

**ANALISIS KINERJA GASOLINE DIRECT INJECTION ENGINE
PADA KENDARAAN OTOMOBIL
OLEH: Drs. NANA SUMARNA, MT.**

Abstraksi:

Pertimbangan berkendara adalah keamanan, kenyamanan dan tenaga traksi yang dahsyat saat dikemudikan, dengan pemakaian bahan bakar yang rendah sebagai moda yang tepat untuk lalu lintas dikota. Kendaraan yang berteknologi ramah lingkungan, mampu menghasilkan emisi gas buang sesuai standar Euro 2. Moda transportasi merupakan dambaan dan kebutuhan semua orang di negara maju, inovasi teknologi menggunakan *Gasoline Direct Injection*. Merujuk kepada gambaran data pembandingan, *performance* dari kinerja yang terlihat lebih tinggi dibanding *Multi Point Injection* untuk tiap tingkat putaran.

A. Pendahuluan

Industri otomotif Indonesia memasuki babak baru dalam teknologi motor dan pembuangan, secara resmi pemerintah memberlakukan Keputusan Menteri Lingkungan Hidup Nomor 141/2003 tentang Standar Emisi Euro 2. Peraturan ini berlaku untuk kendaraan produksi terbaru atau yang sedang diproduksi, para Agen Tunggal Pemegang Merek (ATPM) yang beroperasi di Indonesia, menyatakan kesiapan untuk memproduksi kendaraan yang berteknologi ramah lingkungan. Menyiapkan teknologi yang mampu menghasilkan emisi gas buang sesuai standar Euro 2, menghadirkan sebuah kendaraan yang memiliki nilai lebih bagi lingkungan hidup.

Mengadopsi standar Euro 2 memang mutlak diperlukan beberapa perubahan teknologi, yang paling utama adalah pemasangan *Catalytic Converter (CC)*. Sebagai peredam emisi gas buang dan teknologi pasokan bahan bakar injeksi, merupakan teknologi masa kini yang ramah lingkungan. Penyelesaian dari masalah tersebut tentunya menyangkut dua faktor yang saling berhubungan yaitu faktor jenis bahan bakar dan faktor *engine* kendaraan. Berbicara masalah bahan bakar untuk kendaraan bermotor, sampai saat ini khususnya untuk negara Indonesia terdapat beberapa jenis bahan bakar cair produk Pertamina.

Merancang dan membangun suatu *engine* kendaraan yang lebih efisien, melalui inovasi yang mampu memberikan *injection* bahan bakar dan udara campuran. Karakter ini memiliki potensi yang besar untuk mengoptimalkan pemasukan bahan bakar, dalam menghasilkan pembakaran yang lebih baik pada pemakaian bahan bakar yang lebih hemat. Merupakan alasan yang memacu dalam usaha menarik perhatian konsumen, untuk mengeluarkan produk yang memiliki keunggulan lebih dari produk sebelumnya. Harapan perancang, kendaraannya menjadi pilihan utama konsumen sebagai otomobil yang memiliki teknologi terbaru dikelasnya.

Pengembangan yang dilakukan terjadi dengan sangat cepat melalui penemuan metode untuk memasukkan bahan bakar tanpa menggunakan karburator. Pemasukan bahan bakar secara efektif dilakukan melalui injector, yang mampu mereduksi kekurangan-kekurangan pada kinerja *engine* motor Otto yang telah ada. *Gasoline Direct Injection Engine* merupakan suatu sistem yang memungkinkan, kendali yang tepat terhadap campuran bahan bakar dan udara untuk waktu pengapian yang spesifik. Alat untuk sistem ini dipergunakan, bertujuan untuk menghemat pemakaian bahan bakar, tanpa mengganggu daya yang dihasilkan disebut dengan sistem injeksi.

Berdasarkan latar belakang pemikiran diatas, penulis mencoba mengangkat permasalahan dalam karya tulis ini adalah "**Analisis Kinerja Gasoline Direct Injection**

Engine pada Mitsubishi Pajero 3.5 V6”, ditetapkan sebagai topik permasalahan yang akan dicermati oleh penulis

B. Perumusan Masalah

Tanpa adanya masalah, maka tidak ada penelitian. Untuk memperjelas lingkup permasalahan dalam penelitian ini, perlu ditetapkan perumusan masalah.

Adapun perumusan masalah yang akan menjadi objek pada penelitian ini adalah “Bagaimana gambaran teoritis tentang kinerja *Gasoline Direct Injection* pada Mitsubishi Pajero 3.5 V6 Elegance, apabila dibandingkan dengan *MPI Engine* konvensional yang seukuran.

C. Metode Penelitian

Metode penelitian yang dipergunakan adalah metode deskriptif analitik, yaitu suatu metode yang digunakan untuk memecahkan permasalahan yang sedang dihadapi pada situasi sekarang. Penelitian deskriptif merupakan penelitian yang dimaksudkan untuk mengumpulkan informasi mengenai status suatu gejala yang ada, yaitu keadaan gejala menurut apa adanya pada saat penelitian dilakukan.

