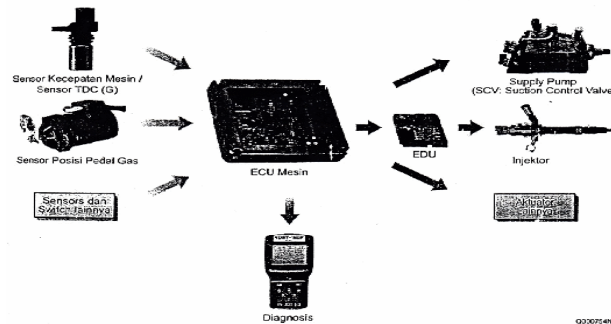
Menerima sinyal-sinyal sensor, menghitung kuantitas dan timing injeksi yang sesuai untuk menghasilkan kerja mesin yang optimal dan mengirimkan sinyal-sinyal yang sesuai ke actuator-aktuator.

#### 3. EDU

Memungkinkan injector-injektor diaktuator dengan kecepatan tinggi. Ada juga tipe ECU yang memiliki rangkaian charging di dalamnya yang berperan sebagai EDU, dalam hal ini tidak diperlukan lagi EDU.

#### 4. Aktuator

Bekerja sesuai sinyal yang diterimanya dari ECU untuk menghasilkan kuantitas dan timing injeksi yang optimal.



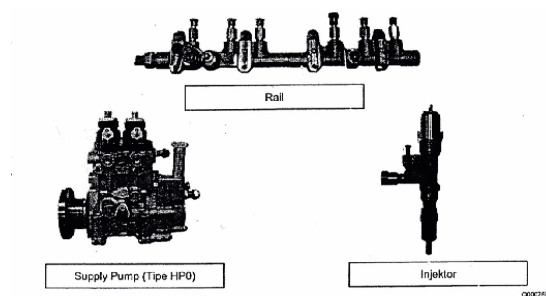
Gambar 2.14. Konfigurasi Sistem Common Rail

### 2.19. Garis Besar Sistem Common Rail

Komponen utama Sistem Common Rail adalah supply pump, rail, dan injektor. Ada beberapa tipe berdasarkan tipe supply pump yang digunakan.

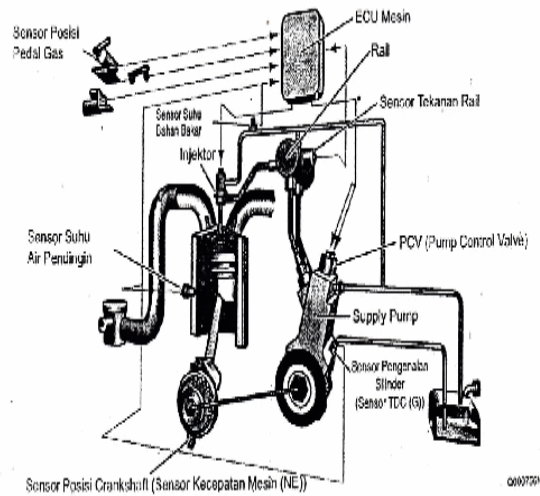
#### 1. Tipe HP0

Sistem ini merupakan sistem common rail pertama yang dikomersialkan oleh DENSO. Tipe ini menggunakan supply pump tipe HP0 dan digunakan pada truk besar dan bus besar.



Gambar 2.15. Tipe HP0

Konfigurasi dari Komponen-komponen Utama (contoh HP0).

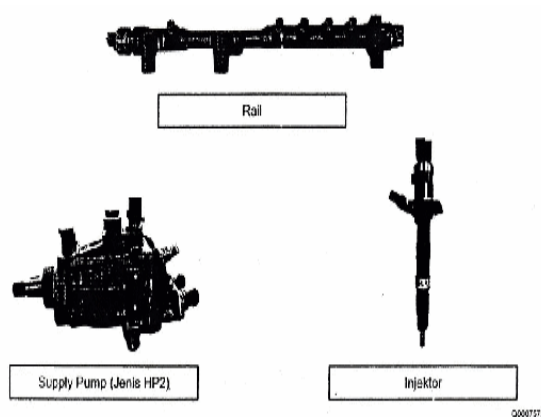


Gambar 2.16. Konfigurasi Tipe HP0

## 2 Tipe HP2

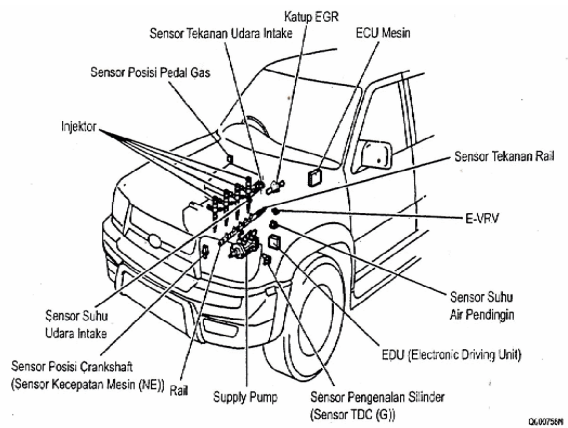
Sistem ini menggunakan supply pump tipe HP2 yang lebih ringan serta lebih kompak dan merupakan sistem common rail yang digunakan untuk kendaraan penumpang dan RV.

### a. Tampak Luar dari Komponen Utama Sistem.



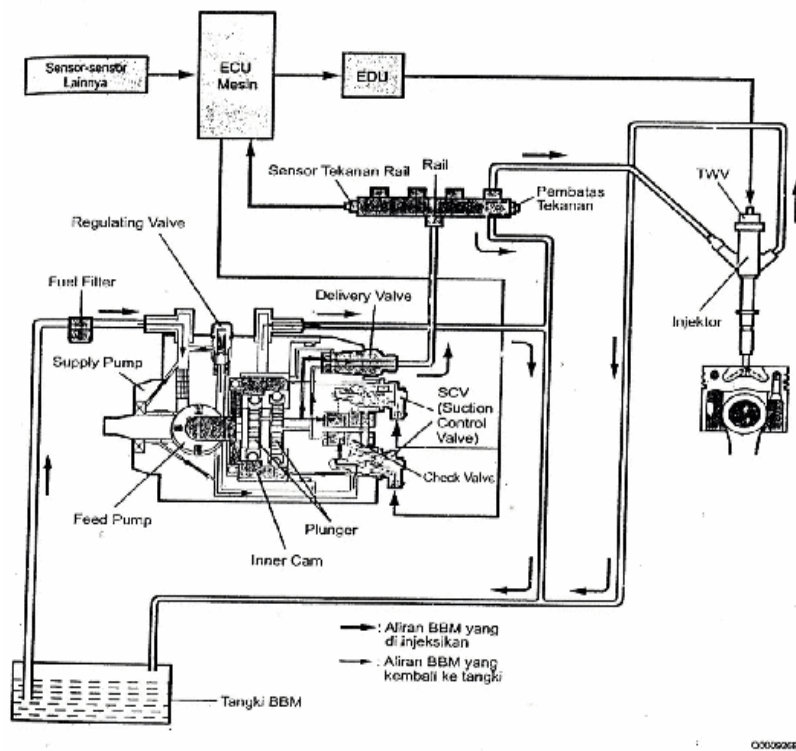
Gambar 2.17. Tipe HP2

### b. Diagram Pemasangan untuk Komponen-komponen Utama dari Sistem.



Gambar 2.18. Diagram Pemasangan Komponen-komponen Utama Sistem HP0

c. Sistem BBM secara Keseluruhan Tipe HP0.



Gambar 2.19 sistem BBM secara keseluruhan

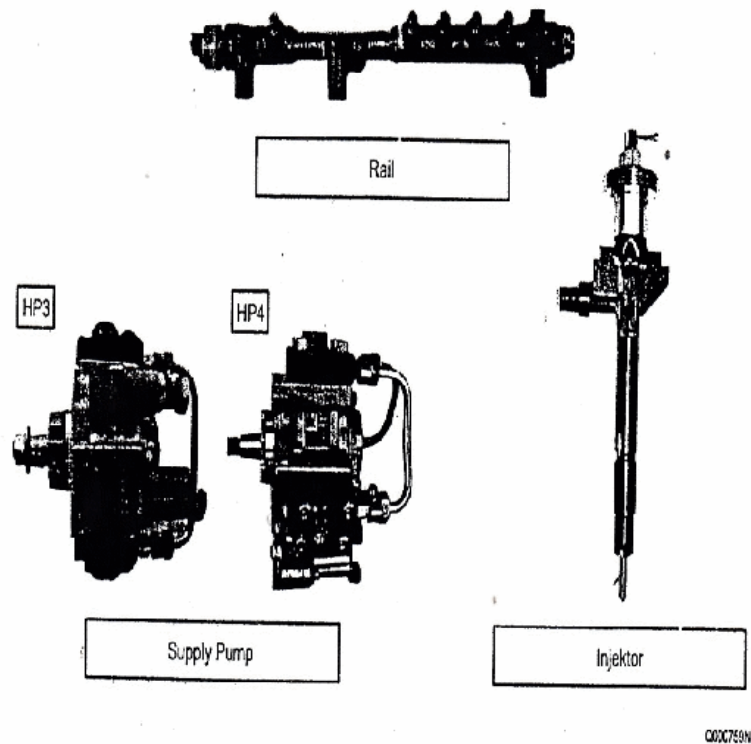
### 3. Tipe HP3

Sistem ini menggunakan supply pump tipe HP3 yang kompak, ringan, dan menghasilkan tekanan yang lebih tinggi. Sistem ini banyak digunakan pada kendaraan penumpang dan truk-truk kecil.

#### a. Tipe HP4

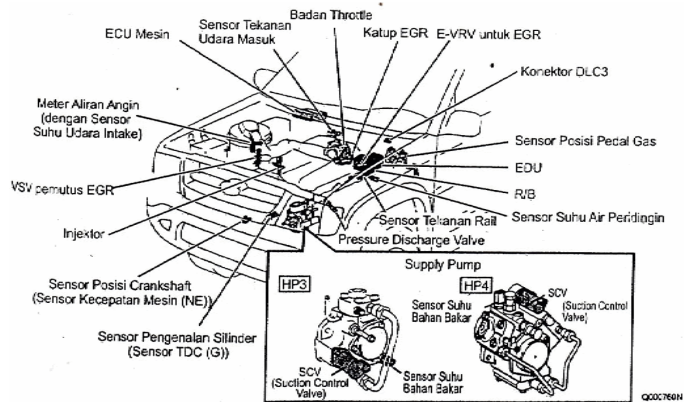
Pada dasarnya sistem ini sama dengan supply pump tipe HP3, tetapi menggunakan supply pump tipe HP4 yang kuantitas pemompaannya lebih besar sehingga mampu menangani mesin-mesin yang lebih besar. Sistem ini umumnya terpasang pada truk-truk ukuran menengah.

#### 1. Tampak Luar dari Komponen Utama Sistem.



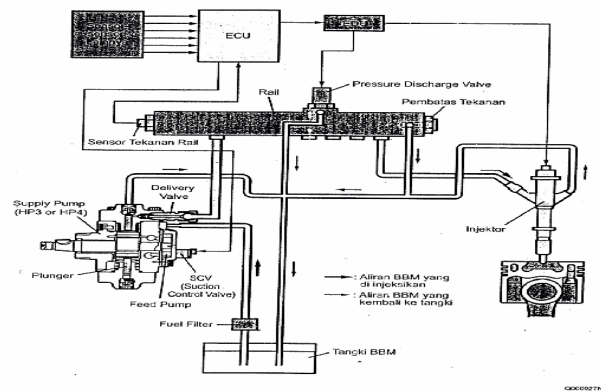
Gambar 2.20. Tipe HP3 dan Hp4

2. Diagram Pemasangan untuk Komponen-komponen Utama dari Sistem.



Gambar 2.21. Komponen-komponen Utama Sistem HP3 dan HP4

3. Sistem BBM secara Keseluruhan.



Gambar 2.22. Sistem BBM Hp3 dan HP4 Secara Keseluruhan

2.20. Suplay Pump

1. Tipe HP0

1. Konstruksi dan Karakteristik

- a. Supply pump tipe HP0 pada dasarnya terdiri dari sistem pemompaan konvensional seperti pada pompa tipe in-line (dua silinder), dilengkapi dengan PVC (Pump Control Valve) untuk mengontrol kuantitas bahan bakar yang dipompakan, sensor Pengenalan Silinder (sensor TDC (G)), serta feed pump.

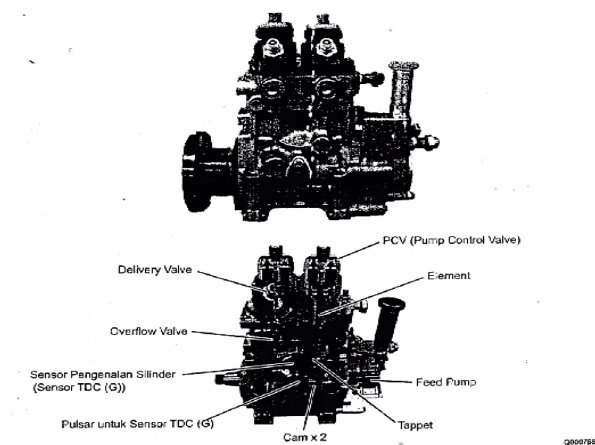


Jumlah silinder mesin yang dapat didukung olehnya ditentukan oleh jumlah puncak pada cam. Supply pump ini berputar pada kecepatan setengah dari kecepatan mesin. Hubungan antara jumlah silinder mesin dan pemompaan supply pump ditunjukkan dalam table

Tabel 2.1. Hubungan Antara Jumlah Silinder Mesin dan Pemompaan Supply Pump

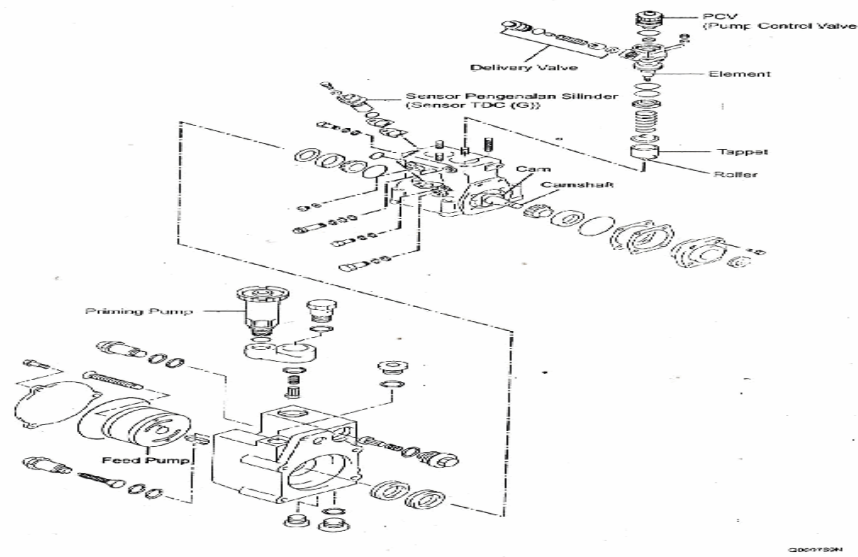
Jumlah Silinder Mesin	Rasio Kecepatan (Pompa : Mesin)	Supply Pump		Jumlah Putaran Pemompaan untuk 1 siklus mesin (2 putaran)
		Jumlah silinder	Puncak Cam	
4 Silinder	1 : 2	2	2	4
6 Silinder			3	6
8 Silinder			4	8

Jadi dengan hanya menambahkan jumlah puncak cam untuk menangani silinder-silinder mesin, diperoleh unit pompa 2 silinder yang kompak. Lebih jauh lagi karena pompa ini memiliki langkah pemompaan yang sama dengan jumlah injector, maka tekanan rail menjadi lebih stabil dan perubahannya halus.



Gambar 2.23. Supply Pump

## 1. Gambar Terurai



Gambar 2.24. Komponen Supply Pump

### 2.2. Tabel Fungsi-fungsi Part Komponen Supply Pump.

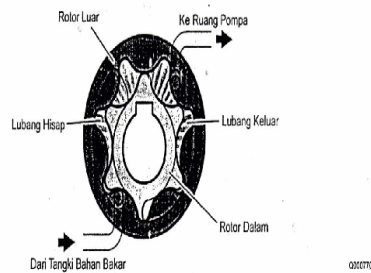
Part Komponen	Fungsi
Feed Pump	Mengambil BBM dari tangki dan mengirimkan ke mekanisme pemompaan
Overflow Valve	Meregulasi tekanan BBM pada Suplay Pump
PCV ( Pump Control Valve )	Mengontrol kuantitas BBM yang di kirimkan ke rail
Mekani Camp Pemompaan	Pengerak tappet
Tappet	Meneruskan gerakan naik turun ke pluger
Pluger	Bergerak naik turun untuk menghisap dan menekan BBM
Dileveri Valve	Menghalangi aliran balik dari BBM yang di pompakan ke rail
Sensor Pengenalan Silinder ( Sensor TDC (G) )	Mengidentifikasi silinder mesin

## 20.2. Feed Pump

Feed pump, yang terintegrasi dalam supply pump, berfungsi untuk menghisap BBM dari tangki BBM melalui fuel filter dan mengirimkannya ke ruang pompa. Ada dua macam feed pump, yaitu tipe trochold dan tipe baling-baling (vane).

### 1. Tipe Trochold

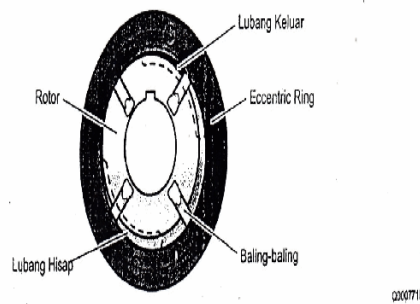
Camshaft menggerakkan rotor bagian dalam/luar dari feed pump sehingga keduanya berputar. Dengan adanya pembukaan volume ruang yang dihasilkan oleh perputaran rotor bagian dalam/luar tersebut, feed pump menarik BBM dari tangki melalui lubang hisap (suction port) dan memompa BBm tersebut ke ruang pompa melalui lubang keluar (discharge port).



Gambar 2.25. Tipe Trochold

### 2. Tipe Baling-baling (Vane)

Camshaft menggerakkan rotor feed pump sehingga baling-balingnya (vane) bergeser sepanjang keliling bagian dalam dari eccentric ring. Perputaran rotor ini, dengan adanya baling-baling mengakibatkan BBM dari tangki tertarik ke dalam feed pump dan kemudian didorong ke SCV dan mekanisme pemompaan.