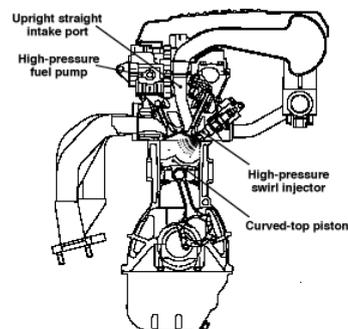
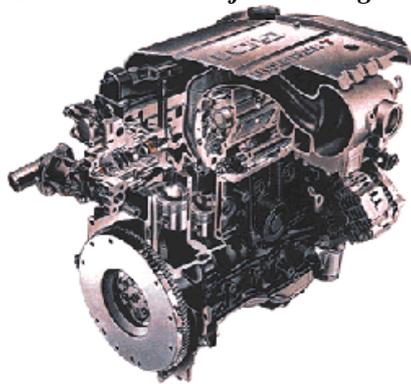
D. Kajian Umum Motor Bakar Torak

Motor pembakaran dalam pada umumnya dikenal dengan nama motor bakar torak, proses pembakaran berlangsung didalam motor bakar sendiri. Sehingga gas pembakaran yang terjadi, sekaligus berfungsi sebagai fluida kerja. Motor bakar torak mempergunakan beberapa silinder, didalamnya terdapat torak yang bergerak bolak-balik. Pembakaran bahan bakar terjadi didalam silinder, bolak-balik torak menyebabkan gerak rotasi pada poros engkol.

Sebaliknya gerak rotasi poros engkol mengakibatkan gerak translasi pada torak, motor bakar torak berdasarkan prosesnya terbagi menjadi dua jenis utama yaitu motor Otto dan motor Diesel. Perbedaan utama terletak pada sistem penyalannya, campuran bahan bakar pada motor Otto dinyalakan oleh loncatan api listrik diantara kedua elektroda busi. Sedangkan motor Diesel terjadi proses penyalan sendiri, karena bahan bakar disemprotkan kedalam silinder berisi udara bertemperatur dan bertekanan tinggi.

Ketika akhir kompresi udara bertemperatur dan bertekanan tinggi dalam silinder moto Diesel, disemprotkan bahan bakar melalui *injector*. Bahan bakar terbakar sendiri, setelah temperatur campuran itu melampaui temperatur nyala bahan bakar. Kejadian ini terjadi karena motor Diesel menggunakan perbandingan kompresi yang cukup tinggi, kecepatan bahan bakar keluar dari *injector nosel* sesuai dengan derajat pengabutan yang diinginkan.

Gasoline Direct Injection Engine



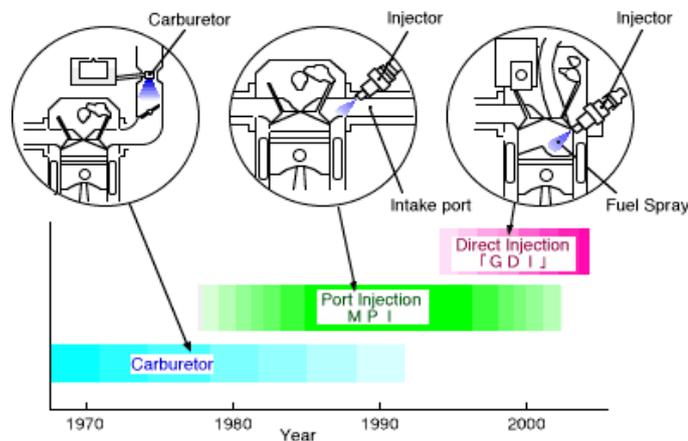
Gambar 1 Kontruksi GDI Engine (Sumber: Mitsubishi)

Campuran bahan bakar udara di dalam silinder motor Otto harus sesuai dengan syarat busi di atas, yaitu jangan terbakar sendiri. Ketika busi mengeluarkan api listrik yaitu pada saat beberapa derajat engkol sebelum torak mencapai TMA, campuran bahan bakar udara sekitar itulah yang mula-mula terbakar. Selanjutnya nyala api merambat ke segala arah dengan kecepatan yang sangat tinggi, menyalakan campuran yang dilaluinya sehingga tekanan gas didalam silinder naik, sesuai dengan jumlah bahan bakar yang terbakar.

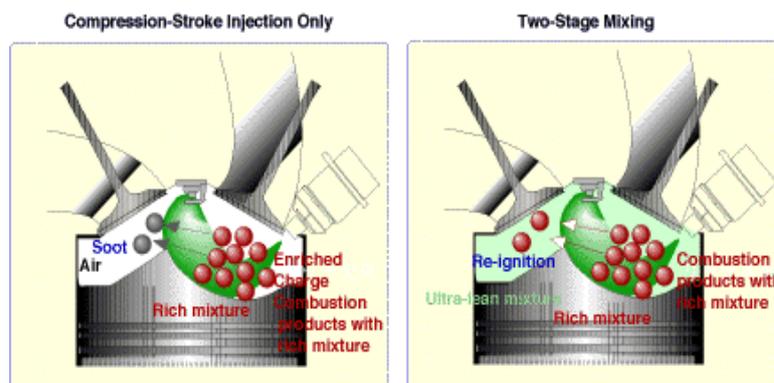
Mekanisme penyaluran bahan bakar motor konvensional, lajim memakai sistem percampuran bahan bakar pada karburator. Kondisi tersebut terjadi pula dalam *engine Multi Point Injection*, bahan bakar dikabutkan pada masing-masing ruang pemasukan *Intake Manifold*. Menunggu katup masuk terbuka, disaat yang sama butiran bahan bakar yang belum terkabutkan, menguap oleh radiasi panas dari *engine*.

Keadaan tersebut diatas menyebabkan *MPI engine*, memiliki batasan respon pemasukan bahan bakar dan kontak untuk pembakaran. Hal itu disebabkan percampuran bahan bakar dan udara, terjadi sebelum masuk ke dalam silinder. Sedangkan pada *Gasoline Direct Injection Engine*, bahan bakar secara langsung disemprotkan ke dalam silinder dengan mempergunakan *injector* yang ditempatkan pada bagian atas *silinder block*.