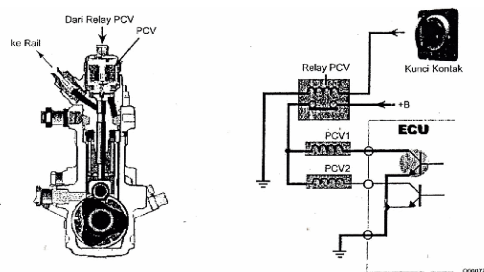
Gambar 2.26. Tipe baling-baling (Vane)

### 20.3. PCV (Pump Control Valve)

PCV (Pump Control Valve) berfungsi untuk mengatur kuantitas BBM yang dipompa keluar oleh supply pump agar tekanan BBM dalam rail teregulasi. Kuantitas BBM yang dipompakan oleh supply pump ke rail ditentukan oleh timing dimana PCV mendapatkan arus listrik.

### 20.4. Sirkuit Aktuasi

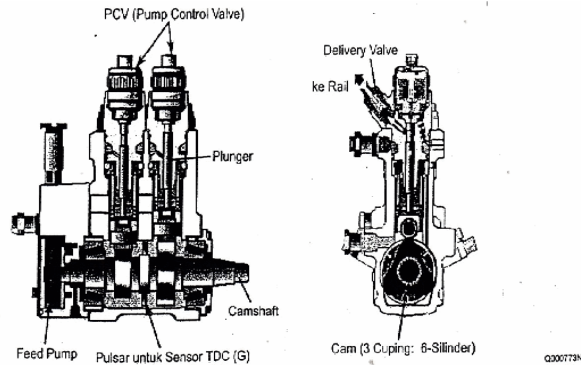
Diagram berikut ini merupakan sirkuit aktuasi PCV. Kunci kontak menghidupkan atau mematikan relay PCV yang menyalurkan arus ke PCV. ECU mengontrol kondisi On/OFF PCV. Berdasarkan sinyal dari sensor-sensor, ECU menentukan target kuantitas BBM yang harus dipompakan untuk mendapatkan tekanan rail yang optimum dan mengontrol timing ON/OFF PCV agar target ini dapat dicapai.



Gambar 2.27. Sirkuit Aktuasi

## 20.5. Mekanisme Pemompaan

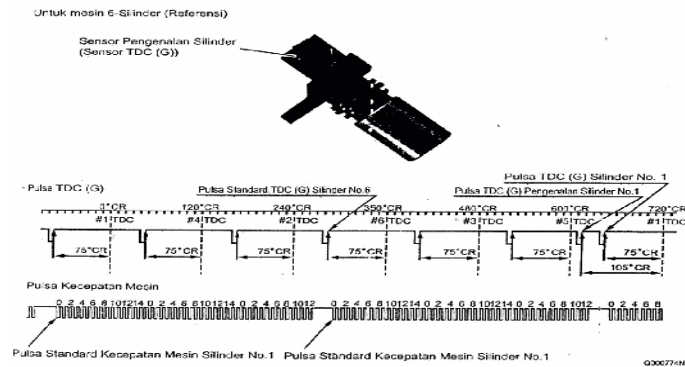
Camshaft digerakkan oleh mesin, dan melalui tappet, cam ini menggerakkan plunger untuk memompa BBM yang dikirim oleh feed pump. PCV mengontrol kuantitas keluaran. BBM dipompa dari feed pump ke silinder mekanisme pemompaan, lalu kemudian ke delivery valve.



Gambar 2.28. Mekanisme Pemompaan

## 20.6. Sensor Pengenalan Silinder (Sensor TDC (G))

Sensor Pengenalan Silinder (cylinder recognition sensor – sensor TDC (G)) menggunakan tegangan listrik bolak-balik yang dibangkitkan oleh perubahan garis gaya magnet yang melintasi koilnya dan mengirimkan tegangan ini ke ECU. Hal ini sama dengan sensor kecepatan mesin (sensor NE) yang terpasang pada mesin. Sebuah piringan seperti roda gigi (pulsar) yang terpasang di pusat camshaft supply pump memiliki coakan-coakan yang ditempatkan pada interval  $120^\circ$  ditambah sebuah coakan extra. Dengan demikian, setiap dua kali putaran mesin (mesin 6 silinder), piringan ini menghasilkan tujuh buah pulsa. Melalui kombinasi pulsa-pulsa yang dihasilkan oleh sensor kecepatan mesin, pulsa yang dihasilkan setelah coakan extra, dikenali sebagai pulsa Silinder No.1.



Gambar 2.29. Sensor Pengenalan Silinder

## 20.7. Cara Kerja Supply Pump

- a. Aliran BBM secara keseluruhan pada Supply Pump

BBM ditarik dari tangki BBM oleh feed pump dan dikirimkan ke mekanisme pemompaan lewat PCV. PCV mengatur kuantitas BBM yang akan dipompakan oleh mekanisme pemompaan untuk mencapai kuantitas keluaran yang diperlukan, lalu, dari mekanisme pemompaan, BBM dipompakan ke rail melalui delivery valve.

- b. Kontrol Kuantitas Keluaran BBM

BBM yang dikirimkan oleh feed pump kemudian dipompa oleh plunger. Untuk mengatur tekanan pada rail, PCV mengatur kuantitas keluaran. Cara kerjanya adalah sebagai berikut.

## 20.8. Kerja PCV dan Plunger pada Setiap Langkah

- a. Langkah Intake (A)

Pada langkah turun plunger, PCV terbuka dan BBM bertekanan rendah dihisap ke dalam ruang plunger melalui PCV.

b. Pre-Stroke (B)

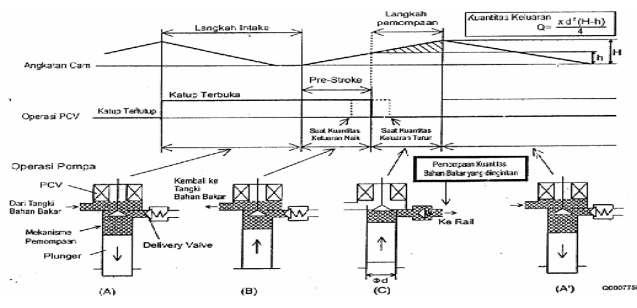
Meskipun plunger dalam langkah naik, PCV akan tetap terbuka selama tidak mendapat daya listrik. Selama masa ini, BBM yang dihisap tadi akan kembali keluar lagi melalui PCV tanpa mendapatkan tekanan. Ini disebut sebagai Pre-Stroke.

c. Pumping Stroke (C)

Pada saat yang tepat untuk memenuhi kuantitas keluaran yang diperlukan, daya diberikan untuk menutup PCV, sehingga jalur balik BBM tertutup dan tekanan dalam ruang plunger naik. Akibat BBM terpompa ke rail melalui delivery valve (yang merupakan katup satu arah). Dengan demikian, masa dimana plunger bergerak naik setelah PCV tertutup sebanding dengan kuantitas keluaran dan dengan mengubah-ubah saat dimana PCV tertutup (akhir dari masa pre-stroke), kuantitas keluaran dapat diatur untuk mengatur tekanan rail.

d. Langkah Intake (A)

Saat Cam melampaui angkatan maksimumnya, plunger kembali melakukan langkah turun dan tekanan dalam ruang plunger turun. Pada saat ini, delivery valve menutup dan pemompaan BBM terhenti. PCV tidak mendapat daya sehingga terbuka dan BB tekanan rendah akan kembali terhisap ke dalam ruang plunger. Sistem kembali ke keadaan A.

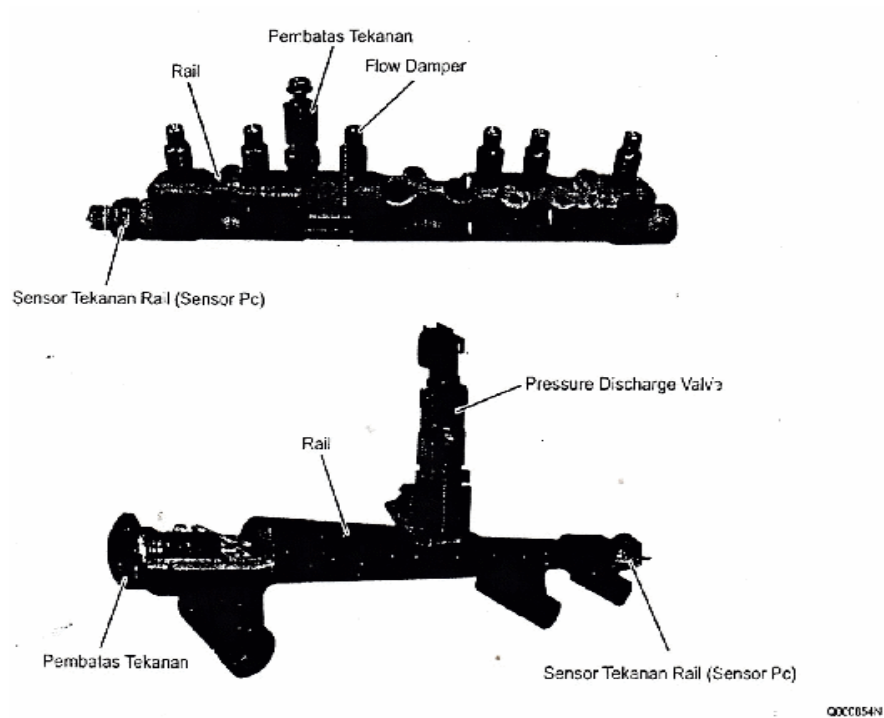


Gambar 2.30. Langkah Intak

## 2.21. RAIL

### 21.1.Fungsi dan Komposisi Rail

1. Fungsi rail adalah untuk mendistribusikan BBM bertekanan tinggi (yang ditekan oleh supply pump) ke setiap silinder.
2. Bentuk rail bervariasi tergantung pada model dan part komponen yang
3. Part komponennya antara lain: Sensor Tekanan Rail (Rail Pressure Sensor – Pc Sensor), Pembatas Tekanan (Pressure Limiter) dan pada beberapa model terdapat Flow Damper dan Pressure Discharge Valve.



Gambar 2.31. Rail



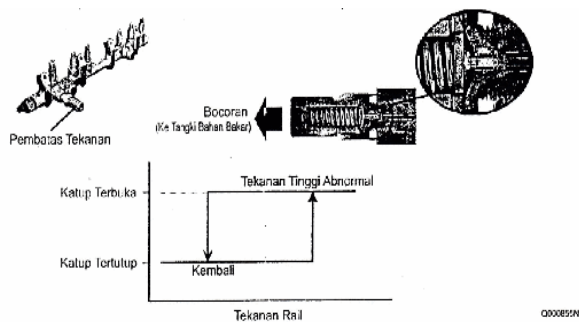
**Tabel 2. 3. Konstruksi dan Cara Kerja Part Komponen.**

Part Komponen	Fungsi
Rail	Menyimpan BBM bertekanan telah di pompa oleh supplay dan m endistribusikan BBM tersebut ke setiap injector silinder
Pembatas tekanan ( <i>Pressure Limiter</i> )	Katup akan membuka untuk melepaskan tekanan jika tinggi tekanan dalam rail mencapai nilai abnormal
Sensor Tekanan Rail ( Sensor Fc )	Mendeteksi tekanan dalam rail
Flow Damper	Mengurangi denyutan BBM dalam mengalir keluar secara berlebihan , Maka damper akan menutup saluran BBM . Kebanyakan digunakan pada mesin kendaraan besar
<i>Pressure Discharger Valve</i>	Mengontrol tekanan BBM dalam rail. Kebanyakan di gunakan pada kendaraan penumpang

**A. Pembatas Tekanan**

Pembatas Tekanan akan terbuka untuk melepas tekanan dalam rail jika terjadi kondisi dimana tekanan yang timbul dalam rail menjadi tinggi sekali (abnormal). Katupnya akan kembali tertutup setelah tekanan dalam rail turun ke level tertentu. BBM yang dilepaskan oleh pembatas tekanan akan kembali ke tangki BBM.

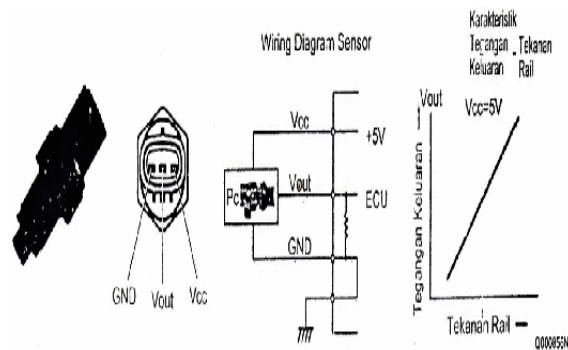
Tekanan kerja untuk pembatas tekanan bergantung pada model kendaraan, yaitu berkisar antara 140MPa-230MPa untuk tekanan pembukanya. Sedang tekanan penutupnya berkisar antara 30-50MPa.



**Gambar 2.32. Mekanisme Rail**

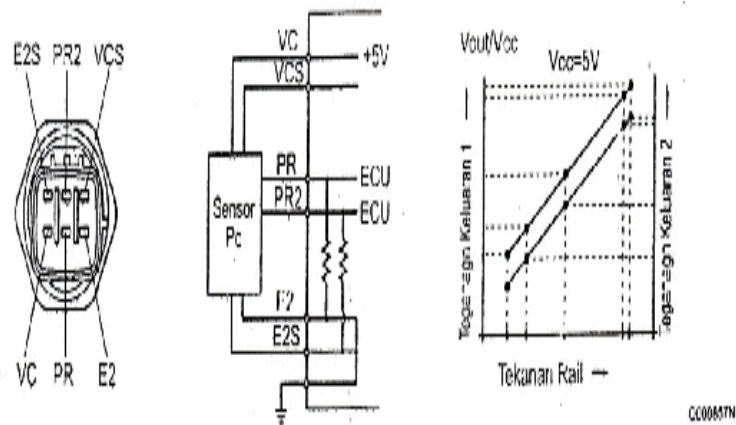
B. Sensor Tekanan Rail (Sensor Pc)

Sensor tekanan rail (sensor Pc) terpasang pada rail. Berfungsi untuk mendeteksi tekanan BBM dalam rail dan mengirimkan sinyal ke ECU mesin. Sensor ini merupakan sensor semi konduktor yang memanfaatkan efek piezo-electric dimana resistansi listrik pada sebuah elemen (keping) silicon akan berubah jika elemen tersebut diberi tekanan.



Gambar 2.33. Sensor Tekanan Rail (Sensor Pc)

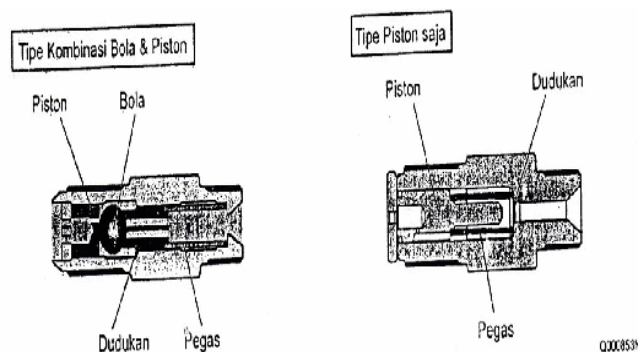
Terdapat pula Sensor Tekanan Rail yang memiliki sistem ganda agar terdapat cadangan jika terjadi kerusakan pada salah satunya. Tegangan keluaran masing-masing sistem (pada sistem ganda) berbeda level.



Gambar 2.34. Sensor Tekanan Rail Sistem Ganda

### C. Flow Damper

Flow Damper berfungsi untuk mengurangi denyutan tekanan pada pipa tekanan tinggi dan mengirimkan BBM ke injector dengan tekanan yang stabil. Flow damper juga berfungsi untuk mencegah pengeluaran BBM secara tidak normal dengan cara menutup saluran keluar BBM saat terjadi pengeluaran yang berlebihan, misalnya akibat kebocoran pada pipa injeksi atau injector. Ada flow damper yang merupakan kombinasi piston dan bola, ada yang hanya memiliki piston saja.



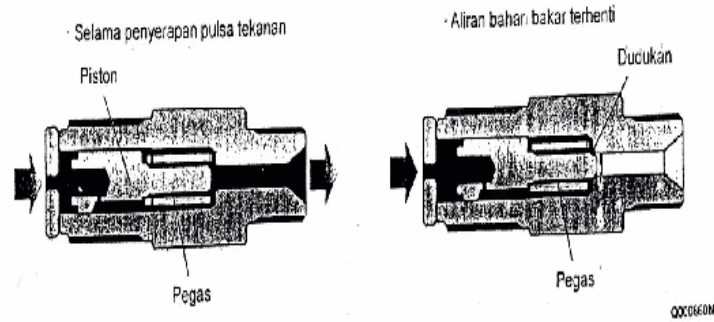
Gambar 35 . Flow Damper

### B. Cara Kerja Tipe Bola dan Piston

Saat denyutan tekanan terjadi pada pipa tekanan tinggi, adanya hambatan orifice mengakibatkan ketidakseimbangan tekanan antara sisi rail dan sisi injektor sehingga piston dan bola bergerak ke sisi injektor sehingga piston dan bola bergerak ke sisi injektor dan menyerap denyutan tekanan. Untuk denyutan tekanan yang normal, tekanan pada sisi rail dan sisi injektor akan segera mencapai keseimbangan kembali, sehingga bola dan piston akan ditekan oleh per kembali ke sisi rail. Jika terjadi pengeluaran BBM yang abnormal, misalnya ada kebocoran di sisi injektor, tekanan pada kedua sisi tersebut tidak dapat kembali seimbang dan piston akan menekan bola pada kedudukannya. Akibatnya, saluran BBM ke injektor akan tertutup.

### C. Cara Kerja Tipe Piston saja.

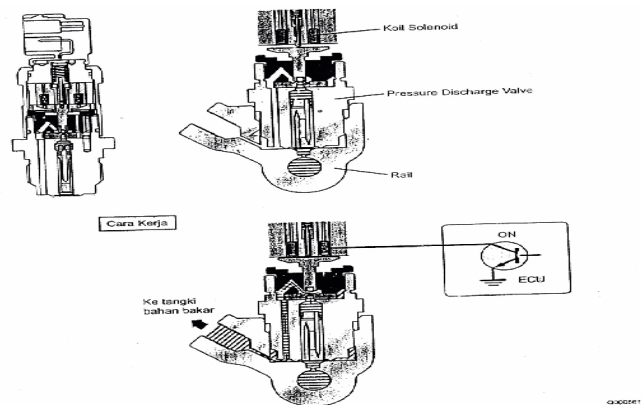
Pada tipe ini, piston akan kontak langsung dengan dudukannya dan piston secara langsung menutup saluran BBM. Cara kerjanya sama seperti tipe Piston dan Bola.



Gambar 2.36. Cara Kerja Tipe Piston

### A. Pressure Discharge Valve

Pressure Discharge Valve mengontrol tekanan BBM dalam rail. Saat tekanan BBM rail melebihi nilai target, koil solenoid pada pressure discharge valve akan diaktifkan. Hal ini akan mengakibatkan saluran pressure discharge valve terbuka sehingga BBM dapat mengalir kembali ke tangki dan mengakibatkan tekanan dalam rail turun mencapai nilai tekanan target.

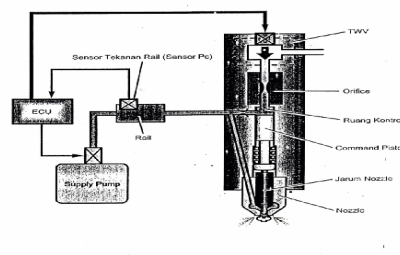


Gambar 2.37. Pressure Discharge Valve

## 2.22. Injector

Uraian Umum fungsi dan system kerja injector adalah sebagai berikut :

1. Injektor menginjeksikan BBM bertekanan dalam rail ke dalam ruang bakar mesin pada timing injeksi, kuantitas injeksi, rate injeksi, dan pola injeksi yang optimal sesuai dengan sinyal dari ECU.
2. Penginjeksian dikontrol dengan menggunakan TWV (Two-Way-Valve – Katup Dua Arah) dan orifice. TWV mengontrol tekanan dalam ruang control untuk mengontrol saat mulai dan saat akhir injeksi. Orifice mengontrol rate injeksi dengan cara mengendalikan kecepatan saat nozzle terbuka.
3. Command Piston membuka dan menutup katup dengan cara meneruskan tekanan ruang control ke jarum nozzle.
4. Ketika jarum katup nozzle terbuka, nozzle meng-atomisasi BBM dan menginjeksikannya.



Gambar 2.38. Injektor

### 22.1. Cara Kerja Injektor

Injektor mengontrol injeksi melalui tekanan BBM dalam ruang kontrol injektor. TWV melakukan leak control (kontrol dengan cara membocorkan sedikit BBM dalam ruang kontrol ke Leak Passage (saluran balik)) untuk mengatur tekanan BBM dalam ruang kontrol. Tipe TWV bervariasi sesuai tipe injektor.

### **1. Non-Injeksi (Sebelum Injeksi)**

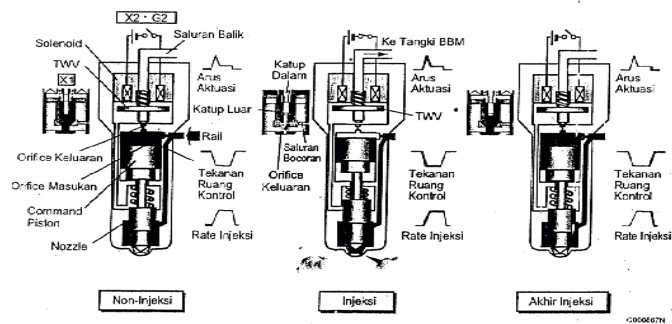
Saat TWV tidak diaktifkan, TWV menutup saluran balik dari ruang kontrol, sehingga tekanan dalam ruang kontrol dan tekanan BBM pada jarum nozzle sama dengan tekanan dalam rail. Jarum nozzle menutup karena perbedaan luas area bagian atas dan bawah permukaan command piston yang mendapat tekanan serta gaya tekan per nozzle sehingga BBM tidak diinjeksikan.

### **2. Injeksi**

Saat TWV mulai diaktifkan, katup TWV tertarik ke atas, membuka saluran balik dari ruang kontrol. Saat saluran balik ini terbuka, BBM dari ruang kontrol mengalir sehingga tekanan ruang kontrol turun. Karena tekanan dalam ruang kontrol turun, tekanan pada jarum nozzle akan melampaui gaya yang menekannya ke bawah, sehingga jarum nozzle terangkat dan injeksi BBM dimulai. Saat BBM keluar dari ruang kontrol, kuantitas alirannya dibatasi oleh orifice, sehingga nozzle akan membuka secara berangsur-angsur. Rate injeksi bertambah selama pembukaan nozzle. Jika arus diberikan secara kontinyu pada TWV, pengangkatan jarum nozzle akhirnya akan mencaai angkatan maksimumnya, dimana saat ini rate injeksi yang dihasilkan adalah maksimum. Kelebihan B3M akan kembali ke tangki melalui jalur yang ditunjukkan dalam gambar.

### **3. Akhir Injeksi**

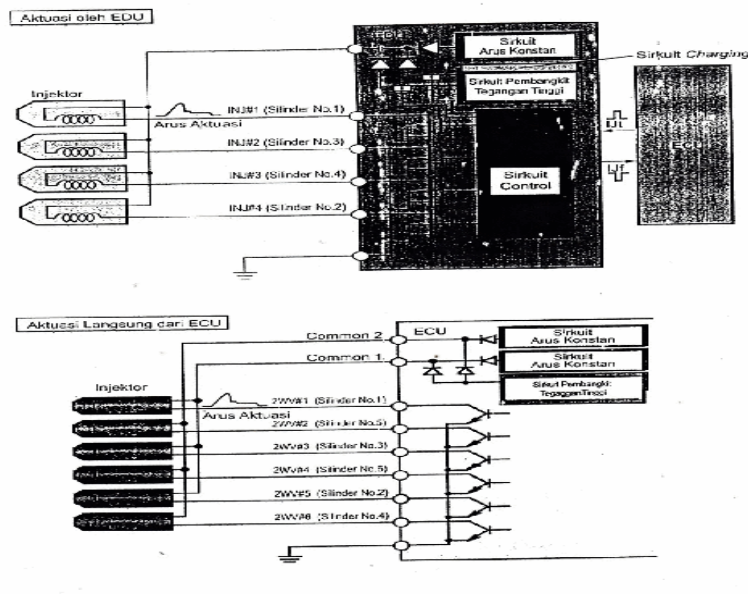
Saat TWV tidak lagi aktif, katupnya bergerak turun menutup saluran balik dari ruang kontrol. Saat saluran balik tertutup, tekanan dalam ruang kontrol seketika menyamai tekanan rail, sehingga nozzle akan menutup seketika dan injeksi berhenti.



Gambar 2.39. Cara Kerja Injektor

## 22.2. Sirkuit Aktuasi Injektor

Untuk meningkatkan ketanggapan injektor, tegangan aktuasi diubah ke tegangan tinggi. Hal ini ini mempercepat magnetisasi solenoid serta tanggapan TWV. EDU atau sirkuit charging dalam ECU menaikkan tegangan baterai hingga mendekati 110 V yang kemudian dicatukan ke injektor sesuai dengan sinyal dari ECU untuk mengaktuasi injektor.

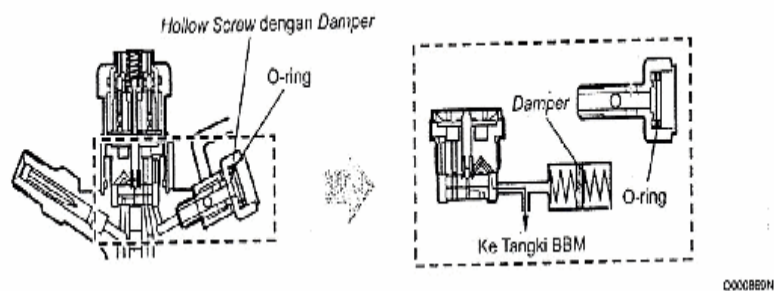


Gambar 2.40. Sirkuit Aktuasi Injektor

### 22.3.Part Komponen Lainnya dari Injektor

#### 1. Hollow Screw dengan Damper

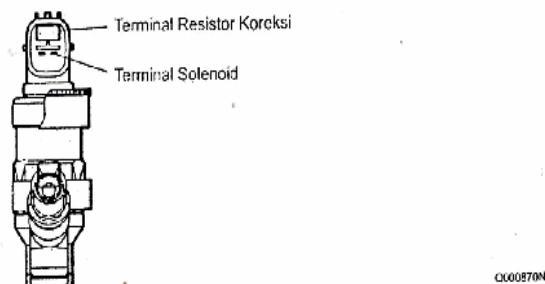
Hollow screw dengan damper meningkatkan akurasi kuantitas injeksi dengan mengurangi denyutan tekanan balik (fluktuasi tekanan) dari BBM yang dikembalikan. Sebagai tambahan, ia meminimalkan pengaruh tekanan balik BBM (efek dari tekanan pada pipa balik yang berakibat merubah kuantitas injeksi walaupun perintah injeksi (injection command) tetap sama) dalam pipa balik.



Gambar 2.41. Part Komponen Lainnya dari Injektor

#### 2. Konektor dengan Resistor Koreksi

Konektor dengan resistor koreksi memiliki resistor koreksi di dalamnya untuk meminimalkan variasi kuantitas injeksi di antara silinder-silinder mesin.

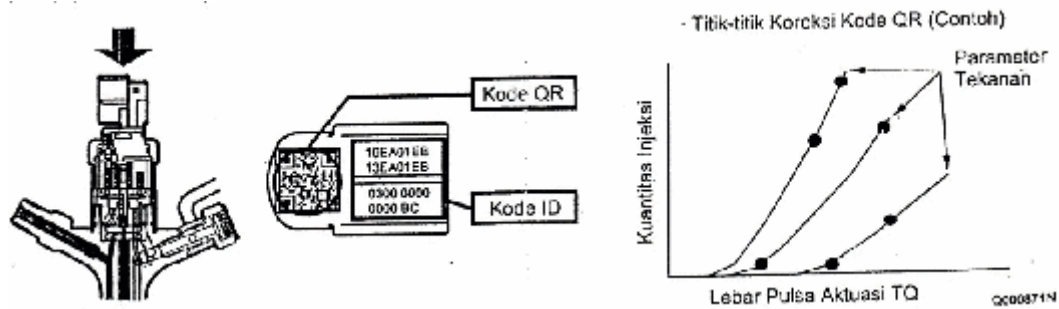


Gambar 2.42. Konektor dengan Resistor Koreksi

#### 3. Injektor dengan Kode QR



Kode QR (Quick Response) telah diadopsi untuk meningkatkan kepresisian koreksi. Kode QR yang berisi data-data koreksi untuk injektor, dituliskan ke dalam ECU mesin. Penggunaan kode QR menghasilkan peningkatan yang substansial dalam jumlah titik-titik koreksi kuantitas injeksi.



Gambar 2.43. Injektor dengan Kode QR

Kode QR merupakan kode dua dimensi yang baru dikembangkan oleh DENSO. Selain data koreksi kuantitas injeksi, kode tersebut juga berisi nomor part dan nomor produksi yang dapat dibaca pada kecepatan yang sangat tinggi.

#### 22.4. Penanganan Injektor dengan Kode QR (referensi)

Injektor dengan kode QR memungkinkan ECU mengenali dan mengoreksi injektor. Jadi, jika injektor atau ECU mesin diganti, maka diperlukan untuk meregister kode ID injektor ke dalam ECU mesin.

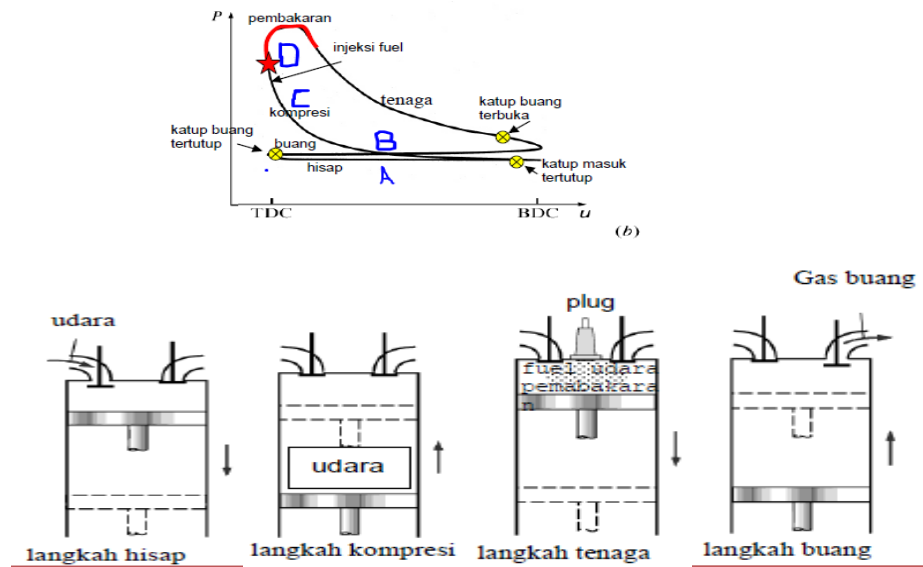
#### 22.5. Penggantian Injektor

Perlu dilakukan registrasi Kode ID Injektor yang baru ke dalam ECU mesin.

### 2.23. Siklus Termodinamika

Siklus aktual pada mesin dengan pembakaran didalam (*internal combustion engine*) dihitung dengan maksud untuk menentukan parameter dasar termodinamika suatu siklus kerja yang ditunjukkan dengan tekanan yang

konstan dan konsumsi bahan bakar spesifik. Untuk siklus aktual dari motor diesel sendiri ditunjukkan pada gambar berikut.



Gambar 2.44. Siklus aktual motor diesel

Dari gambar sebelumnya dapat diketahui perhitungan dasar termodinamika dalam siklus aktual motor diesel.

## 2.24. Keadaan langkah hisap

Keadaan dimana piston bergerak dari titik mati atas ke titik mati bawah dan mendorong udara pembakaran.

### 1. Temperatur awal kompresi ( $T_a$ )

Temperatur awal kompresi adalah temperatur campuran bahan bakar yang berada dalam silinder saat piston melakukan langkah kompresi

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T_w + Y_y \cdot T_r}{1 + Y_y} \dots \dots \dots (1)$$

Dimana :

$T_a$  = Temperatur awal kompresi ( $^{\circ}\text{K}$ )

$T_0$  = Temperatur udara luar ( $^{\circ}\text{k}$ )

$T_r$  = Temperatur gas bekas ( $^{\circ}\text{k}$ )

$\gamma_r$  = Koefisien gas bekas

$\Delta T_w$  = Kenaikan udara karena menerima suhu dari dinding ( $^{\circ}\text{K}$ )

**2. Efisiensi pemasukan (*Charge Efficiency*)**

Efisiensi pemasukan adalah perbandingan jumlah pemasukan udara segar sebenarnya yang dikompresikan didalam silinder mesin yang sedang bekerja dan jumlah volume langkah pada tekanan dan temperatur udara luar ( $P_0$  dan  $T_0$ ).

$$N_{ch} = \frac{E.P_0.T_0}{(E-1).P_0(T_0\Delta T_w + \gamma_y.T_y)} \dots\dots\dots( 2 )$$

Dimana :

$\eta_{ch}$  = Efisiensi pemasukan

$\epsilon$  = Perbandingan kompresi

$P_0$  = Tekanan udara luar (Kg/cm)

$P_a$  = Tekanan awal kompresi (Kg/cm)

$T_a$  = Temperatur awal kompresi ( $^{\circ}K$ )

$T_0$  = Temperatur udara luar ( $^{\circ}K$ )

$T_r$  = Temperatur gas bekas ( $^{\circ}K$ )

$\gamma_r$  = Koefisien gas bekas

$\Delta T_w$  = Kenaikan udara karena menerima suhu dari dinding ( $^{\circ}K$ )

**2.25. Keadaan langkah kompresi**

Keadaan dimana tekanan dan temperatur udara pembakaran sangat tinggi dan merupakan awal proses pembakaran bahan bakar.

**1. Tekanan akhir kompresi**

Tekanan akhir kompresi adalah tekanan campuran bahan bakar dalam silinder pada akhir langkah kompresi.

$$T_c = T_a \cdot (\epsilon^{n1}) \dots\dots\dots( 3 )$$

Dimana :

$T_c$  = Tekanan akhir kompresi (Kg/cm)

$T_a$  = Tekanan awal kompresi(Kg/cm)

$\epsilon$  = Perbandingan kompresi

$n1$  = Koefisien polytropik

## 2. Temperatur akhir kompresi

Temperatur akhir kompresi adalah temperatur campuran bahan bakar dalam silinder pada akhir langkah kompresi.

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \dots \dots \dots (4)$$

Dimana :

$P_c$  = Tekanan akhir kompresi ( $\text{Kg}/\text{Cm}^2$ )

$P_a$  = Tekanan awal kompresi ( $\text{Kg}/\text{Cm}^2$ )

$\varepsilon$  = Perbandingan kompresi

$n_1$  = Koefisien polytropik

### 2.26. Keadaan langkah pembakaran

Pada keadaan ini proses dimana pembakaran terus berlangsung pada volume tetap.

#### 1. Nilai kalor pembakaran bahan bakar ( $Q_i$ )

Nilai kalor pembakaran bahan bakar adalah jumlah panas yang mampu dihasilkan dalam pembakaran 1 Kg bahan bakar. Untuk nilai kalor bahan bakar motor diesel pada umumnya tidak jauh menyimpang dari 10.100 Kcal/Kg.

#### 2. Kebutuhan udara teoritis

Kebutuhan udara teoritis adalah kebutuhan udara yang diperlukan untuk membakar bahan bakar jika jumlah oksigen di udara sebesar 21% .

$$L_o = \frac{1}{0.21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) \dots \dots \dots (5)$$

Dimana :

$L_o$  = Kebutuhan udara teoritis (mole)

$C$  = Kandungan karbon (%)

$H$  = Kandungan hidrogen (%)

$O$  = Kandungan oksigen (%)

### 3. Koefisien pembakaran

Koefisien pembakaran adalah koefisien yang menunjukkan perubahan molekul yang terjadi selama proses pembakaran bahan bakar.

$$\mu^0 = \frac{Mg}{a.L_0} \dots\dots\dots(6)$$

Dimana :

- $\mu^0$  = Koefisien pembakaran
- $L_0$  = Kebutuhan udara teoritis (mole)
- $Mg$  = Jumlah molekul yang terbakar
- $a$  = Koefisien kelebihan udara

### 4. Koefisien pembakaran molekul

Koefisien pembakaran molekul adalah koefisien yang menunjukkan perubahan molekul yang terjadi sebelum dan sesudah pembakaran.

$$\mu = \frac{\mu^0 + Yy}{1 + Yy} \dots\dots\dots(7)$$

Dimana :

- $\mu$  = Koefisien pembakaran molekul
- $\mu^0$  = Koefisien pembakaran
- $\gamma r$  = Koefisien gas bekas

### 5. Temperatur pembakaran pada volume tetap

Temperatur pembakaran pada volume tetap adalah temperatur hasil gas pembakaran campuran bahan bakar untuk motor diesel.

$$\frac{\xi_z \cdot Q_i}{a.L_0(1+Yy)} + (MCv)_{Mix} \cdot T_c = \mu(MCv)_g \cdot T_z \dots\dots\dots(8)$$

Dimana :

- $\xi_z$  = Heat utilization coefficient (koefisien perbandingan panas)
- $Q_i$  = Nilai pembakaran bahan bakar (Kcal/kg)
- $a$  = Koefisien kelebihan udara
- $L_0$  = Kebutuhan udara teoritis (mole)
- $\gamma r$  = Koefisien gas bekas
- $T_c$  = Temperatur akhir kompresi (°K)
- $M$  = Koefisien pembakaran molekul

- $T_z$  = Temperatur pembakaran pada volume tetap ( $^{\circ}\text{K}$ )
- $(MC_v)_{\text{Mix}}$  = Kapasitas udara panas volume tetap ( $\text{Kcal/mol per } ^{\circ}\text{C}$ )
- $(MC_v)_g$  = Kapasitas udara panas dari gas ( $\text{Kcal/mol per } ^{\circ}\text{C}$ )

**7. Tekanan akhir pembakaran**

$$P_z = \mu \left( \frac{T_z}{T_c} \right) P_c \dots \dots \dots (9)$$

Dimana :

- $P_z$  = Tekanan akhir pembakaran ( $\text{Kg/cm}$ )
- $M$  = Koefisien pembakaran molekul
- $T_c$  = Temperatur akhir kompresi ( $^{\circ}\text{K}$ )
- $T_z$  = Temperatur pembakaran pada volume tetap ( $^{\circ}\text{K}$ )

**8. Perbandingan tekanan dalam silinder selama pembakaran**

Perbandingan tekanan dalam silinder selama pembakaran adalah rasio yang menunjukkan perbandingan tekanan akhir pembakaran dengan tekanan awal pembakaran.