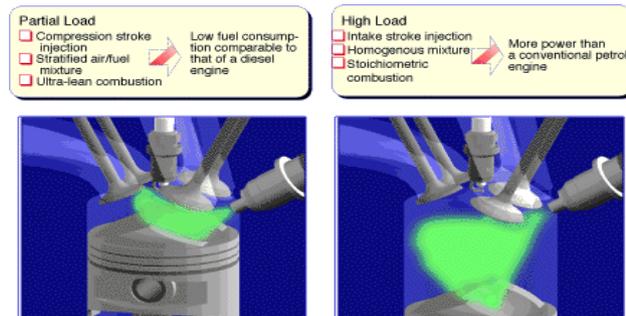
Kelebihan lain dari *GDI engine* adalah kontak waktu pemasukan bahan bakar yang tepat, sesuai dengan kondisi beban yang dibutuhkan. Sehingga respon yang lebih baik dibandingkan *MPI engine*. Berikut beberapa karakteristik dari *GDI engine*:



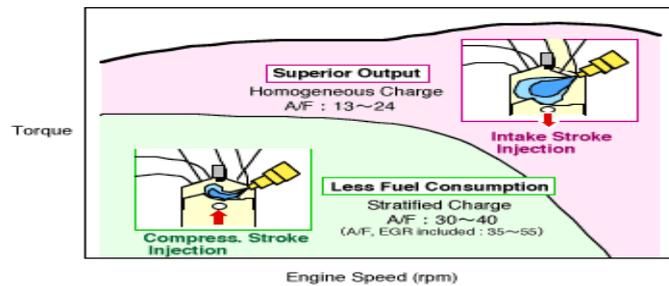
Gambar 2 Transisi sistem pemasukan bahan bakar (Sumber: Mitsubishi)



Gambar 3 Pemasukan bahan bakar pada dengan pencampuran dua tahap (Sumber: Mitsubishi)



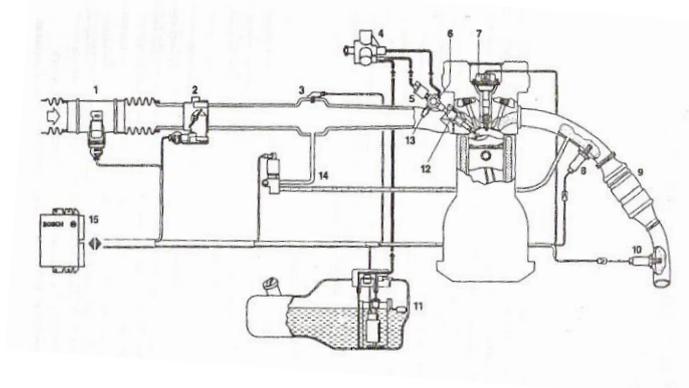
Gambar 4 Pengaturan pemasukan bahan bakar (Sumber: Mitsubishi)



Gambar 5 Perbandingan campuran bahan bakar dan udara yang disesuaikan dengan torsi dan putaran (Sumber: Mitsubishi)

E. Teknologi *Gasoline Direct Injection*

Ada empat corak teknis yang menjadi kelebihan teknologi *GDI engine*; ruang pemasukan yang langsung dan tegak lurus yang mampu mengoptimalkan *airflow* ke dalam silinder, *Curved-Top Piston* yang mengendalikan pembakaran dengan membantu pembentukan *air-fuel* campuran, pompa bahan bakar menyediakan tekanan tinggi yang diperlukan untuk penyuntikan langsung ke dalam silinder, dan injektor putaran angin tekanan tinggi yang mengendalikan pembuyaran dan penguapan percikan bahan bakar.



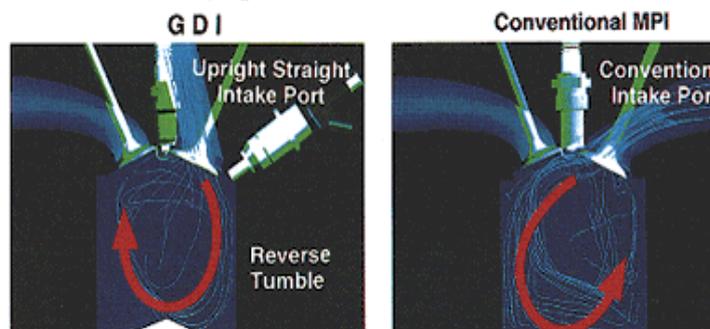
- Keterangan:**
- | | |
|--|---|
| 1. Sensor massa udara | 10. Sensor oksigen lambda |
| 2. Katup trotel dengan kontrol listrik | 11. Pompa pengisian |
| 3. Sensor tekanan saluran udara masuk | 12. Penyemprotan bahan bakar tekanan tinggi |
| 4. Pompa tekanan tinggi | 13. Sensor tekanan bahan bakar |
| 5. Katup kontrol tekanan | 14. Katup EGR |
| 6. Akumulator (rel) bahan bakar | 15. ECU (Electronic Control Unit) |
| 7. Koil penyalan | |
| 8. sensor oksigen lambda | |
| 9. Konverter katalik | |

Gambar 6 Sistem motronik untuk motor bensin penyemprotan langsung (Sumber Motor Bakar Torak)

Teknologi pokok ini, dikombinasikan dengan teknologi lain yang memiliki kendali terhadap bahan bakar yang unik, dan memungkinkan pencapaian sasaran hasil pengembangan suatu motor yang diinginkan yaitu pemakaian bahan bakar yang lebih rendah bahkan dari motor *Diesel* sekalipun serta tenaga *output* yang lebih tinggi dibanding *MPI engine* konvensional. Metode yang dipakai pada *GDI engine* adalah ;

- *In-Cylinder Airflow*

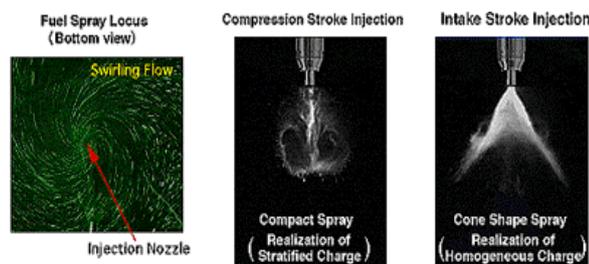
GDI engine mempunyai ruang pemasukan yang tegak lurus dan langsung. Hal ini secara efisien mampu mengarahkan *airflow* tepat jatuh di *curved-top piston*, yang mampu membalikan arah *airflow* dengan kuat sehingga mampu menghasilkan penyemprotan bahan bakar yang optimal.