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} \dots \dots \dots (10)$$

Dimana :

- $\lambda$  = Perbandingan tekanan dalam silinder selama pembakaran
- $P_z$  = Tekanan akhir pembakaran ( $\text{Kg/cm}$ )
- $P_c$  = Tekanan akhir kompresi/ tekanan awal pembakaran ( $\text{Kg/cm}$ )

**2.27. Keadaan langkah buang**

Keadaan ini merupakan keadaan selama proses pembuangan gas hasil pembakaran.

**1. Perbandingan ekspansi pendahuluan**

Perbandingan ekspansi pendahuluan adalah rasio yang menunjukkan perubahan yang terjadi pada gas hasil pembakaran campuran bahan bakar pada awal langkah kompresi.

$$\rho = \mu \cdot T_z \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} \dots \dots \dots (11)$$

Dimana :

$\rho$  = Perbandingan ekspansi pendahuluan

$\mu$  = Koefisien pembakaran molekul

$T_z$  = Temperatur pembakaran pada volume tetap ( $^{\circ}K$ )

$\lambda$  = Perbandingan tekanan dalam silinder selama pembakaran

$T_c$  = Temperatur akhir kompresi ( $^{\circ}K$ )

## 2. Perbandingan Kompresi Selanjutnya

Perbandingan kompresi disini adalah rasio yang menunjukkan perubahan pada gas hasil pembakaran selama langkah ekspansi.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \dots \dots \dots (12)$$

Dimana :

$\delta$  = Perbandingan kompresi selanjutnya

$\varepsilon$  = Perbandingan kompresi

$\rho$  = Perbandingan ekspansi pendahuluan

## 3. Tekanan gas pada akhir ekspansi

$$P_b = \frac{P_z}{\delta \cdot n^2} \dots \dots \dots (13)$$

Dimana :

$P_b$  = Tekanan gas pada akhir ekspansi ( $Kg/cm$ )

$P_z$  = Tekanan akhir pembakaran ( $Kg/cm$ )

$\delta$  = Perbandingan kompresi selanjutnya

$n^2$  = Ekspansi polystropik

## 4. Temperatur Akhir Ekspansi

$$T_b = \frac{T_z}{\delta \cdot n^{2-1}} \dots \dots \dots (14)$$

Dimana :

$T_b$  = Temperatur pada akhir ekspansi ( $^{\circ}K$ )

$T_z$  = Temperatur akhir pembakaran ( $^{\circ}K$ )

$\delta$  = Perbandingan kompresi selanjutnya

$n^2$  = Ekspansi polystropik

**5. Tekanan Rata-Rata Indikator Teoritis**

Besarnya rata - rata tekanan yang dihasilkan oleh pembakaran bahan bakar yang bekerja pada piston.

$$P_{it} = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \left\{ \lambda(\delta - 1) + \frac{\lambda \cdot \delta}{n_2 - 1} \left[ 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right] - 1 \frac{n}{n_1 - 1} \left[ 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right] \right\} \dots \dots (15)$$

Dimana :

- $P_{it}$  = Tekanan rata-rata indikator teoritis (Kg/cm)
- $\delta$  = Perbandingan kompresi selanjutnya
- $n_2$  = Ekspansi polystropik
- $\epsilon$  = Perbandingan kompresi
- $\rho$  = Perbandingan ekspansi pendahuluan
- $P_c$  = Tekanan akhir kompresi/ tekanan awal pembakaran (Kg/cm<sup>2</sup>)
- $\lambda$  = Perbandingan tekanan dalam silinder selama pembakaran
- $n_1$  = Koefisien polytropik

**6. Tekanan rata-rata indikator sebenarnya**

Tekanan rata-rata indicator sebenarnya adalah besar tekanan rata-rata yang dihasilkan dari pembakaran campuran bahan bakar

$$P_i = P_{it} \cdot \varphi \dots \dots \dots (16)$$

Dimana :

- $P_i$  = Tekanan rata-rata indicator sebenarnya (Kg/cm<sup>2</sup>)
- $P_{it}$  = Tekanan rata-rata indikator teoritis (Kg/cm<sup>3</sup>)
- $\varphi$  = Faktor koreksi

**7. Tekanan efektif rata-rata**

Tekanan efektif rata-rata adalah besarnya tekanan rata-rata efektif yang bekerja pada permukaan piston.

$$P_e = \eta_m \cdot P_i \dots \dots \dots (17)$$

Dimana :

- $P_e$  = Tekanan efektif rata-rata (Kg/cm<sup>2</sup>)
- $P_i$  = Tekanan rata-rata indicator sebenarnya (Kg/cm<sup>2</sup>)
- $\eta_m$  = Efisiensi mekanik



## 2.28. Efisiensi Mesin

Efisiensi mesin menggambarkan tingkat efektifitas mesin dalam bekerja. Konsep efisiensi menjelaskan tentang perbandingan antara energi yang berguna dengan energi yang masuk secara alamiah yang tidak pernah mencapai 100%. Pada motor bakar ada beberapa definisi dari efisiensi yang menggambarkan kondisi efektifitas mesin saat bekerja.

### 1. Efisiensi thermal

Efisiensi thermal adalah perbandingan antara energi yang berguna dengan energi yang masuk.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \dots \dots \dots (18)$$

Dimana :

$\eta_t$  = Efisiensi thermal

$\varepsilon$  = Perbandingan kompresi

$k$  = Adiabatik eksponen

### 2. Efisiensi thermal indikator

Efisiensi thermal indikator adalah efisiensi thermal dari siklus aktual diagram indikator.

$$\eta_i = \frac{632}{F_i \cdot Q_i} \dots \dots \dots (19)$$

Dimana :

$\eta_i$  = Efisiensi thermal indikator

$F_i$  = Pemakaian bahan bakar indikator (Kg/HP-jam)

$Q_i$  = Nilai pembakaran bahan bakar (Kcal/kg)

### 3. Efisiensi thermal efektif

Efisiensi thermal efektif adalah perbandingan daya efektif dengan kalor yang masuk.

$$\eta_b = \frac{632}{F \cdot Q_i} \dots \dots \dots (20)$$

Dimana :

$\eta_b$  = Efisiensi thermal efektif

$F_i$  = Pemakaian bahan bakar spesifik efektif (Kg/HP-jam)

$Q_i$  = Nilai pembakaran bahan bakar (Kcal/Kg)

#### 4. Efisiensi mekanik

Efisiensi mekanik adalah perbandingan antara daya efektif dengan daya indikator.

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \dots \dots \dots (21)$$

Dimana :

$\eta_m$  = Efisiensi mekanik

$N_e$  = Daya efektif (HP)

$N_i$  = Daya indikator (HP)

#### 5. Efisiensi volumetrik

Efisiensi volumetrik adalah perbandingan jumlah pemasukan udara segar sebenarnya yang dikompresikan didalam silinder mesin yang sedang bekerja dan jumlah volume langkah pada tekanan dan temperatur udara luar.

$$\eta_{ch} = \frac{\varepsilon \cdot P_a \cdot T_0}{(\varepsilon - 1) \cdot P_0 (T_0 + \Delta T_w + \gamma_r \cdot T_r)} \dots \dots \dots (22)$$

Dimana :

$\eta_{ch}$  = Efisiensi volumetrik

$\varepsilon$  = Perbandingan kompresi

$P_0$  = Tekanan udara luar (Kg/cm<sup>2</sup>)

$P_a$  = Tekanan awal kompresi (Kg/cm<sup>2</sup>)

$T_a$  = Temperatur awal kompresi (°K)

$T_0$  = Temperatur udara luar (°K)

$T_r$  = Temperatur gas bekas (°K)

$\gamma_r$  = Koefisien gas bekas

$\Delta T_w$  = Kenaikan udara karena menerima suhu dari dinding (°K)

## 2.29. Daya Motor

Daya motor adalah salah satu parameter dalam menentukan kinerja dari suatu motor tersebut. Untuk itu, ada beberapa hal yang harus diperhatikan dalam menentukan suatu daya motor itu sendiri.

### 1. Torsi

Torsi adalah besaran turunan yang biasa digunakan untuk menghitung energi yang dihasilkan dari benda yang berputar pada porosnya. Torsi juga dapat diperoleh dari perhitungan daya indikator dan putaran mesin yang terjadi.

$$T_i = 716,2 \frac{N_e}{n} \dots\dots\dots (23)$$

Dimana :

$T_i$  = Torsi mesin (Nm)

$N_e$  = Daya efektif (HP)

$n$  = Putaran motor (rpm)

### 2. Volume langkah

Volume langkah adalah besarnya ruang yang ditempuh oleh piston selama melakukan langkah kerja

$$V_s = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4} \dots\dots\dots (24)$$

Dimana :

$V_s$  = Volume langkah (Cm<sup>3</sup>)

$D$  = Diameter silinder (cm)

$L$  = Panjang langkah piston (cm)

### 3. Daya indikator

Daya indikator adalah daya motor yang bersifat teoritis, yang belum dipengaruhi oleh kerugian-kerugian dalam mesin.

$$N_i = \frac{10^4 \cdot P_i \cdot V_s \cdot n \cdot i \cdot a}{60.75} \dots\dots\dots (25)$$

Dimana :

$N_i$  = Daya indikator (HP)

$P_i$  = Tekanan rata-rata indikator sebenarnya (Kg/cm<sup>2</sup>)

$V_s$  = Volume langkah ( $m^3$ )

$n$  = Putaran motor (rpm)

$i$  = Jumlah silinder

$a$  = Jumlah langkah kerja (motor 4 tak =  $\frac{1}{2}$  dan motor 2 tak = 1)

#### 4. Daya efektif

Daya efektif atau daya usaha adalah daya yang berguna sebagai penggerak atau daya poros.

$$N_e = N_i \cdot \eta_m \dots \dots \dots (26)$$

Dimana :

$N_e$  = Daya efektif (HP)

$N_i$  = Daya indikator (HP)

$\eta_m$  = Efisiensi mekanik

### 2.30. Kebutuhan Bahan Bakar

Dalam melakukan kerjanya, motor memerlukan bahan bakar yang harus dikonsumsi selama mesin dalam keadaan hidup. Parameter dalam perhitungan kebutuhan bahan bakar motor adalah sebagai berikut.

#### 1. Pemakaian bahan bakar indikator

Pemakaian bahan bakar indikator adalah jumlah bahan bakar yang diperlukan untuk menghasilkan tekanan indikator.

$$F_i = \frac{318.4 \cdot \eta_{ch} \cdot P_o}{P_i \cdot \alpha \cdot L_o \cdot T_o} \dots \dots \dots (27)$$

Dimana :

$F_i$  = Pemakaian bahan bakar indikator (Kg/HP-jam)

$\eta_{ch}$  = Efisiensi volumetrik

$P_o$  = Tekanan udara luar ( $Kg/cm^2$ )

$P_i$  = Tekanan rata-rata indikator sebenarnya ( $Kg/cm^2$ )

$\alpha$  = Koefisien kelebihan udara

$L_o$  = Kebutuhan udara teoritis ( $mol/Kg$ )

$T_o$  = Temperatur udara luar ( $^{\circ}K$ )

## 2. Konsumsi bahan bakar spesifik efektif

Konsumsi bahan bakar spesifik efektif adalah jumlah bahan bakar yang dibutuhkan untuk menghasilkan kerja efektif.

$$Ne = Ni \cdot nm \dots \dots \dots (28)$$

Dimana :

$Fe$  = Konsumsi bahan bakar spesifik efektif (Kg/HP - jam)

$Fi$  = Pemakaian bahan bakar indikator (Kg/HP - jam)

### 2.31. Kebutuhan Air Pendingin

Selama bekerja mesin menghasilkan panas yang sangat tinggi, untuk itu dalam mesin dibutuhkan pendinginan yang cukup agar mesin tetap bekerja secara maksimal.

#### 1. Panas yang ditimbulkan

$$Q_{cool} = 0,3 \cdot Fe \cdot Qi \cdot Ne \dots \dots \dots (29)$$

Dimana :

$Q_{cool}$  = Panas yang ditimbulkan (Kcal/ jam)

$Qi$  = Nilai pembakaran bahan bakar (Kcal/Kg)

$Fe$  = Konsumsi bahan bakar spesifik efektif (Kg / HP - jam)

$Ne$  = Daya efektif (HP)

#### 2. Kapasitas air pendinginan

$$\dot{m} = \frac{Q_{cool}}{Ku} \dots \dots \dots (30)$$

Dimana :

$\dot{m}$  = Kapasitas air pendinginan (Kg / jam)

$Q_{cool}$  = Panas yang ditimbulkan (Kcal/ jam)

$Ku$  = Kalor uap (Kcal / Kg)

### 2.32. Gas Buang Motor Diesel

Berbicara tentang polusi, maka bayangan kita segera akan tertuju pada banyak macam dan jenis penyebab polusi tersebut. Seperti diketahui bahwa polusi atau pencemaran dapat berupa polusi udara, tanah, dan air. Sebagai

penyebabnya dapat terjadi secara alami atau dari akibat kegiatan manusia. Namun dengan berkembangnya teknologi, saat ini polusi lebih banyak disebabkan oleh kegiatan manusia. Beberapa produk teknologi justru telah membuat pengaruh yang buruk terhadap alam dan lingkungan serta kehidupan manusia pemakai teknologi itu sendiri.

Salah satu teknologi yang menyebabkan pencemaran tersebut adalah kendaraan bermotor, sebagai salah satu sarana transportasi dan mobilitas manusia. Sebagian besar polusi udara (70%) disebabkan oleh kegiatan transportasi. Hingga saat ini pembicaraan tentang masalah polusi udara sudah sangat sering didengar, baik dikalangan intelektual maupun orang awam, bahkan masalah polusi udara ini telah menjadi masalah dunia, dimana semua orang turut merasakan akibatnya. Polusi udara adalah masuknya bahan- bahan pencemar kedalam udara ambien yang dapat mengakibatkan rendahnya bahkan rusaknya fungsi udara. Untuk masalah itu, Eropa sudah menerapkan Euro 1 sejak tahun 1991, yang kemudian melangkah ke Euro 2 tahun 1996. Kemudian Euro 3 tahun 2000 dan tahun 2005 memasuki masa Euro 4.

Setiap teknologi emisi Euro mempunyai batasan yang lebih ketat, misalnya dari Euro 1 ke Euro 2 mengharuskan penurunan tingkat emisi partikel. Untuk ambang batas CO (karbon monoksida) dari 2,75 gm/km menjadi 2,20 gm/km, kemudian HC (hidrokarbon) + Nox (nitrooksida) dari 0,97 gm/km menjadi 0,50 gm/km, dan kandungan sulfur solar pada mesin diesel dari 1.500 ppm menurun ke 500 ppm. Begitu pula pada Euro 3 mengharuskan penurunan tingkat emisi partikel yang dibuang sebesar 20% dan pada Euro 4 menargetkan angka di bawah 10%. Penerapan standar Euro-2 di Indonesia diatur Kepmen LH No. 141 Tahun 2003, yang hanya berlaku untuk kendaraan bermotor tipe baru dan kendaraan bermotor yang sedang diproduksi. Ketentuan ini tidak berlaku bagi kendaraan bermotor yang sudah digunakan masyarakat saat ini. Ketentuan emisinya mengacu pada Kepmen No. 35 tahun 1993 tentang baku mutu bagi kendaraan yang sudah berjalan. Adapun parameter emisi yang diukur hanya sisa pembuangan CO dan HC.

Gas buang umumnya terdiri dari gas yang tidak beracun N<sub>2</sub> (nitrogen), CO<sub>2</sub> (Carbon Dioksida) dan H<sub>2</sub>O (Uap air) sebagian kecil merupakan gas beracun seperti Nox, HC, dan CO. Yang sekarang sangat populer dalam gas buang adalah gas beracun yang dikeluarkan oleh suatu kendaraan yang sebagian besar gas buang terdiri dari 72% N<sub>2</sub>, 18.1% CO<sub>2</sub>, 8.2% H<sub>2</sub>O, 1.2% Gas Argon (gas mulia), 1.1% O<sub>2</sub> dan 1.1% Gas beracun yang terdiri dari 0.13% Nox, 0.09% HC dan 0.9% CO. Selain dari gas buang unsur HC dan CO dapat pula keluar dari penguapan bahan bakar di tangki dan blow by gas dari mesin.

Pada motor diesel, besarnya emisi dalam bentuk opasitas (ketebalan asap) tergantung pada banyaknya bahan bakar yang disemprotkan (dikabutkan) ke dalam silinder, karena pada motor diesel yang dikompresikan adalah udara murni. Dengan kata lain semakin kaya campuran maka semakin besar konsentrasi Nox, CO dan asap.

Sementara itu, semakin kurus campuran konsentrasi Nox, CO dan asap juga semakin kecil. 100% CO yang ada diudara adalah hasil pembuangan dari mesin diesel sebesar 11% dan mesin bensin 89% CO adalah Carbon Monoksida; HC (Hydro Carbon); NO<sub>x</sub> adalah istilah dan Oksida-Oksida Nitrogen yang digabung dan dibuat satu (NO, NO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>O). Polusi emisi gas buang dari mesin disel dapat di golongkan berupa :

- Partikulat
- Residu karbon
- Pelumas tidak terbakar
- Sulfat
- Lain-lain

### **1. Partikulat**

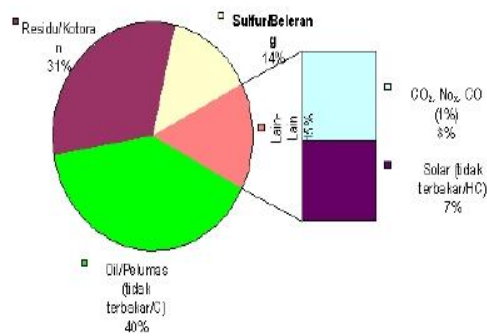
Gas buang mesin diesel sebagian besar berupa partikulat dan berada pada dua fase yang berbeda, namun saling menyatu, yaitu fase padat, terdiri dari residu/kotoran, abu, bahan aditif, bahan korosif, keausan metal, fase cair, terdiri dari minyak pelumas tak terbakar. Gas buang yang berbentuk cair akan meresap

ke dalam fase padat, gas ini disebut partikel. Partikel-partikel tersebut berukuran mulai dari 100 mikron hingga kurang dari 0,01 mikron.

Partikulat yang berukuran kurang dari 10 mikron memberikan dampak terhadap visibilitas udara karena partikulat tersebut akan memudarkan cahaya. Berdasarkan ukurannya, partikel dikelompokkan menjadi tiga, sebagai berikut

- 0,01-10 mm disebut partikel smog/kabut/asap;
- 10-50 mm disebut dust/debu;
- 50-100 mm disebut ash/abu.

Partikulat pada gas buang mesin diesel berasal dari partikel susunan bahan bakar yang masih berisikan kotoran kasar (abu,debu). Hal itu dikarenakan pemrosesan bahan bakarnya kurang baik. Bahan bakar diesel di Indonesia banyak mengandung kotoran, misalnya solar.



Source : Swisscontact, 2000

Gambar 2.45. Komposisi emisi gas buang motor diesel

Biasanya solar tidak berwarna atau bening, namun yang ada di sini pasti berwarna agak gelap. Ini menandakan adanya kotoran dalam bahan bakar. Dengan demikian, pada saat terjadi pembakaran, kotoran tersebut terurai dari susunan partikel yang lain dan tidak terbakar. Semakin banyak residu dalam bahan bakar (dengan mesin secanggih apa pun) akan dihasilkan gas buang dengan kepulan asap hitam. Selain partikulat gas buang motor diesel lain adalah un-burn oil, komponen ini penyumbang terbesar dalam gas buang, sebesar 40% berasal dari minyak pelumas dalam silinder yang tidak terbakar selama proses pembakaran.

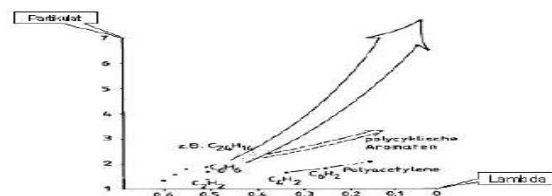


Komponen ini menyumbangkan asap berwarna keputih-putihan. Semakin banyak minyak pelumas yang ikut dalam proses pembakaran, semakin banyak warna putih dalam gas buang. Minyak pelumas yang tidak terbakar tersebut mengandung susunan karbon (C dan H). Sulfur pada bahan bakar yang berasal dari fosil berbentuk sulfur organik dan nonorganik.

Pembakaran pada mesin diesel dengan menggunakan bahan bakar fosil akan menghasilkan sulfur dioksida (SO<sub>2</sub>) dan sulfur trioksida (SO<sub>3</sub>) dengan perbandingan 30:1. Berarti, sulfur dioksida merupakan bagian yang sangat dominan dalam gas buangdiesel. Sulfur dioksida yang ada di udara, jika bertemu dengan uap air akan membentuk susunan molekul asam. Jika hal ini dibiarkan, bisa terjadi hujan asam yang sangat merugikan.

Gas buang diesel (8%) merupakan kumpulan dari bermacam-macam gas beracun, di antaranya CO, HC, CO<sub>2</sub>, dan NO<sub>x</sub>. Gas buang tersebut meskipun hanya dalam jumlah yang kecil (8%) tetap memberikan andil dalam pencemaran udara. Gas beracun itu bisa dikurangi dengan membuat proses pembakaran di dalam mesin menjadi lebih sempurna. Caranya dengan meningkatkan kemampuan kompresi dan injeksi bahan bakar yang tepat waktu dan jumlah dengan bahan bakar yang lebih sesuai.

Bahan bakar yang tidak terbakar setelah proses pembakaran ada 7% dari seluruh gas buang diesel. Bahan bakar yang tidak terbakar ini berupa karbon (C) yang terpisah dari HC akibat perengkahan selama terjadi pembakaran. Semakin banyak bahan bakar tidak terbakar yang keluar, semakin hitam warna asap gas buang yang dikeluarkan oleh mesin.



Source : Swisscontact, 2000

Gambar 2.46. Pengaruh campuran udara – bahan bakar terhadap emisi gas buang motor Diesel

## **2. Pelumas Tidak terbakar**

Komponen ini penyumbang terbesar dalam gas buang, sebesar 40% berasal dari minyak pelumas dalam silinder yang tidak terbakar selama proses pembakaran. Komponen ini menyumbangkan asap berwarna keputih-putihan. Semakin banyak minyak pelumas yang ikut dalam proses pembakaran, semakin banyak warna putih dalam gas buang. Minyak pelumas yang tidak terbakar tersebut mengandung susunan karbon (C dan H).

## **3. Residu/Kotoran**

Partikulat pada gas buang mesin diesel berasal dari partikel susunan bahan bakar yang masih berisikan kotoran kasar (abu, debu). Hal itu dikarenakan pemrosesan bahan bakarnya kurang baik. Bahan bakar diesel di Indonesia banyak mengandung kotoran, misalnya solar. Biasanya solar tidak berwarna atau bening, namun yang ada di sini pasti berwarna agak gelap. Ini menandakan adanya kotoran dalam bahan bakar. Dengan demikian, pada saat terjadi pembakaran, kotoran tersebut terurai dari susunan partikel yang lain dan tidak terbakar. Semakin banyak residu dalam bahan bakar, dengan mesin secanggih apa pun akan dihasilkan gas buang dengan kepulan asap hitam.

## **4. Sulfat**

Sulfur pada bahan bakar yang berasal dari fosil berbentuk sulfur organik dan nonorganik. Pembakaran pada mesin diesel dengan menggunakan bahan bakar fosil akan menghasilkan sulfur dioksida (SO<sub>2</sub>) dan sulfur trioksida (SO<sub>3</sub>) dengan perbandingan 30:1. Berarti, sulfur dioksida merupakan bagian yang sangat dominan dalam gas buang diesel. Sulfur dioksida yang ada di udara, jika bertemu dengan uap air akan membentuk susunan molekul asam. Jika hal ini dibiarkan, bisa terjadi hujan asam yang sangat merugikan.

## **5. Lain - Lain**

Gas buang diesel (8%) merupakan kumpulan dari bermacam-macam gas beracun, di antaranya CO, HC, CO<sub>2</sub>, dan NO<sub>x</sub>. Gas buang tersebut meskipun hanya dalam jumlah yang kecil (8%) tetap memberikan andil dalam pencemaran

udara. Gas beracun itu bisa dikurangi dengan membuat proses pembakaran di dalam mesin menjadi lebih sempurna. Caranya dengan meningkatkan kemampuan kompresi dan injeksi bahan bakar yang tepat waktu dan jumlah dengan bahan bakar yang lebih sesuai.

## **6. Bahan Bakar Tidak Terbakar**

Bahan bakar yang tidak terbakar setelah proses pembakaran ada 7% dari seluruh gas buang diesel. Bahan bakar yang tidak terbakar ini berupa karbon (C) yang terpisah dari HC akibat perengkahan selama terjadi pembakaran. Semakin banyak bahan bakar tidak terbakar yang keluar, semakin hitam warna asap gas buang yang dikeluarkan oleh mesin.

### **2.33. Bahan Bakar**

Bahan bakar adalah sesuatu yang dapat terbakar dan dapat menghasilkan panas untuk di jadikan sumber tenaga. Dalam hal ini bahan bakar memiliki beberapa bentuk diantaranya :

- a. Bahan bakar padat
- b. Bahan bakar cair
- c. Bahan bakar gas

### **2.34. Bahan Bakar Cair**

Bahan bakar cair adalah bahan bakar cair yang di peroleh dari hasil tambang pengeboran sumur – sumur minyak bumi. ( Raharjo dan Karnowo, 2008:39)

### **2.35. Solar**

Bahan bakar solar adalah bahan bakar minyak hasil sulingan dari minyak bumi mentah bahan bakar ini berwarna kuning coklat yang jernih (Pertamina: 2005). Penggunaan solar pada umumnya adalah untuk bahan bakar pada semua jenis mesin Diesel dengan putaran tinggi (diatas 1000 rpm), yang juga dapat digunakan sebagai bahan bakar pada pembakaran langsung dalam dapur-dapur kecil yang

terutama diinginkan pembakaran yang bersih. Minyak solar ini biasa disebut juga Gas Oil, Automotive Diesel Oil, High Speed Diesel (Pertamina: 2005)

### 2.3.Data tabel spesifikasi bahan bakar solar

No	Karakteristik	Unit	Batasan		Metode Uji ASTM / Lain	
			Min	Max	ASTM	IP
1	Angka Setana		45	-	D-613	
2	Indek Setana		48	-	D-4737	
3	Berat Jenis 15 C	Kg/m <sup>3</sup>	815	870	D-1298/d-4737	
4	Viskositas Pada 40 C	Mm <sup>2</sup> /Sec	2.0	5.0	D-445	
5	Kandungan Sulfur	% M/M	-	0.35	D-1552	
6	Distilasi T 95	° °KC	-	370	D-86	
7	Titik Nyala	° °KC	60	-	D-93	
8	Titik Tuang	° °KC	-	18	D-97	
9	Karbon Residu	Menit	-	Kelas 1	D-4530	
10	Kandungan Air	Mg/Kg	-	500	D-1744	
11	<i>Biological Growth</i>	-	Nihil			
12	Kandungan FAME	% V/v	-	10		
13	Kandungan Metanol & Etanol	% V/v	Tak Terdeteksi		D-130	
14	Korosi Bilah Tembaga	Menit	-	Kelas 1	D-482	
15	Kandungan Abu	% M/m	-	0.01	D-473	
16	Kandungan Sedimen	% M/m	-	0.01	D-664	
17	Bilangan Asam Total	MgKOH/gr	-	0	D-664	
18	Pertikulat	MgKOH/gr	-	0.6	D-2276	
19	Penampilan Visual	-	Jernih dan Terang		D-1500	
20	Warna	No ASTN	-	3.0		

## **BAB 3**

### **METODE PENELITIAN**

#### **3.1. Waktu dan Tempat Penelitian**

Dalam Penelitian ini memerlukan waktu, tempat dan sarana penelitian, di mana hal tersebut dilakukan di workshop PT. Meta Estetika Graha.

#### **3.2. Data spesifikasi mesin yang digunakan diesel NISAN CWM 330**

Model	: MD 92 TB
Tipe	: in-line turbo intercooled diesel
Diameter X langkah	: 125 Mm X 125 Mm
Isi cylinder ( cc )	: 9203
Output maximum ( PS/Rpm )	: 330/2200
Torsi maximum ( Kgm/rpm )	: 135/1400

#### **3.3. Bahan Uji**

Bahan uji yang digunakan pada saat melakukan pengujian atau menganalisa adalah bahan bakar solar dengan mutu yang baik, di mana pemakaian bahan bakar solar selama pengujian pada mesin takar sesuai dengan kondisi mesin yang telah ditentukan selama pengujian. Jumlah pemakaian bahan bakar selama pengujian di takar dengan jumlah satuan ml (mililiter). Selain itu juga diperlukan sebuah unit mesin nisan CWM 330 sebagai objek percobaan.

##### **3.3.1. Alat**

1. Satu unit Nisan CWM 330 sebagai objek percobaan.
2. Tangki bahan bakar
3. Laptop yang dilengkapi dengan alat Fisik Konsul yang memuat data tentang sistem pada Nisan CWM 330
4. Gelas buret, 50 ml untuk mengukur konsumsi bahan bakar
5. Stopwatch, untuk mengukur waktu.

6. Tool set
7. Selang kecil
8. Keran bensin
9. Majun

### **3.4. Metode Penelitian**

Rancangan atau desain penelitian di gunakan untuk menunjukan jenis penelitian, penulisan skripsi ini. Desain eksperimen adalah suatu rancangan percobaan ( Dengan tiap langkah tindakan benar – benar terdefinisi ) sedemikian rupa sehingga informasi yang berhubungan dan diperlukan untuk persoalan yang sedang di teliti dapat di kumpulkan ( Sujana,1991:1)

Eksperimen pada penelitian ini yaitu dengan mendesain buret ( tangki Bahan bakar dengan ukuran ml/kg ) untuk mengetahui berapa konsumsi bahan bakar dalam waktu 60 detik. Percobaan tersebut dengan beberapa varian rpm ( ratio per minute ) di mulai dari putaran rendah, sedang, dan tinggi. Maka akan di dapat beberapa konsumsi bahan bakar mesin.

#### **3.4.1. Metode Pengumpulan Data**

Dalam Penelitian ini menggunakan metode eksperimen yaitu membandingkan konsumsi bahan bakar dengan beerapa variasi putaran mesin. Dari beberapa putaran mesin dalam penelitian di atas akan di dapat angka – angka dan data.

Varian konsumsi bahan bakar tersebut yang di hasilkan adalah sebagai berikut :

Tabel 3.1 Desain Variasi Rpm dan Konsumsi Bahan Bakar

No	Rpm	Waktu (detik)	Hasil Uji (ml/menit)	Rata-Rata (ml/menit)
1	600	60	1	
			2	
			3	
2	1000	60	1	
			2	
			3	
3	1400	60	1	
			2	
			3	
4	1800	60	1	
			2	
			3	
5	2200	60	1	
			2	
			3	
6	2600	60	1	
			2	
			3	

### 3.4.2. Metode Eksperimen

Metode ini menggunakan metode deskriptif, yaitu suatu metode dalam meneliti status kelompok, manusia, suatu objek, suatu set kondisi, suatu sistem pemikiran, suatu peristiwa atau pun suatu kelas peristiwa pada masa sekarang. Tujuan penelitian deskriptif ini adalah untuk membuat suatu deskriptif, gambaran atau lukisan secara sistematis, faktual, dan akurat mengenai faktor – faktor serta hubungan – hubungan antara fenomena yang di selidiki.

### 3.4.3 Pola dan Desain Eksperimen

Setelah mempersiapkan bahan dan peralatan serta alat penelitian dapat berfungsi dengan baik. Selanjutnya melakukan langkah uji coba atau eksperimen. Pengambilan data dengan eksperimen di lakukan dengan

enam kali pengulangan pada setiap varian putaran sehingga di harapkan di peroleh data yang valid.

#### **3.4.4 Metode Pengumpulan Data**

Dalam penelitian ini menggunakan metode eksperimen yaitu membandingkan putaran mesin dan konsumsi bahan bakar antara pengapian standar setiap perlakuan yang di lakukan tiga kali pengambilan data, sehingga di harapkan data yang di dapat benar – benar valid.

Langkah pengambilan data dalam penelitian ini adalah :

1. Menyiapkan alat dan mengeset alat yang akan digunakan untuk pengambilan data.
2. Mengkondisikan mesin dalam kondisi standar yaitu dengan cara pemeriksaan pendinginan, minyak pelumas, dll.
3. Pemeriksaan mesin setelah start :
  - Setelah mesin hidup jalankan mesin kurang lebih 5 menit pada putaran sedang sampai di capai suhu kerja mesin.
  - Indikasi lain bahwa mesin sudah dalam kondisi kerja adalah dari getar dan bunyi sudah stabil.
4. Waktu yang di perlukan untuk menghaiskan bahan bakar
5. Pelaksanaan eksperimen untuk sistem standar konsumsi bahan bakar dari beberapa varian putaran mesin. Data hasil obserpasi kemudian di masukan ke dalam rumus untuk menghitung laju konsumsi bahan bakar ( $F_c$ ), kebutuhan bahan bakar spesifikasi ( $S_{fc}$ ) dan daya efektif ( $N_e$ ).

#### **3.5. Langkah – langkah pengujian**

1. Adapun langkah – langkah pengujian sebagai berikut :

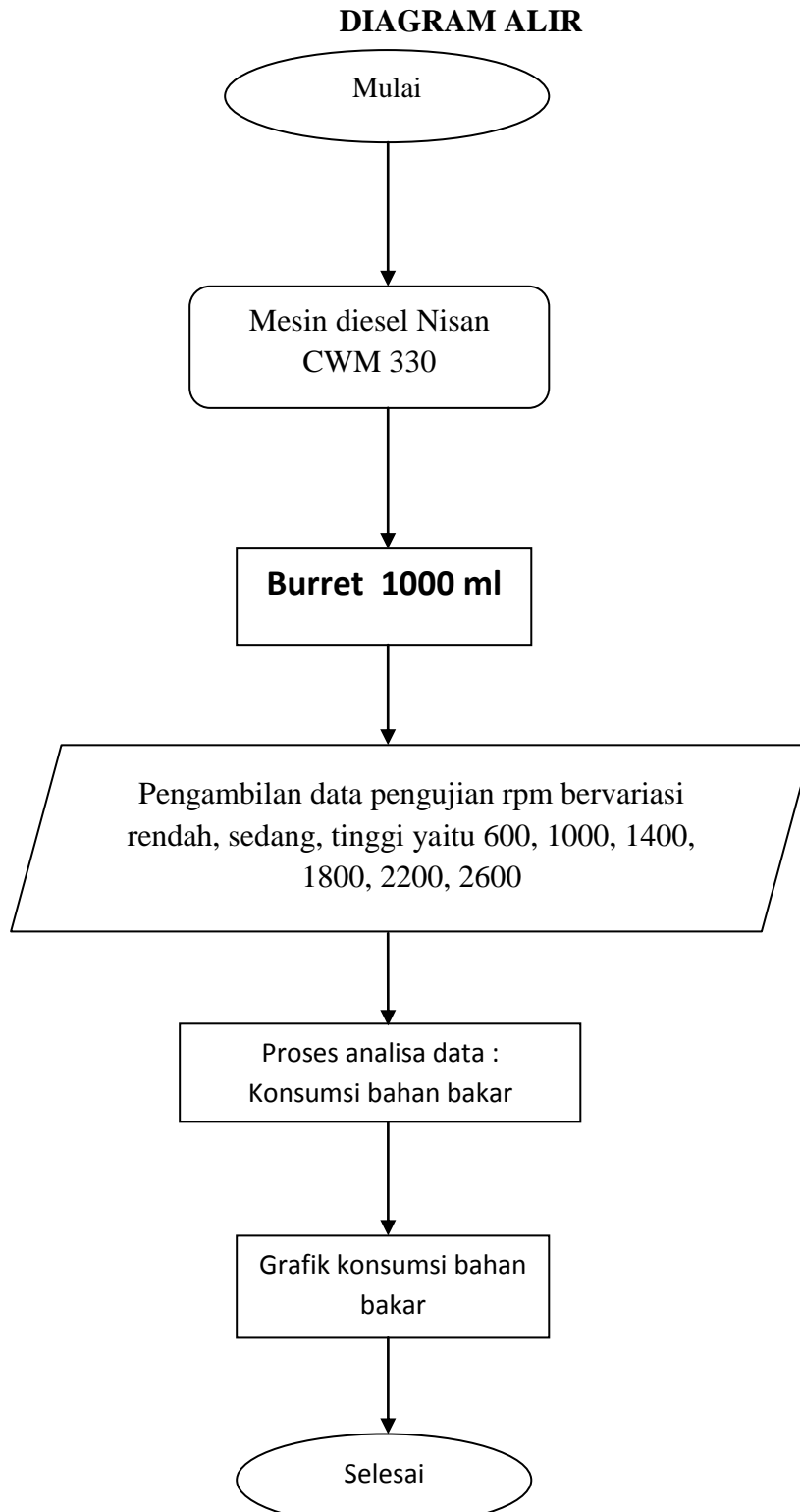
Sebelum mesin di hidupkan harus di lakukan pemeriksaan sebagai berikut :

  - a. Periksa bahan bakar dalam penampungan bahan bakar dan pastikan cukup untuk pengujian.