Gambar 7 *Airflow* pada silinder (Sumber Mitsubishi)

- Penyemprotan Bahan Bakar

Injektor putaran angin tekanan tinggi yang dikembangkan mampu menyediakan percikan yang ideal dan mempola terhadap masing-masing gaya operasional yang terjadi pada *engine*. Pada waktu yang sama, dengan menerapkan gerakan putaran tinggi pada saat penyemprotan bahan bakar memungkinkan pengabutan bahan bakar yang cukup dengan suatu tekanan bahan bakar yang rendah, kira-kira 50 kg/cm^2 .



Gambar 8 Bentuk penyemprotan bahan bakar pada *GDI Engine* (Sumber Mitsubishi)

- Bentuk Ruang Pembakaran yang Dioptimalkan

Curved-Top Piston mengendalikan bentuk *air-fuel* campuran seperti halnya *airflow* di dalam ruang pembakaran yang mempunyai suatu peranan penting untuk memelihara suatu campuran bahan bakar udara padat dan kaya. Yang mana campuran tersebut disuntikan pada saat akhir pada langkah kompresi yang kemudian dibawa ke arah busi sebelum dibuyarkan.



Gambar 9 Bentuk ruang pembakaran pada GDI Engine (Sumber Mitsubishi)

F. Spesifikasi Data

1. Spesifikasi Mitsubishi Pajero 3.5 V6 GDI Elegance



2. Spesifikasi Pemanding

Data		GDI	MPI
Total Displacement	dm ³	3.496	
Cylinder Bore x Stroke	mm	93.0 x 85.8	
Combustion Chamber Shape		Pent Roof and curved top piston	Pent Roof
Compression Ratio		10.4	9.0
Valve Mechanism		DOHC 4 - Valve	SOHC 4 - Valve
Fuel Used		Unleaded super (Ron 95)	Unleaded super (Ron 90)
Maximum Output	k. W/rpm	149/5000	143/5000
Maximum Torque	N.m/rpm	318/4000	313/3500
Fuel System		GDI	MPI
Ignition System	Power Distribution Method	Distribution ignition system	
	Ignition Timing Control	6 - coil independent electronic control system	3 coil
Injector		High voltage, High pressure swirl injector	Electromagnetic
Idle control		ETV + Fuel control	ISC
Lash Adjuster		Provided	
Engine Oil API. SG higher dm ³	Fuel Capacity	4.6	4.9
	Oil Filter	0.3	0.3
	Oil Cooler	-	0.3

(Sumber: Mitsubishi)

Dari gambar kurva *performance engine* dapat diperoleh data daya output pada setiap tingkat putaran dengan metode interpolasi. Data-data tersebut sebagai berikut :

Tabel 1 Daya output pada tiap tingkat putaran

n (rpm)	Daya output pada GDI Engine		Daya output pada MPI Engine	
	Ne (kW)	Ne (PS)	Ne (kW)	Ne (PS)
1500	42	57,10	44	59,82
2000	60	81,57	61	82,93
2500	79	107,40	76	103,33
3000	97	131,88	93	126,44
3500	115	156,35	115	156,35
4000	133	180,82	127	172,67
4500	144	195,78	140	190,34
5000	149	202,70	143	194,40
5500	144	195,78	124	168,59

G. Analisis kinerja Gasoline Direct Injection Engine Mitsubishi Pajero 3.5 V6 GDI Elegance

Dengan menggunakan metode interpolasi maka didapat torsi (T) dari daya efektif (Ne) untuk tiap putaran tertentu dengan melihat data pada kurva *performance engine* diatas, yang dicari dengan persamaan :

$$Ne = \frac{T \cdot n}{716,2} \quad (\text{PS}) \quad (\text{Wiranto A, 1992:32})$$

$$T = \frac{Ne \cdot 716,2}{n} \quad (\text{m.kg})$$

Tabel 2 Perhitungan torsi dan daya efektif pada tingkat putaran tertentu

n (rpm)	Daya output pada GDI Engine Ne (PS)	Torsi pada GDI Engine T (m.kg)	Daya output pada MPI Engine Ne (PS)	Torsi pada MPI Engine T (m.kg)
1500	57,10	27,26	59,82	28,56
2000	81,57	29,21	82,93	29,69
2500	107,40	30,76	103,33	29,60
3000	131,88	31,48	126,44	30,18
3500	156,35	31,99	156,35	31,99
4000	180,82	32,37	172,67	30,91
4500	195,78	31,15	190,34	30,29
5000	202,70	29,03	194,40	27,84
5500	195,78	31,15	168,59	21,95

1. Perhitungan Tekanan Efektif Rata-Rata Motor (Pe)

Tekanan Efektif Rata-rata Motor (Pe) terjadi didalam silinder dimana tekanan ini merupakan tekanan yang dapat mendorong torak sepanjang langkahnya untuk mendapatkan usaha per-siklus. Tekanan efektif motor dapat diperoleh dengan menggunakan rumus:

$$Pe = \frac{T \times 2\pi \times 100}{V_L \times Z \times a} \quad (\text{Kg} / \text{cm}^2) \quad (\text{Wiranto Arismunandar, 1988 : 33})$$