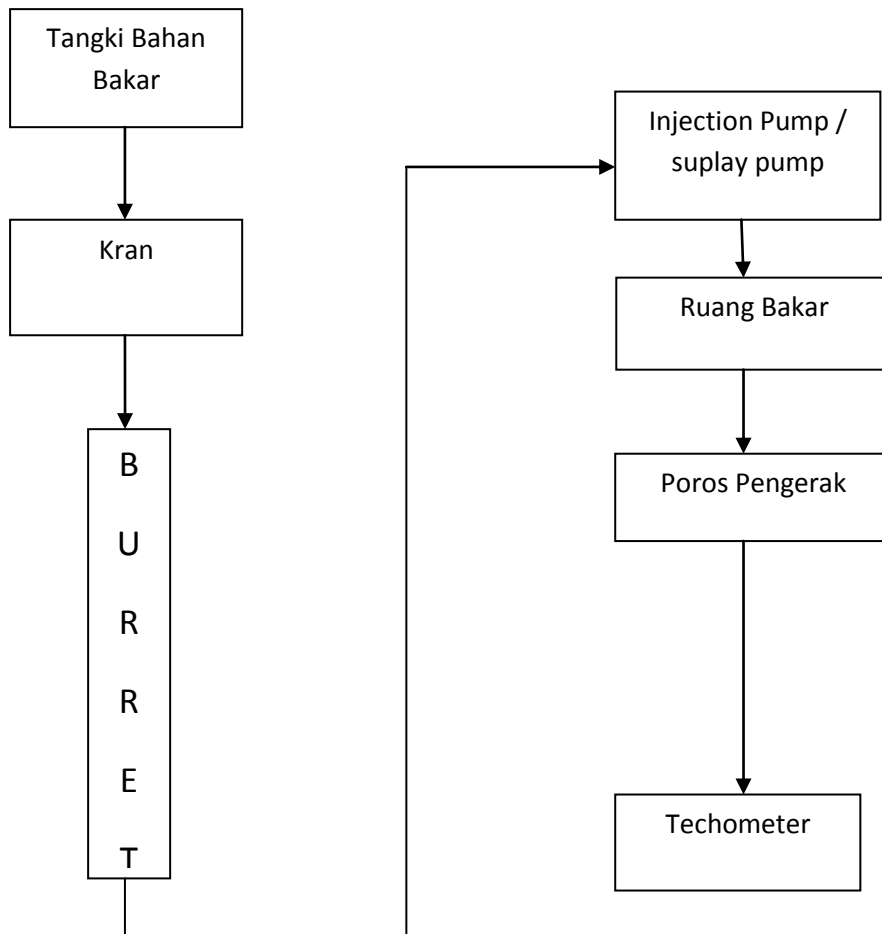
- b. Buka keran bahan bakar untuk mengisi tabung bahan bakar yang tertera pada panel bahan bakar sebanyak 50 ml.
- c. Periksa oil pelumasan harus pada batas aman untuk di oprasikan.
- d. Hidupkan mesin
- e. Biarkan mesin hidup 5 menit sebelum pengambilan data
- f. Atur putaran mesin pada rpm 600, 1000, 1400, 1800, 2200, 2600 dengan memutar spindel pengaturan gas.
- g. Catat pemakaian bahan bakar pada setiap rpm yang di uji dengan waktu 60 detik percobaan.

### 3.6. Alur Penelitian



Gambar 3.1 : Diagram alir penelitian

### 3.7. Sketsa Istalasi Gambar



Gambar 3.2 : Sketsa Instalasi Gambar

## BAB 4

### HASIL DAN PEMBAHASAN

#### 4.1. Latar Belakang Masalah

Hasil dari penelitian ini adalah data penelitian yang berupa laju konsumsi bahan bakar ( $F_i$ ), kebutuhan bahan bakar spesifik efektif ( $S_{fc}$ ), Daya efektif ( $N_e$ ), Daya Motor ( $N$ ), Tekanan efektif rata-rata ( $P_e$ ), Tekanan Indikasi ( $P_i$ ), Kerja persiklus, Daya indikator ( $N_i$ ), Torsi ( $T$ ), Sebagai perbandingan menggunakan Rpm mesin pada putaran 600, 1000, 1400, 1800, 2200, 2600.

#### 4.2. Hasil Pengujian Laju Konsumsi Bahan Bakar

Hasil pengujian konsumsi bahan bakar terhadap rpm mesin pada putaran mesin yang bervariasi seperti di tunjukan pada table dibawah ini.

Tabel 4.1 Desain Variasi Rpm dan Konsumsi Bahan Bakar

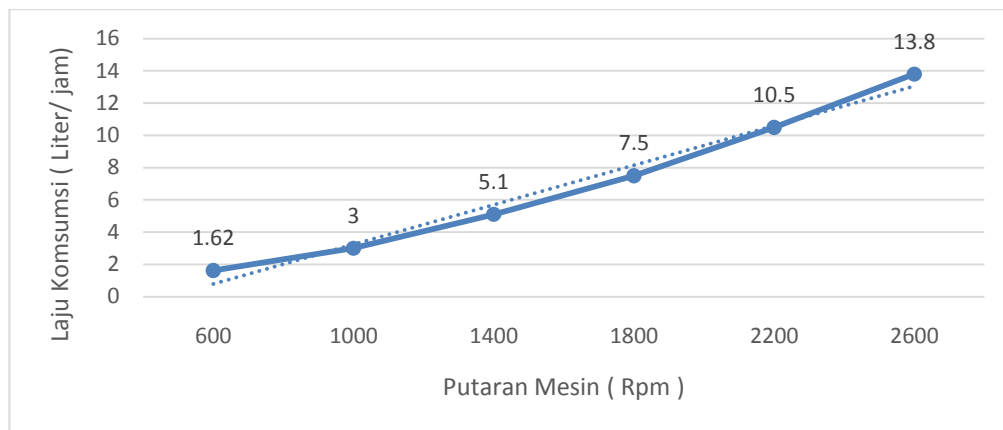
No	Rpm	Waktu (detik)		Hasil Uji (ml/menit)	Rata-Rata (ml/menit)
1	600	60	1	27	27
			2	27	
			3	27	
2	1000	60	1	50	50
			2	50	
			3	50	
3	1400	60	1	85	85
			2	85	
			3	85	
4	1800	60	1	125	125
			2	125	
			3	125	
5	2200	60	1	175	175
			2	175	
			3	175	
6	2600	60	1	230	230
			2	230	
			3	230	

### 4.3.Pembahasan

#### 4.3.1. Laju Konsumsi Bahan Bakar

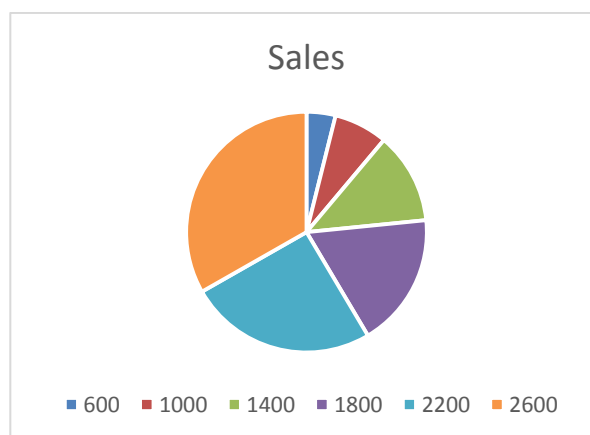
Pada pengujian yang telah di lakukan, terdapat variasi laju konsumsi bahan pada rpm yang berbeda-beda, Sehingga semakin tinggi putaran mesin, maka semakin laju konsumsi bahan bakarnya.

Table 4.2.Grafik konsumsi bahan bakar Vs putaran



Pada grafik di atas menunjukkan hubungan antara putaran mesin dengan konsumsi bahan bakar. Konsumsi bahan bakar di hitung dengan cara menghitung waktu yang di perlukan untuk menghabiskan bahan bakar dalam volume buret yang telah di ukur. Pemakaian bahan bakar semakin naik jika putaran mesin bertambah besar hal ini di sebabkan karena semakin besar putaran mesin maka kebutuhan bahan bakar untuk proses pembakaran akan semakin lebih besar. Putaran mesin merupakan jumlah putaran per menit sehingga jika jumlah putaran bertambah besar, maka jumlah bahan bakar yang di bakar selama 1 menit tersebut akan semakin besar.

Maka peningkatan konsumsi bahan bakar dalam persentasi dengan data sebagai berikut :



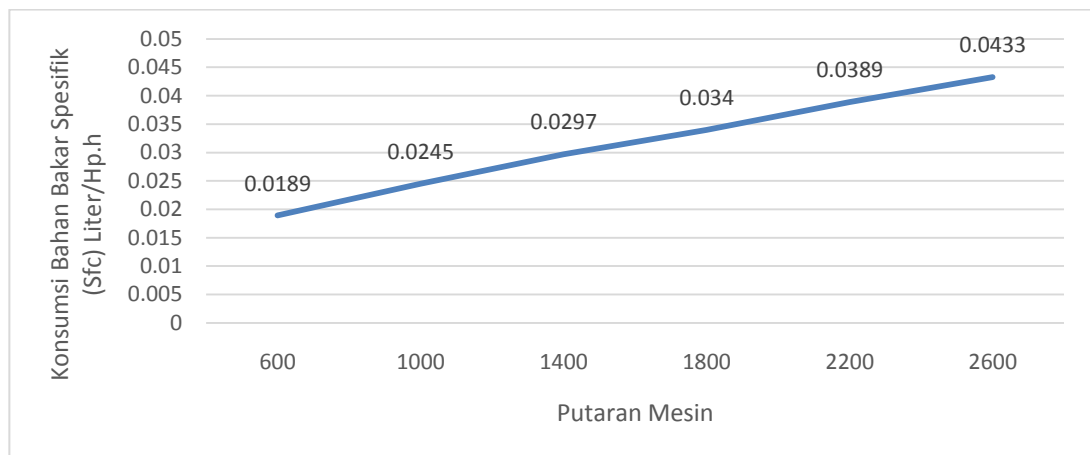
Maka peningkatan pemakaian bahan bakar yang terjadi dapat di lihat dari data table di atas dengan data sebagai berikut :

1. 600 = 3,902 %
2. 1000 = 7,225 %
3. 1400 = 12,283 %
4. 1800 = 18,064 %
5. 2200 = 25,289 %
6. 2600 = 33,237 %

#### 4.3.2. Kebutuhan Bahan Bakar Spesifik (Sfc)

Kebutuhan bahan bakar spesifik, sering di singkat Sfc adalah sebuah rekayasa istilah yang di gunakan untuk menggambarkan efisiensi bahan bakar dari sebuah desain mesin. Sfc sebagai parameter yang biasa di pakai sebagai ukuran ekonomis pemakai bahan bakar yang di gunakan per jam untuk setiap daya yang di hasilkan. Harga Sfc yang lebih rendah menyatakan ekonomis yang lebih tinggi dan harga Sfc yang lebih tinggi menyatakan efisiensi yang lebih rendah pada motor.

Tabel. 4.3. Grafik Sfc Vs putaran mesin

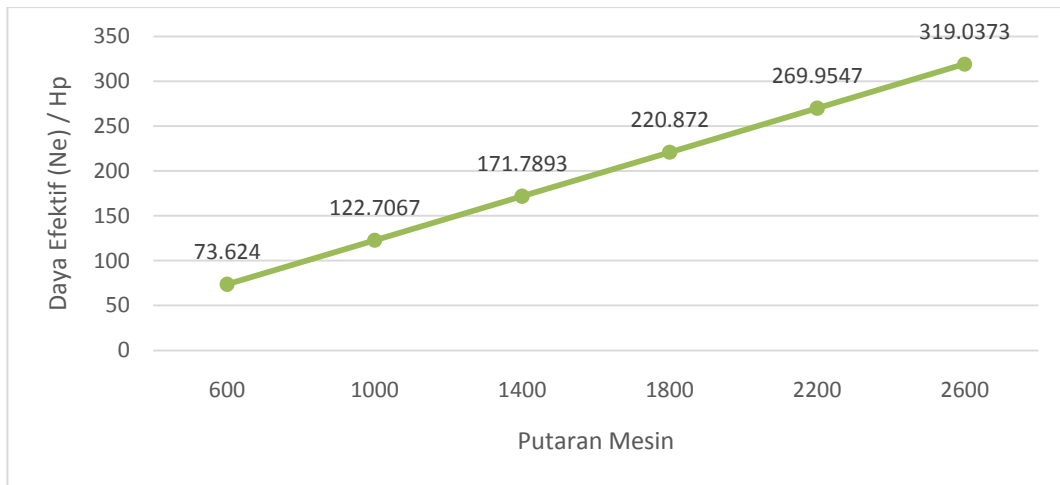


Pada grafik di atas terlihat perbedaan konsumsi bahan bakar pada setiap rpm. Pada grafik terlihat konsumsi bahan bakar akan berbanding lurus dengan putaran mesin.

#### 4.3.3. Daya Efektif (Ne)

Daya efektif di rumuskan sebagai parameter yang menunjukkan kinerja mesin dalam membangkitkan daya pada berbagai kondisi oprasi yang di berikan.

Tabel 4.4. Grafik daya efektif

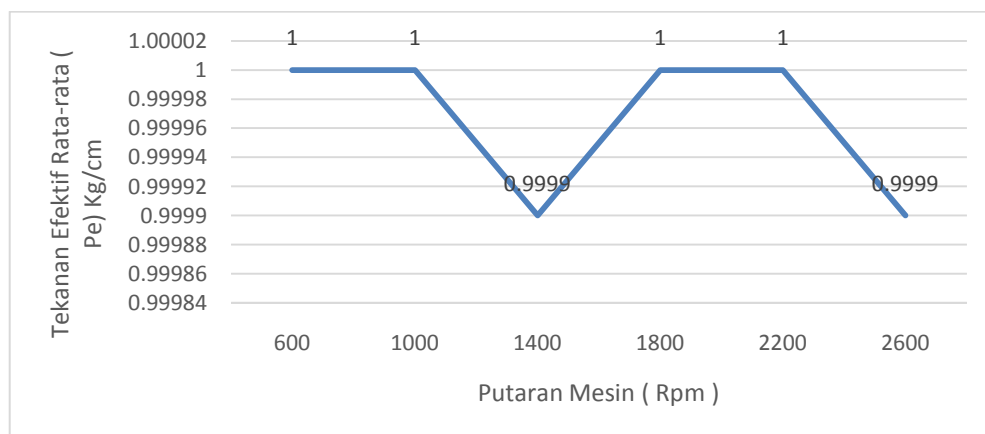


Pada putaran mesin (rpm) daya akan mengalami peningkatan, hal itu disebabkan pada putaran rendah, daya yang dihasilkan kecil.

#### 4.3.4. Tekanan Efektif Rata-rata (Pe)

Tekanan efektif rata-rata motor (Pe), terjadi di dalam silinder di mana tekanan ini merupakan tekanan yang dapat mendorong torak sepanjang langkah untuk mendapatkan usaha persiklus.

Tabel 4.5. Tekanan Efektif rata-rata Vs Putaran Mesin



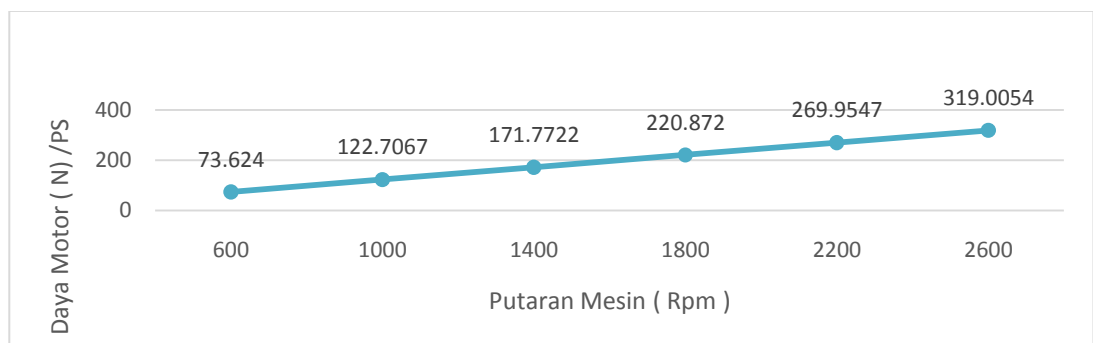
Pada grafik diatas, tekanan efektif rata-rata bervariasi tergantung pada rpm mesin. Terlihat bahwa tekanan tidak konstan dan cenderung naik dan turun tergantung pada putaran mesin. Tekanan efektif rata-rata mengalami peningkatan sampai maksimum. Hal ini disebabkan karena putaran mesin meningkat dengan

aliran campuran bahan bakar dan udara yang masuk di pengaruhi oleh pergerakan torak di dalam ruang bakar. Grafik mengalami naik dan turun di pengaruhi oleh daya efektif ( $N_e$ ) dan putaran mesin ( $N$ )

#### 4.3.5. Daya Motor ( N )

Daya motor merupakan sala satu parameter dalam menentukan performa motor. Perbandingan perhitungan daya terhadap berbagai macam motor. Pengertian dari daya adalah besaran kerja motor selama kurun waktu tertentu ( Arends & Berenschot 1980 ) tergantung pada putaran mesin dan moment putaran mesin, semakin cepat putaran mesin, rpm yang di dihasilkan akan semakin besar, begitu pula moment putaran motor, semakin banyak jumlah gigi pada roda semakin besar torsi yang terjadi. Dengan demikian jumlah putaran (rpm) dan besaran moment putar atau torsi mempengaruhi daya motor yang di dihasilkan oleh sebuah motor.

Tabel 4.6. Daya motor terhadap putaran mesin



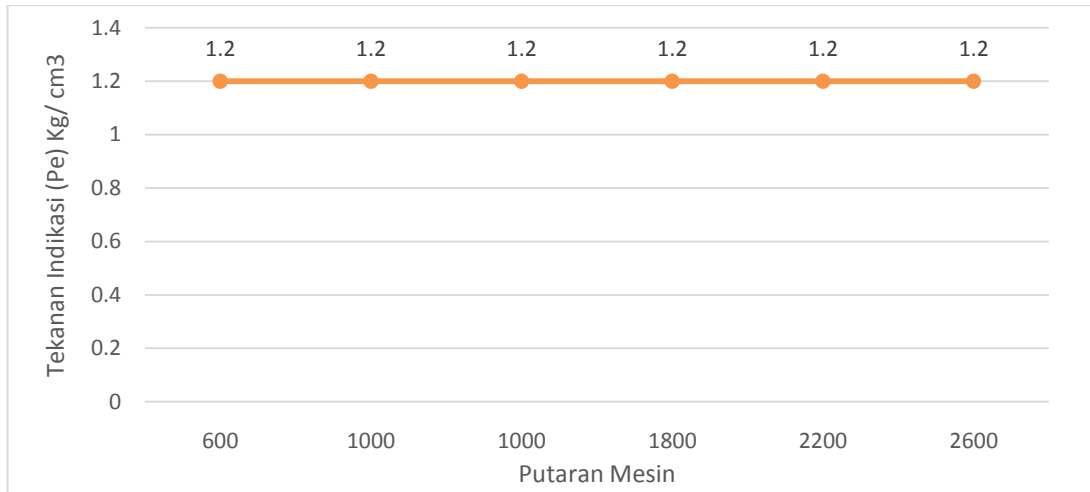
Pada putaran rpm 600 sampai 2600 daya mengalami peningkatan di karenakan putaran mesin semakin bertambah, konsumsi bahan bakar yang besar, serta laju aliran udara yang masuk ke dalam cylinder bertambah. sehingga menghasilkan daya yang besar.

#### 4.3.6. Tekanan Indikasi (Pi)

Tekanan indikasi adalah tekanan teoritis yang bekerja pada torak dalam setiap langkah yang menghasilkan tenaga indicator.



Tabel. 4.7. Tekanan Indikasi Vs Putran mesin

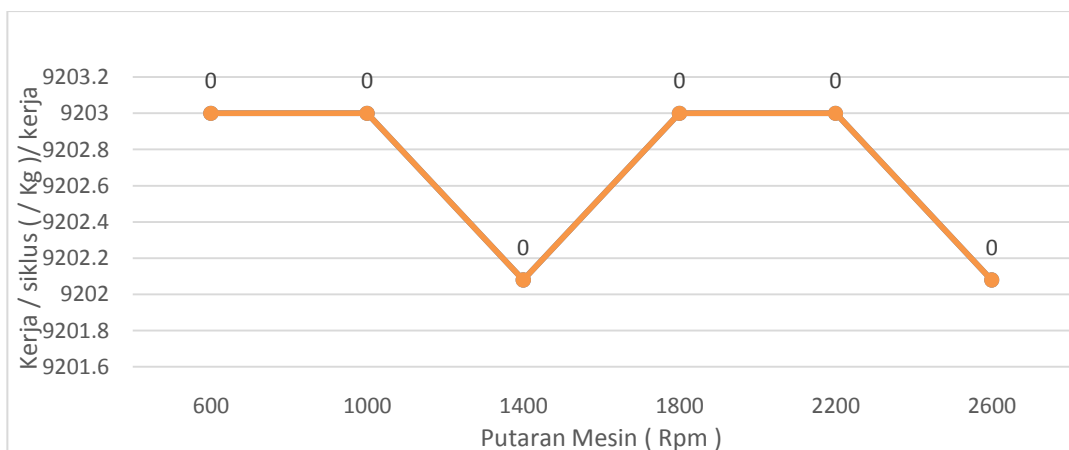


Grafik di atas menunjukkan bahwa tekanan indikasi stabil karena tidak di pengaruhi oleh putaran mesin.

#### 4.3.7. Kerja Persiklus

Kerja persiklus di dapat dari proses dalam mesin, mulai dari langkah hisap, kompresi, pembakaran, dan pembuangan. Dari proses tersebut di dapat satu siklus kerja. Di dalam proses tersebut terdapat kerja yang di ukur dengan satuan fluida kerja. Berdasarkan teori terdapat perbedaan kerja dari setiap putaran mesin seperti yang di lihat pada grafik di bawah ini.

Tabel 4.8. Grafik kerja persiklus

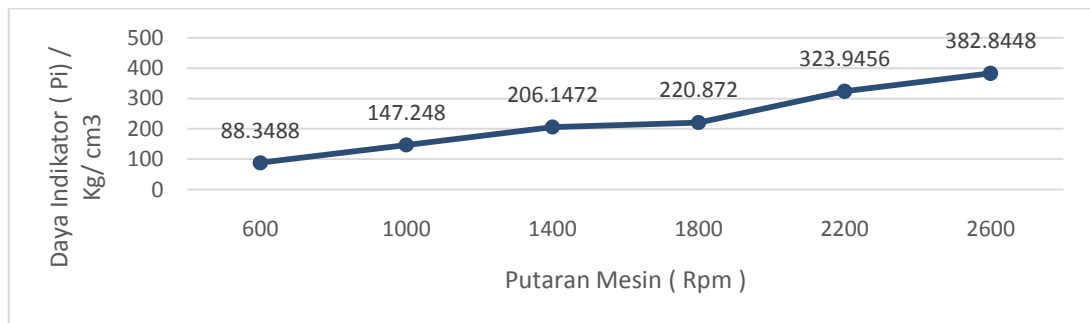


Pada grafik di atas naik dan turunya grafik di pengaruhi oleh Tekanan efektif rata-rata (Pe) yang menjadi factor turun dan naiknya tekanan tersebut.

#### 4.3.8. Daya Indikator (Ni)

Daya indikator adalah istilah yang di gunakan untuk menunjukkan tenaga mesin yang di hasilkan di dalam suatu mesin yang bersipat teoritis yang belum di pengaruhi oleh kerugian-kerugian dalam mesin. Di mana langkah awal merupakan awal perubahan energy panas dari hasil pembakaran bahan bakar ke dalam energy mekaniK.

Tabel 4.9. Daya indikator Vs putaran mesin

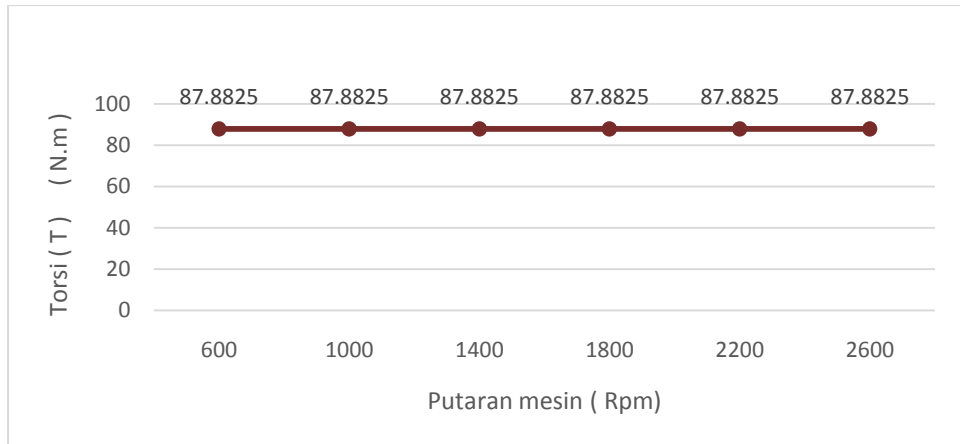


Pada grafik di atas daya indikator akan semakin besar seiring dengan bertambahnya putaran mesin dan konsumsi bahan bakar.

#### 4.3.9. Torsi (T)

Torsi mesin di dapat dari perhitungan secara teoritis. Torsi adalah besaran turunan yang biasa di gunakan untuk menghitung energy yang di hasilkan dari benda yang berputar pada porosnya. Torsi juga dapat diperoleh dari perhitungan daya indikator dan putaran mesin yang terjadi. Analisa torsi pada mesin tentunya tidak tepat dari konsep torsi itu sendiri yang besarnya akan sangat di pengaruhi oleh factor gaya tekan hasil pembakaran (F) dan jari-jari poros engkol pada mesin merupakan factor tetap sehingga yang paling berpengaruh adalah besaran gaya tekan pembakaran (F).

Tabel.4.10. Grafik torsi Vs Putaran mesin



Gaya tekanan hasil pembakaran ini maksimal mana kala pemasukan campuran udara dan bahan bakar besar tekanan kompresi maksimal, Torsi akan turun dan naik pada tinggi rendahnya putaran mesin. Dari hasil perhitungan pada torsi terdapat variasi tidak terdapat perbedaan pada setiap putaran mesin. Berdasarkan hasil penelitian terlihat bahwa grafik stabil pada semua parian putaran mesin. Faktor yang mempengaruhi naik dan turunnya grafik tersebut yaitu pada daya efektif rata-rata ( $P_e$ ) dan putaran mesin ( $N$ ). Grafik di atas menunjukkan torsi stabil pada putaran mesin 600, 1000, 1400, 1800, 2200, 2600 rpm. Torsi tidak di pengaruhi putaran mesin (rpm).

## **BAB 5**

### **PENUTUP**

#### **5.1. Kesimpulan**

Berdasarkan hasil pengujian di atas, maka di dapat data dari beberapa variasi putaran mesin yang berbeda yaitu putaran rendah, sedang, dan tinggi, yang menunjukkan perbedaan konsumsi bahan bakar ( $F_c$ ) dan kebutuhan bahan bakar spesifik ( $S_{fc}$ ). Dari setiap percobaan tersebut di dapat data – data sebagai berikut :

1. Pengujian pada putaran 600 Rpm menghasilkan laju konsumsi bahan bakar ( $F_c$ ) 1,62 liter/jam, Kebutuhan bahan bakar spesifik ( $S_{fc}$ ) sebesar 0,022 (Lier/hp.h), dan daya efektif ( $N_e$ ) sebesar 73,624 Hp.
2. Pengujian pada putaran 1000 Rpm menghasilkan laju konsumsi bahan bakar ( $F_c$ ) 3 Liter /jam, Kebutuhan bahan bakar spesifik ( $S_{fc}$ ) sebesar 0,0245 (Liter/hp.h), dan daya efektif ( $N_e$ ) sebesar 122,7067 Hp.
3. Pengujian pada putaran 1400 Rpm menghasilkan laju konsumsi bahan bakar ( $F_c$ ) 5,1 Liter/jam, Kebutuhan bahan bakar spesifik ( $S_{fc}$ ) sebesar 0,0297 (Liter/hp.h), dan daya efektif ( $N_e$ ) sebesar 171,7893 Hp.
4. Pengujian pada putaran 1800 Rpm menghasilkan laju konsumsi bahan bakar ( $F_c$ ) 07,5 Liter/jam, Kebutuhan bahan bakar spesifik ( $S_{fc}$ ) sebesar 0,034 (Liter/hp.h), dan daya efektif ( $N_e$ ) sebesar 220,872 Hp.
5. Pengujian pada putaran 2200 Rpm menghasilkan laju konsumsi bahan bakar ( $F_c$ ) 10,5 Liter/jam, Kebutuhan bahan bakar spesifik ( $S_{fc}$ ) sebesar 0,0389 (Liter/hp.h), dan daya efektif ( $N_e$ ) sebesar 269,9547 Hp.
6. Pengujian pada putaran 2600 Rpm menghasilkan laju konsumsi bahan bakar ( $F_c$ ) 13,8 Liter/jam, Kebutuhan bahan bakar spesifik ( $S_{fc}$ ) sebesar 0,0433 (Kg/hp.h), dan daya efektif ( $N_e$ ) sebesar 319,0373 Hp.

Dari hasil percobaan diatas, maka laju konsumsi bahan bakar ( $f_c$ ) akan berbanding lurus dengan putaran mesin (rpm) dan konsumsi bahan bakar ( $S_{fc}$ ) yang ideal pada putaran rendah pada putaran rpm 1400 dan putaran tinggi pada putran 1800. Dan torsi tidak mengalami perubahan dari hasil pengujian dalam semua

putaran torsi tidak mengalami perubahan. Maka untuk torsi stabil dalam semua putaran.

## **5.2. Saran**

Dalam melakukan pengujian ini ada beberapa hal yang harus di perbaiki :

1. Melakukan percobaan dengan bahan bakar yang berbeda jenis bahan bakar dan komposisi setiap percobaan seperti menggunakan bahan bakar biodiesel.
2. Melakukan percobaan dengan berbeda unit
3. Menghitung torsi dengan menggunakan Dynamo meter agar lebih akurat
4. Semoga dari hasil penelitian ini ada yang melanjutkannya agar penelitian ini bias lebih sempurna lagi.

## DAFTAR PUSTAKA

Aris Munandar, W. dan Koichi Tsuda, Motor Diesel Putaran Tinggi, Pradnya Paramita Jakarta, 1983

Arismunandar. W(1994). Pengerak mula motor bakar torak. Bandung ITB

Arismunandar. W(1994). Prinsip kerja motor Bakar. Bandung ITB

Basic Mechanic Training1. Jakarta: PT. astra Internasional

Bosh, 1999, Diesel Distributor Fuel Injection Pumps, Technical Instruction, 4rd Edition, Robert Bosh GmbH, Germani

Bosh, 2000, Diesel fuel-injection: An overview ,technical instruction, 3rd Edition, Robert Bosh GmbH, Germani

Daryanto, Drs., Contoh Perhitungan Perencanaan Motor Diesel 4 Langkah, Tarsito. Bandung,

Daimler Chrysler ,2000, Common Rail Diesel Injection (CDI) Sistem Injection Bahan Bakar Diesel, Edisi 1, Central training Departement PT. Daimler Distribution Indonesia, Jakarta Indonesia

Denso, S. I. (2005). Common Rail System. Jakarta: PT. Denso Sales Indonesia. (p. 1-55)

Holman JP., Perpindahan Panas, Erlangga Jakarta Tahun 1990.

[http://en.wikivedia.org/wiki/Four-Stroke\\_cycle](http://en.wikivedia.org/wiki/Four-Stroke_cycle) Jam 20.00 WIB, 29-02-20116

<http://suriawanagus.wordpress.com/2013/04/24/prinsip-kerja-mesin-diesel-materi-2/>.  
Jam 20:00, 29-02-2016

Ibid, dasar perhitungan termodinamika teknik

Judiyuk. (2009). Diesel Engine: Sejarah Mesin Diesel, Prinsip Kerja Mesin Diesel. Retrieved September 3, 2012, from <http://forum.kompas.com/otomotif-umum/22546-diesel-engine.html>

Kamajaya, Drs. Lingsih, S, Ir. Fisika, Ganeca Exact, Bandung,

VEDC, 1990, Service Mobil, VEDC Malang agian Otomotif, Vocational Education Development Center Malang, Indonesia

Petrovsky.N, Marine Internal Combustion Engines, Mir Publishers. Moscow,

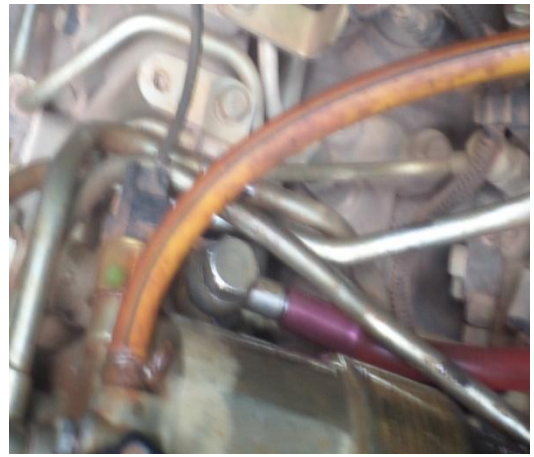
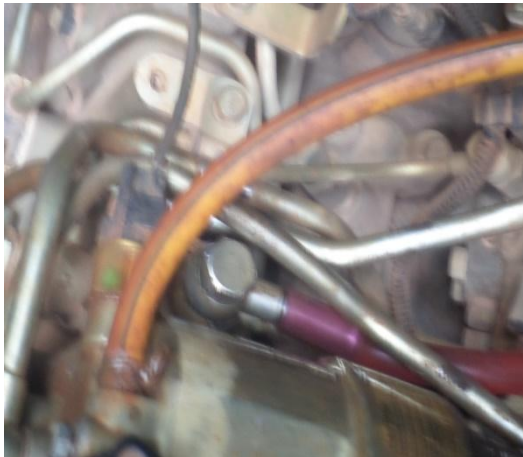
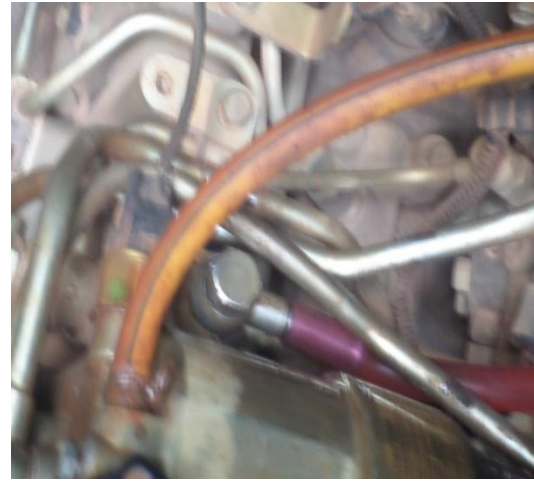
Scania, 1995 Service Handbuch last wagen, Scania AB

Toyota, 1980, Toyota Diesel Engine, Service Training Information, Toyota Motor Sales CO. LTD, Japan.