Dimana :

Pe = Tekanan efektif rata-rata motor (Kg / cm²)

T = Momen putar (Kg.cm)

V_L = Volume Langkah (cm³)

Z = Jumlah silinder

n = Putaran motor (rpm)

a = Siklus perputaran bernilai 0,5 untuk motor 4 langkah

Maka tekanan efektif rata-rata motor untuk tiap tingkat putaran tertentu adalah sebagai berikut :

Tabel 3 Perhitungan tekanan efektif rata-rata motor

n (rpm)	Torsi pada GDI Engine T (m.kg)	Pe pada GDI engine (Kg/cm ²)	Torsi pada MPI Engine T (m.kg)	Pe pada MPI engine (Kg/cm ²)
1500	27,26	9795,8	28,56	10262,9
2000	29,21	10496,5	29,69	10669,0
2500	30,76	11053,5	29,60	10636,7
3000	31,48	11312,2	30,18	10845,1
3500	31,99	11495,5	31,99	11495,5
4000	32,37	11632,1	30,91	11107,4
4500	31,15	11193,7	30,29	10884,6
5000	29,03	10431,8	27,84	10004,2
5500	31,15	11193,7	21,95	7887,6

2. Perhitungan Penggunaan Bahan Bakar

Untuk mencari perhitungan pemakaian bahan bakar (Gf) dapat menggunakan persamaan :

$$Gf = \frac{Ne.632}{\eta_{th}.Qc} \quad (\text{kg/jam}) \quad (\text{Khovakh, 1976 : 73})$$

Keterangan :

Ne : Daya efektif, (PS)

Qc : Nilai kalor bawah bahan bakar, menurut (SP. Sein, 1980 : 168) besarnya 10580 kkal/kg,

G_r : Pemakaian bahan bakar, (kg/jam)

η_{th} : Efisiensi thermis

r : Perbandingan kompresi, spesifikasi (GDI = 10,4 dan MPI = 9)

$$\eta_{th} = \frac{Ne}{Gf \times Npb} \times 632 \times 100\% \quad (100\%) \quad (\text{Wiranto Arismunandar, 1988 : 33})$$

$$\eta_{th} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \quad \text{atau} \quad \eta_{th} = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{k-1} \quad (\text{Wiranto A, 1995:26})$$

Dimana :

η_{th} = Efisiensi Thermis (%)

Ne = Daya efektif motor (PS)

Npb = Nilai kalor bahan bakar (kkal/jam)

Nilai kalor bahan bakar (kkal/jam) premium = 10580 kkal/jam

(Wiranto Arismunandar, 1988 : 28)

untuk **GDI**

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{1}{10,4}\right)^{0,297} = 0,5011$$

untuk **MPI**

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{1}{9}\right)^{0,3023} = 0,4853$$

Setelah nilai Gf diketahui, maka nilai pemakaian bahan bakar spesifik dapat dicari dengan menggunakan rumus :

$$Be = \frac{Gf}{Ne} \quad (\text{kg/PSjam}) \quad (\text{Wiranto A, 1994:29})$$

Maka jumlah bahan bakar dan nilai bahan bakar spesifik yang dapat masuk ke dalam silinder pada tiap tingkat putaran tertentu adalah sebagai berikut:

Tabel 4 Perhitungan pemakaian jumlah bahan bakar dan nilai pemakaian bahan bakar spesifik yang digunakan pada tiap tingkat putaran tertentu

n (rpm)	Daya output pada GDI Engine Ne (PS)	η_{th} (%) untuk GDI	Gf (kg/jam) GDI Engine	Be (kg/PSjam) GDI Engine	Daya output pada MPI Engine Ne (PS)	η_{th} (%) untuk MPI	Gf (kg/jam) MPI Engine	Be (kg/PSjam) MPI Engine
1500	57,10	50,11	6,80	0,119	59,82	48,53	7,36	0,123
2000	81,57	50,11	9,72	0,119	82,93	48,53	10,20	0,123
2500	107,40	50,11	12,80	0,119	103,33	48,53	12,71	0,123
3000	131,88	50,11	15,72	0,119	126,44	48,53	15,56	0,123
3500	156,35	50,11	18,63	0,119	156,35	48,53	19,24	0,123
4000	180,82	50,11	21,55	0,119	172,67	48,53	21,25	0,123
4500	195,78	50,11	23,33	0,119	190,34	48,53	23,42	0,123
5000	202,70	50,11	24,16	0,119	194,40	48,53	23,92	0,123
5500	195,78	50,11	23,33	0,119	168,59	48,53	20,75	0,123

3. Perhitungan Daya Indikator (Ni)

Daya indikator (Ni) diperoleh dengan rumus :

$$Ni = Ne / \eta_{Mek} \text{ (PS)} \quad (\text{Wiranto Arismunandar, 1988 : 33})$$

Setelah daya indikator diperoleh, maka nilai pemakaian bahan bakar spesifik indikator (Bi) dapat dicari dengan rumus:

$$Bi = Gf / Ni \text{ (kg/PSjam)}$$

Dimana :

Ni = Daya indikator (PS)

Ne = Daya efektif motor (PS)

η_{Mek} = Efisiensi mekanis motor bensin 0,70 – 0,85 (%) diambil 0,80

(Wiranto Arismunandar, 1988 : 36)

Bi = Pemakaian bahan bakar sesifik indikator (kg/PS jam)

Dengan menggunakan persamaan di atas maka dapat dihitung daya indikator dan nilai pemakaian bahan bakar spesifik indikator untuk tiap tingkat putaran sebagai berikut:

Tabel 5 Perhitungan daya indikator untuk tiap tingkat putaran

n (rpm)	Daya output GDI Engine Ne (PS)	Daya indikator pada GDI Engine Ni (PS)	Gf (kg/jam) GDI Engine	Bi (kg/PSjam) untuk GDI Engine	Daya output MPI Engine Ne (PS)	Daya indikator pada MPI Engine Ni (PS)	Gf (kg/jam) MPI Engine	Bi (kg/PSjam) untuk MPI Engine
1500	57,10	45,60	6,80	0,149	59,82	47,85	7,36	0,153
2000	81,57	65,25	9,72	0,149	82,93	66,34	10,20	0,153
2500	107,40	85,92	12,80	0,149	103,33	82,66	12,71	0,153
3000	131,88	105,50	15,72	0,149	126,44	101,15	15,56	0,153
3500	156,35	125,08	18,63	0,149	156,35	125,08	19,24	0,153
4000	180,82	144,65	21,55	0,149	172,67	138,13	21,25	0,153
4500	195,78	156,62	23,33	0,149	190,34	152,27	23,42	0,153
5000	202,70	162,12	24,16	0,149	194,40	155,52	23,92	0,153
5500	195,78	156,62	23,33	0,149	168,59	134,87	20,75	0,153

4. Perhitungan Efisiensi Volumetris (η_{vol})

$$\eta_{vol} = \frac{BM}{BM'} \times 100\% \quad (100\%) \quad (\text{Khovak 1979 : 10})$$

Dimana :

η_{vol} = Efisiensi volumetris (%)

BM = Berat campuran gas yang dapat masuk ke dalam silinder

BM' = Berat campuran gas yang seharusnya masuk ke dalam silinder

Pada motor 4-langkah perbandingan antara jumlah udara masuk yang sebenarnya terhadap yang ideal dinamai efisiensi volumetrik (η_v) (Wiranto A, 1977:107), yang dapat juga dicari dengan persamaan:

$$\eta_{vol} = \frac{Ga}{Gai}$$

$$Gai = V_L \times \gamma_{ai} \times z \times n \times 0,5 \times 60 \quad (\text{Wiranto A, 1994:106})$$

Dimana :

V_L = volume langkah torak per silinder, m^3

z = jumlah silinder, spesifikasi = 6

n = putaran poros engkol, rpm

γ_{ai} = berat jenis udara pada kondisi masuk, kg/m^3

γ_{ai} dapat dihitung dengan menggunakan persamaan

$$P \cdot V = G \cdot R \cdot T$$

$$P = \frac{G}{V} \times R \times T = \gamma_{ai} \cdot R \cdot T$$

$$\gamma_{ai} = \frac{P}{R \cdot T} = \frac{10330}{29,3 \times 300} = 1,175 \text{ kg} / m^3$$

Sehingga Gai pada putaran 5000 rpm dapat diperoleh
 $Gai = (582,536 \times 10^{-6}) \times 1,175 \times 6 \times 5000 \times 0,5 \times 60 = 616,03 \text{ kg} / \text{jam}$

Dengan cara yang sama, maka akan didapat juga Gai untuk tiap tingkat putaran. Setelah Gai didapat maka Ga dari persamaan :

$$f = Gf/Ga \quad (\text{Wiranto A, 1977:29})$$

f = perbandingan bahan bakar dan udara = 0,0662 (E.F.Robert, 1968:193)

Dengan menggunakan persamaan di atas maka diperoleh nilai efisiensi volumetris pada tiap tingkat putaran sebagai berikut :

Tabel 6 Perhitungan efisiensi volumetris untuk tiap tingkat putaran tertentu

n (rpm)	Gai (kg/jam)	Gf (kg/jam) GDI Engine	Ga (kg/jam) GDI Engine	η_{vol} (%) untuk GDI	Gf (kg/jam) MPI Engine	Ga (kg/jam) MPI Engine	η_{vol} (%) untuk MPI
1500	184,80	6,80	102,71	55,69	7,36	111,17	60,16
2000	246,40	9,72	146,82	59,58	10,20	154,07	62,53
2500	308,00	12,80	193,35	62,77	12,71	191,99	62,33
3000	369,60	15,72	237,46	64,24	15,56	253,04	63,59
3500	431,20	18,63	281,41	65,26	19,24	290,63	67,40
4000	492,82	21,55	325,52	66,05	21,25	320,99	65,13
4500	554,42	23,33	352,41	53,56	23,42	353,77	63,81
5000	616,03	24,16	364,95	59,24	23,92	361,32	58,65
5500	677,63	23,33	352,41	53,56	20,75	313,44	46,25

H. Pembahasan Temuan Hasil Penelitian

1. Analisis Proses Termodinamika

Pada saat pemasukan bahan bakar, walau memiliki volume langkah yang sama namun volume total pada GDI lebih kecil dibanding MPI. Hal tersebut disebabkan oleh perbandingan kompresi pada GDI lebih besar dibandingkan MPI. Perbandingan kompresi yang lebih besar pada GDI, juga menyebabkan koefisien residu gas pada saat pemasukan bahan bakar lebih besar dibandingkan MPI, yang mengakibatkan temperatur akhir pemasukan pada GDI lebih tinggi dibanding MPI

Untuk langkah kompresi, GDI yang menggunakan jenis bahan bakar yang lebih baik dibandingkan MPI, memiliki nilai komponen adiabatik (k) yang lebih kecil dibanding MPI. Hal ini menyebabkan GDI mempunyai tekanan dan temperatur yang lebih tinggi dibandingkan MPI pada saat langkah kompresi.