Swisscontact, 2000, Motor Diesel Materi Training, Jakarta Clean Air Project, Swisscontact, Jakarta, Indonesia

William C Reynolds. Henri C Parkins. Themodinamika Teknik. (1987)

LAMPIRAN







## PERHITUNGAN

### 1. Hasil pengujian Pada Rpm 600

- a. Laju Konsumsi Bahan bakar (Fc)

$$F_c = \frac{v_{bb} \cdot \rho_{bb}}{T_{bb}} \dots\dots\dots (\text{ Liter /menit } )$$

$$= \frac{27 \cdot 60}{1000}$$

$$= 1,62 \text{ Liter /jam}$$

- b. Konsumsi Bahan bakar Spesifik (Sfc )

$$S_{fc} = \frac{F_c}{N_e} \dots\dots\dots (\text{ Kg /hp.h } )$$

$$= \frac{1,62}{73,624}$$

$$= 0,022 \text{ Liter / hp.h}$$

- c. Daya Efektif (Ne )

$$N_e = \frac{V_L \cdot Z \cdot n}{450000} \dots\dots\dots (\text{ hp } )$$

$$= \frac{9203 \cdot 6 \cdot 600}{450000}$$

$$= \frac{33.130.800}{450.000}$$

$$= 73,624 \text{ Hp}$$

d. Tekanan Efektif Rata-rata (  $P_e$  )

$$\begin{aligned} P_e &= \frac{450000 \cdot N_e}{V_L \cdot Z \cdot n} \dots \dots \dots ( \text{Kg} / \text{cm}^2 ) \\ &= \frac{450.000 \cdot 73,624}{9203 \cdot 6 \cdot 600} \\ &= \frac{33.130.800}{33.130.800} \\ &= 1 \text{ Kg} / \text{cm}^2 \end{aligned}$$

e. Daya Motor (  $N$  )

$$\begin{aligned} N &= \frac{P_e \cdot V_L \cdot Z \cdot n}{450.000} \dots \dots \dots ( \text{PS} ) \\ &= \frac{1 \cdot 9203 \cdot 6 \cdot 600}{450.000} \\ &= \frac{33.130.800}{450.000} \\ &= 73,624 \text{ PS} \end{aligned}$$

f. Tekanan Indikator (  $P_i$  )

$$\begin{aligned} N^m &= \frac{P_e}{P_i} \\ P_i &= \frac{P_e}{N^m} \dots \dots \dots ( \text{Kg} / \text{Cm}^3 ) \\ &= \frac{1}{0,83} \\ &= 1,2 \text{ Kg} / \text{Cm}^3 \end{aligned}$$

g. Kerja Persiklus

$$W \text{ Persiklus} = P_e \cdot V_L \text{ .....( / Kg Fluida Kerja )}$$

$$= 1 \cdot 9203$$

$$= 9203 \text{ / Kg Fluida Kerja}$$

h. Daya Indikator (Ni )

$$N_i = \frac{P_i \cdot Z \cdot V_L \cdot n}{450.000} \text{ ..... ( PS )}$$

$$= \frac{1,2 \cdot 6 \cdot 9203 \cdot 600}{450.000}$$

$$= \frac{39.756.960}{450.000}$$

$$= 88,3488 \text{ PS}$$

i. Torsi ( T )

$$T = \frac{716,2 \cdot N_e}{n} \text{ ..... ( N / m )}$$

$$= \frac{716,2 \cdot 73,624}{600}$$

$$= \frac{52.729,5088}{600}$$

$$= 87,8825 \text{ N/m}$$

## 2. Hasil pengujian Pada Rpm 1000

- a. Laju Konsumsi Bahan bakar ( $F_c$ )

$$F_c = \frac{v_{bb} \cdot \rho_{bb}}{T_{bb}} \dots\dots\dots (\text{Kg /menit})$$

$$= \frac{50 \cdot 60}{1000}$$

$$= 3 \text{ Liter/jam}$$

- b. Konsumsi Bahan bakar Spesifik ( $S_{fc}$ )

$$S_{fc} = \frac{F_c}{N_e} \dots\dots\dots (\text{Liter/hp.h})$$

$$= \frac{3}{122,7067}$$

$$= 0,0245 \text{ Liter / hp.h}$$

- c. Daya Efektif ( $N_e$ )

$$N_e = \frac{V_L \cdot Z \cdot n}{450000} \dots\dots\dots (\text{hp})$$

$$= \frac{9203 \cdot 6 \cdot 1000}{450000}$$

$$= \frac{55.218.000}{450.000}$$

$$= 122,7067 \text{ Hp}$$

d. Tekanan Efektif Rata-rata ( Pe )

$$\begin{aligned}Pe &= \frac{450000 \cdot Ne}{VL \cdot Z \cdot n} \dots \dots \dots ( Kg / cm^2 ) \\&= \frac{450.000 \cdot 122,7067}{9203 \cdot 6 \cdot 1000} \\&= \frac{55.218.015}{55.218.000} \\&= 1 \text{ Kg} / cm^2\end{aligned}$$

e. Daya Motor ( N )

$$\begin{aligned}N &= \frac{Pe \cdot VL \cdot Z \cdot n}{450.000} \dots \dots \dots ( PS ) \\&= \frac{1 \cdot 9203 \cdot 6 \cdot 1000}{450.000} \\&= \frac{55.218.000}{450.000} \\&= 122,7067 \text{ PS}\end{aligned}$$

f. Tekanan Indikator ( Pi )

$$\begin{aligned}N^m &= \frac{Pe}{Pi} \\Pi &= \frac{Pe}{N^m} \dots \dots \dots ( Kg / Cm^3 ) \\&= \frac{1}{0,83} \\&= 1,2 \text{ Kg} / Cm^3\end{aligned}$$

g. Kerja Persiklus

$$W \text{ Persiklus} = P_e \cdot V_L \dots\dots\dots (/ \text{ Liter Fluida Kerja } )$$

$$= 1 \cdot 9203$$

$$= 9203 / \text{ Liter Fluida Kerja}$$

h. Daya Indikator (Ni )

$$N_i = \frac{P_i \cdot Z \cdot V_L \cdot n}{450.000} \dots\dots\dots ( \text{ PS } )$$

$$= \frac{1,2 \cdot 6 \cdot 9203 \cdot 1000}{450.000}$$

$$= \frac{66.261.600}{450.000}$$

$$= 147,248 \text{ PS}$$

i. Torsi ( T )

$$T = \frac{716,2 \cdot N_e}{n} \dots\dots\dots ( \text{ N / m } )$$

$$= \frac{716,2 \cdot 122,7067}{1000}$$

$$= \frac{87.882,5385}{1000}$$

$$= 87,8825 \text{ N / m}$$

### 3. Hasil pengujian Pada Rpm 1400

a. Laju Konsumsi Bahan bakar (Fc)

$$\begin{aligned} Fc &= \frac{vbb \cdot \rho_{bb}}{T_{bb}} \dots\dots\dots (\text{Liter/menit}) \\ &= \frac{85 \cdot 60}{1} \\ &= 5.1 (\text{Liter/jam}) \end{aligned}$$

b. Konsumsi Bahan bakar Spesifik (Sfc)

$$\begin{aligned} Sfc &= \frac{Fc}{Ne} \dots\dots\dots (\text{Liter /hp.h}) \\ &= \frac{5,1}{171,7893} \\ &= 0,0297 \text{ Liter / hp.h} \end{aligned}$$

c. Daya Efektif (Ne)

$$\begin{aligned} Ne &= \frac{V_L \cdot Z \cdot n}{450000} \dots\dots\dots (\text{hp}) \\ &= \frac{9203 \cdot 6 \cdot 1400}{450000} \\ &= \frac{77.305.200}{450.000} \\ &= 171,7893 \text{ Hp} \end{aligned}$$



d. Tekanan Efektif Rata-rata (  $P_e$  )

$$\begin{aligned}
 P_e &= \frac{450000 \cdot N_e}{V_L \cdot Z \cdot n} \dots \dots \dots ( \text{Kg} / \text{cm}^2 ) \\
 &= \frac{450.000 \cdot 171,7893}{9203 \cdot 6 \cdot 1400} \\
 &= \frac{77.305.185}{77.305.200} \\
 &= 0,9999 \text{ kg} / \text{cm}^2
 \end{aligned}$$

e. Daya Motor (  $N$  )

$$\begin{aligned}
 N &= \frac{P_e \cdot V_L \cdot Z \cdot n}{450.000} \dots \dots \dots ( \text{PS} ) \\
 &= \frac{0,9999 \cdot 9203 \cdot 6 \cdot 1400}{450.000} \\
 &= \frac{77.297.469,48}{450.000} \\
 &= 171,7722 \text{ PS}
 \end{aligned}$$

f. Tekanan Indikator (  $P_i$  )

$$\begin{aligned}
 N^m &= \frac{P_e}{P_i} \\
 P_i &= \frac{P_e}{N^m} \dots \dots \dots ( \text{Kg} / \text{Cm}^3 ) \\
 &= \frac{0,9999}{0,83} \\
 &= 1,2 \text{ Kg} / \text{Cm}^3
 \end{aligned}$$

g. Kerja Persiklus

$$\begin{aligned}W \text{ Persiklus} &= P_e \cdot V_L \dots\dots\dots (/ \text{ Liter Fluida Kerja }) \\ &= 0,9999 \cdot 9203 \\ &= 9202,0797 / \text{ Liter Fluida Kerja}\end{aligned}$$

h. Daya Indikator (Ni )

$$\begin{aligned}N_i &= \frac{P_i \cdot Z \cdot V_L \cdot n}{450.000} \dots\dots\dots ( \text{ PS } ) \\ &= \frac{1,2 \cdot 6 \cdot 9203 \cdot 1400}{450.000} \\ &= \frac{92.766.240}{450.000} \\ &= 206,1472 \text{ PS}\end{aligned}$$

i. Torsi ( T )

$$\begin{aligned}T &= \frac{716,2 \cdot N_e}{n} \dots\dots\dots ( \text{ N / m } ) \\ &= \frac{716,2 \cdot 171,7893}{1400} \\ &= \frac{123.035,4967}{1400} \\ &= 87,8825 \text{ N / m}\end{aligned}$$

#### 4. Hasil pengujian Pada Rpm 1800

- a. Laju Konsumsi Bahan bakar (Fc)

$$\begin{aligned} Fc &= \frac{v_{bb} \cdot \rho_{bb}}{T_{bb}} \dots\dots\dots (\text{Liter /menit}) \\ &= \frac{125 \cdot 60}{1000} \\ &= 7,5 \text{ Liter/jam} \end{aligned}$$

- b. Konsumsi Bahan bakar Spesifik (Sfc )

$$\begin{aligned} Sfc &= \frac{Fc}{Ne} \dots\dots\dots (\text{Liter /hp.h}) \\ &= \frac{7,5}{220,872} \\ &= 0,034 \text{ Liter / hp.h} \end{aligned}$$

- c. Daya Efektif (Ne )

$$\begin{aligned} Ne &= \frac{V_L \cdot Z \cdot n}{450000} \dots\dots\dots (\text{hp}) \\ &= \frac{9203 \cdot 6 \cdot 1800}{450000} \\ &= \frac{99.392.400}{450.000} \\ &= 220,872 \text{ Hp} \end{aligned}$$

d. Tekanan Efektif Rata-rata ( Pe )

$$\begin{aligned}Pe &= \frac{450000 \cdot Ne}{VL \cdot Z \cdot n} \dots \dots \dots ( Kg / cm^2 ) \\&= \frac{450.000 \cdot 220,872}{9203 \cdot 6 \cdot 1800} \\&= \frac{99.392.400}{99.392.400} \\&= 1 Kg / cm^2\end{aligned}$$

e. Daya Motor ( N )

$$\begin{aligned}N &= \frac{Pe \cdot VL \cdot Z \cdot n}{450.000} \dots \dots \dots ( PS ) \\&= \frac{1 \cdot 9203 \cdot 6 \cdot 1800}{450.000} \\&= \frac{99.392.400}{450.000} \\&= 220,872 PS\end{aligned}$$

f. Tekanan Indikator ( Pi )

$$\begin{aligned}N^m &= \frac{Pe}{Pi} \\Pi &= \frac{Pe}{N^m} \dots \dots \dots ( Kg / Cm^3 ) \\&= \frac{1}{0,83} \\&= 1,2 Kg / Cm^3\end{aligned}$$

g. Kerja Persiklus

$$W \text{ Persiklus} = P_e \cdot V_L \dots\dots\dots (/ \text{ Kg Fluida Kerja } )$$

$$= 1 \cdot 9203$$

$$= 9203 / \text{ Liter Fluida Kerja}$$

h. Daya Indikator (Ni )

$$N_i = \frac{P_i \cdot Z \cdot V_L \cdot n}{450.000} \dots\dots\dots ( \text{ PS } )$$

$$= \frac{1,2 \cdot 6 \cdot 9203 \cdot 1800}{450.000}$$

$$= \frac{119.270.880}{450.000}$$

$$= 265,0464 \text{ PS}$$

i. Torsi ( T )

$$T = \frac{716,2 \cdot N_e}{n} \dots\dots\dots ( \text{ N / m } )$$

$$= \frac{716,2 \cdot 220,872}{1800}$$

$$= \frac{158.188,5264}{1800}$$

$$= 87,8825 \text{ N / m}$$

## 5. Hasil pengujian Pada Rpm 2200

- a. Laju Konsumsi Bahan bakar ( $F_c$ )

$$\begin{aligned} F_c &= \frac{vbb \cdot 60}{1000} \dots\dots\dots (\text{Liter /menit}) \\ &= \frac{175 \cdot 60}{1000} \\ &= 10,5 \text{ Liter/jam} \end{aligned}$$

- b. Konsumsi Bahan bakar Spesifik ( $Sfc$ )

$$\begin{aligned} Sfc &= \frac{F_c}{N_e} \dots\dots\dots (\text{Kg /hp.h}) \\ &= \frac{10,5}{269,9547} \\ &= 0,0389 \text{ Liter / hp.h} \end{aligned}$$

- c. Daya Efektif ( $N_e$ )

$$\begin{aligned} N_e &= \frac{V_L \cdot Z \cdot n}{450000} \dots\dots\dots (\text{hp}) \\ &= \frac{9203 \cdot 6 \cdot 2200}{450000} \\ &= \frac{121.479.600}{450.000} \\ &= 269,9547 \text{ Hp} \end{aligned}$$

d. Tekanan Efektif Rata-rata (  $P_e$  )

$$\begin{aligned} P_e &= \frac{450000 \cdot N_e}{V_L \cdot Z \cdot n} \dots \dots \dots ( \text{Kg} / \text{cm}^2 ) \\ &= \frac{450.000 \cdot 269,9547}{9203 \cdot 6 \cdot 2200} \\ &= \frac{121.479.615}{121.479.600} \\ &= 1 \text{ Kg} / \text{cm}^2 \end{aligned}$$

e. Daya Motor (  $N$  )

$$\begin{aligned} N &= \frac{P_e \cdot V_L \cdot Z \cdot n}{450.000} \dots \dots \dots ( \text{PS} ) \\ &= \frac{1 \cdot 9203 \cdot 6 \cdot 2200}{450.000} \\ &= \frac{121.479.600}{450.000} \\ &= 269,9547 \text{ PS} \end{aligned}$$

f. Tekanan Indikator (  $P_i$  )

$$\begin{aligned} N^m &= \frac{P_e}{P_i} \\ P_i &= \frac{P_e}{N^m} \dots \dots \dots ( \text{Kg} / \text{Cm}^3 ) \\ &= \frac{1}{0,83} \\ &= 1,2 \frac{\text{Kg}^3}{\text{Cm}} \end{aligned}$$

g. Kerja Persiklus

$$W \text{ Persiklus} = P_e \cdot V_L \text{ .....( / Liter Fluida Kerja )}$$

$$= 1 \cdot 9203$$

$$= 9203 \text{ / Liter Fluida Kerja}$$

h. Daya Indikator (Ni )

$$N_i = \frac{P_i \cdot Z \cdot V_L \cdot n}{450.000} \text{ ..... ( PS )}$$

$$= \frac{1,2 \cdot 6 \cdot 9203 \cdot 2200}{450.000}$$

$$= \frac{145.775.520}{450.000}$$

$$= 323,9456 \text{ PS}$$

i. Torsi ( T )

$$T = \frac{716,2 \cdot N_e}{n} \text{ ..... ( N / m )}$$

$$= \frac{716,2 \cdot 269,9547}{2200}$$

$$= \frac{193.341,5561}{2200}$$

$$= 87,8825 \text{ N / m}$$



## 6. Hasil pengujian Pada Rpm 2600

- a. Laju Konsumsi Bahan bakar (Fc)

$$F_c = \frac{V_{bb} \cdot 60}{1000} \dots\dots\dots (\text{Liter / jam})$$

$$= \frac{230 \cdot 60}{1000}$$

$$= 13,8 \text{ Liter/jam}$$

- b. Konsumsi Bahan bakar Spesifik (Sfc )

$$Sfc = \frac{F_c}{N_e} \dots\dots\dots (\text{Liter /hp.h})$$

$$= \frac{13.8}{319,0373}$$

$$= 0,0433 \text{ Liter / hp.h}$$

- c. Daya Efektif (Ne )

$$N_e = \frac{V_L \cdot Z \cdot n}{450000} \dots\dots\dots (\text{hp})$$

$$= \frac{9203 \cdot 6 \cdot 2600}{450000}$$

$$= \frac{143.566.800}{450.000}$$

$$= 319,0373 \text{ Hp}$$

- d. Tekanan Efektif Rata-rata ( Pe )

$$Pe = \frac{450000 \cdot Ne}{VL \cdot Z \cdot n} \dots \dots \dots (\text{Kg} / \text{cm}^2)$$

$$= \frac{450.000 \cdot 319,0373}{9203 \cdot 6 \cdot 2600}$$

$$= \frac{143.566.785}{143.566.800}$$

$$= 0,9999 \text{ Kg} / \text{cm}^2$$

e. Daya Motor ( N )

$$N = \frac{Pe \cdot VL \cdot Z \cdot n}{450.000} \dots \dots \dots (\text{PS})$$

$$= \frac{0,9999 \cdot 9203 \cdot 6 \cdot 2600}{450.000}$$

$$= \frac{143.552.443,32}{450.000}$$

$$= 391,0054 \text{ PS}$$

f. Tekanan Indikator ( Pi )

$$N^m = \frac{Pe}{Pi}$$

$$Pi = \frac{Pe}{N^m} \dots \dots \dots (\text{Liter} / \text{Cm}^3)$$

$$= \frac{0,9999}{0,83}$$

$$= 1,2 \text{ .Kg/cm}^3$$

g. Kerja Persiklus

$$W_{\text{Persiklus}} = P_e \cdot V_L \dots\dots\dots (/ \text{ Liter Fluida Kerja } )$$

$$= 0,9999 \cdot 9203$$

$$= 9202,0797 / \text{ Liter Fluida Kerja}$$

h. Daya Indikator (Ni )

$$N_i = \frac{P_i \cdot Z \cdot V_L \cdot n}{450.000} \dots\dots\dots ( \text{ PS } )$$

$$= \frac{1,2 \cdot 6 \cdot 9203 \cdot 2600}{450.000}$$

$$= \frac{172.280.160}{450.000}$$

$$= 382,8448 \text{ PS}$$

i. Torsi ( T )

$$T = \frac{716,2 \cdot N_e}{N} \dots\dots\dots ( \text{ N / m } )$$

$$= \frac{716,2 \cdot 319,0373}{2600}$$

$$= \frac{228.491.514}{2600}$$

$$= 87,8825 \text{ N / m}$$