Pada saat proses pembakaran, perbandingan kompresi yang lebih besar memungkinkan GDI memiliki efisiensi termis yang lebih besar dibanding MPI. Jumlah panas yang dihasilkan juga lebih besar dikarenakan jumlah pemasukan campuran bahan bakar dan udara yang masuk pada GDI lebih banyak dibanding MPI. Hal ini menyebabkan temperatur dan tekanan akhir pembakaran pada GDI lebih besar dibanding MPI.

Untuk proses ekspansi, GDI menghasilkan temperatur dan tekanan ekspansi yang lebih kecil dibanding MPI. Hal ini disebabkan perbandingan kompresi pada GDI lebih kecil dibanding MPI, sehingga temperatur dan tekanan pengeluaran kalornya juga lebih kecil dibanding MPI.

Untuk pengeluaran kalor sisa pembakaran, pada GDI jumlahnya lebih sedikit dibanding MPI. Hal ini terjadi karena efisiensi termis pada GDI lebih baik dibanding MPI, sehingga penggunaan panas yang diubah menjadi usaha pada GDI lebih dibanding MPI.

Untuk lebih lengkapnya mengenai gambaran perbandingan analisis perhitungan termodinamika dari kedua jenis *engine*, dapat dilihat pada tabel dibawah ini:

Tabel 7 Perhitungan termodinamika

Pembanding	GDI Engine	MPI engine
Volume langkah (cm^3)	582,536	582,536
Volume sisa (cm^3)	61,972	72,817
Volume total (cm^3)	644,508	655,353
Koefisien residu gas (γ_{res})	0,169	0,140
Temperatur akhir pemasukan, K (T_1)	402,523	388,596
Nilai k , komponen adiabatik	1,297	1,3023
Tekanan kompresi, kg/cm^2 (T_2)	18,306	15,354
Temperatur kompresi, K (T_2)	806,955	755,033
Efisiensi termis, % (η_{th})	50,11	48,53
Jumlah panas, Kkal/kg (Q_m)	255507	253073,6
Jumlah campuran bahan bakar dan udara, kg/jam (G_{af})	388,95	385,24
Temperatur akhir pembakaran, K (T_2)	3377,02	3325,09
Tekanan akhir pembakaran, kg/cm^2 (T_2)	76,61	67,61
Temperatur ekspansi, K (T_2)	1684,51	1711,33
Tekanan ekspansi, kg/cm^2 (T_2)	3,679	3,866
Pengeluaran kalor, Kkal (Q_k)	127948	130756,50

2. Analisis Perhitungan Daya

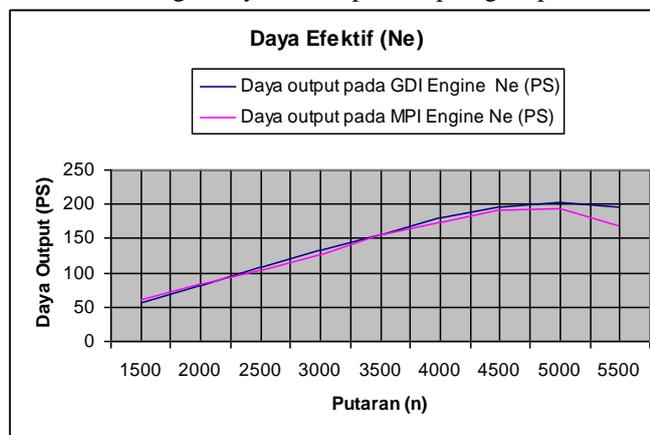
Pada kurva *performance engine* (gambar 3.3), dapat dilihat torsi maksimum pada GDI lebih tinggi dibanding MPI. Data ini didukung dengan hasil perhitungan daya pada kedua *engine*, dimana keseimbangan torsi yang terjadi pada GDI pada tiap tingkat putaran

lebih baik dibanding MPI. Ini disebabkan oleh keseimbangan daya efektif yang terjadi pada tiap tingkat putaran pada GDI lebih baik dibanding MPI. Hal ini berdampak pada keseimbangan tekanan efektif rata-rata tiap tingkat putaran pada GDI lebih baik dibanding MPI.

Untuk keseimbangan daya indikator yang terjadi, GDI juga menunjukkan performa yang lebih baik dibanding MPI, yang disebabkan daya efektif yang terjadi pada GDI lebih baik dibanding MPI. Begitu juga dengan penggunaan bahan bakar dan nilai pemakaian bahan bakar spesifik pada GDI lebih baik dibanding MPI, yang disebabkan oleh perbandingan penggunaan bahan bakar dan daya indikator yang terjadi. Dari penggunaan bahan bakar tersebut, juga dapat dilihat bahwa GDI memiliki efisiensi volumetris yang lebih baik dibanding MPI.

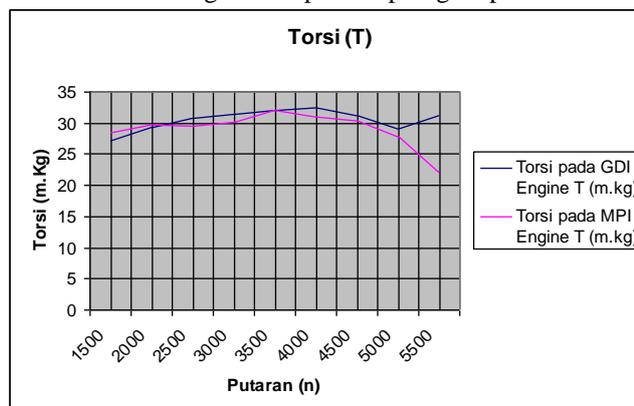
Untuk lebih lengkapnya, dapat dilihat pada grafik-grafik hasil perhitungan sebagai berikut :

Grafik 1 Perbandingan daya efektif pada tiap tingkat putaran



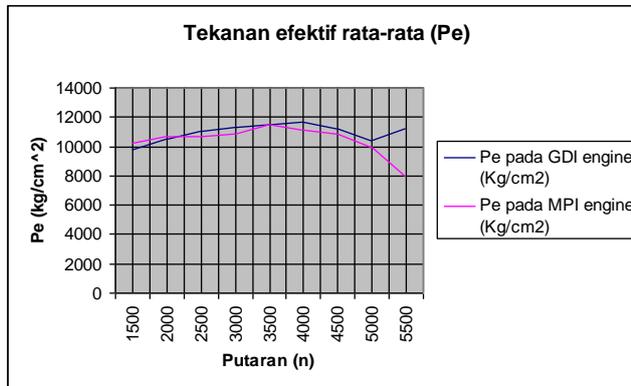
Grafik di atas memberikan gambaran tentang daya maksimum yang terjadi pada putaran yang sama pada GDI *engine* lebih baik dibanding MPI *engine*. Dari gambaran grafik perbandingan daya efektif ini dapat dilihat efektivitas dan efisiensi hasil kinerja GDI *engine* lebih baik dibanding MPI *engine*.

Grafik 2 Perbandingan torsi pada tiap tingkat putaran



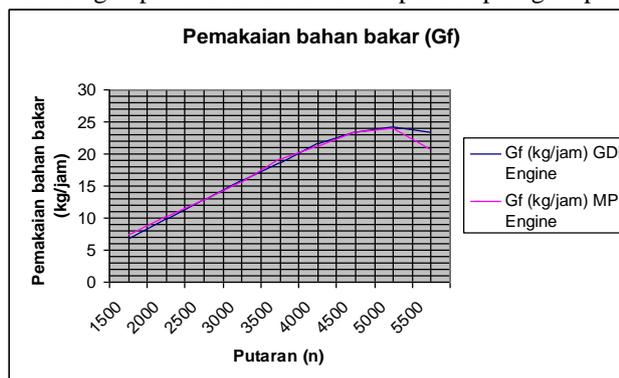
Grafik di atas memberikan gambaran tentang torsi maksimum yang dapat dicapai pada GDI *engine* terjadi pada putaran yang lebih tinggi dibanding MPI *engine*. Dari gambaran grafik perbandingan torsi ini dapat dilihat efektivitas dan efisiensi hasil kinerja GDI *engine* lebih baik dibanding MPI *engine*.

Grafik 3 Perbandingan tekanan efektif rata-rata pada tiap tingkat putaran



Grafik di atas memberikan gambaran tentang tekanan efektif rata-rata yang dapat dicapai pada GDI engine terjadi pada putaran yang lebih tinggi dibanding MPI engine. Dari gambaran grafik perbandingan tekanan efektif ini dapat dilihat efektivitas dan efisiensi hasil kinerja GDI engine lebih baik dibanding MPI engine.

Grafik 4 Perbandingan pemakaian bahan bakar pada tiap tingkat putaran



Grafik di atas memberikan gambaran tentang penggunaan bahan bakar yang terjadi pada putaran yang sama pada GDI engine lebih baik dibanding MPI engine. Dari gambaran grafik perbandingan penggunaan bahan bakar ini dapat dilihat efektivitas dan efisiensi hasil kinerja GDI engine lebih baik dibanding MPI engine.

I. Penutup

Berdasarkan analisa data dan pembahasan terhadap permasalahan yang telah ditetapkan, gambaran secara teoritis tentang kinerja *Gasoline Direct Injection Engine*. Terbukti bahwa GDI engine memiliki tingkat efektivitas dan efisiensi yang lebih baik dibanding *Multi Point Injection (MPI) engine* yang seukuran.

Gasoline Direct Injection (GDI) Engine, apabila dibandingkan dengan MPI engine yang seukuran. *Gasoline Direct Injection (GDI) Engine* menyediakan kira-kira 10% tenaga putaran yang lebih besar setiap kali melakukan percepatan.

Oleh karena itu pengembangan inovasi engine disarankan, selalu melalui kegiatan analisis yang cermat, terhadap prestasi motor untuk menentukan *performance* kendaraan yang lebih baik.

J. Daftar Pustaka

Arismunandar, W. (1988). *Penggerak Mula Motor Bakar Torak*. Bandung : Penerbit ITB

_____. (1992). “*Motor Bakar Torak*”. Bandung. ITB.

_____. (2002). “*Motor Bakar Torak*”. Bandung. ITB.

Daryanto. (1985). *Contoh Perhitungan Motor Bensin 4 Langkah*. Bandung: Tarsito

Khovakh (1976). *Motor Vehicles Engine*. Moscow. Mr.Publisher

Maleev V.L. (1945). *Internal Combustion Engne and Air Polution*. New York: Harper & Row Publ. Inc.

Nugroho, R.C. (2004). *Praktikum Unjuk Kerja & Monitoring*. Jakarta: Balai Pengkajian dan Penerapan Teknologi.

Pakpahan Abigain. (1999). *Motor Otomotif*. Bandung: Angkasa.

Sunarto H.U. (1997). *Diktat Perhitungan Keteknikan*. Bandung: JPTM FPTK UPI.

Surbhakty, BM. (1978). *Motor Bakar 2 Jakarta*: Departemen Pendidikan dan Kebudayaan.

Toyota Astra Internasional. (1995). “*New Step I (Traning Manual)*”. Jakarta. PT. Toyota Astra Internasional.

Usman, R (1979). *Motor Bakar 3 Jakarta*: Departemen Pendidikan dan Kebudayaan.

<http://www.mitsubishi-motors.co.jp/GDI2000/>