



Analisis Perbandingan Teoritis Performansi Daya Mesin Mobil dan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik Berteknologi VVT-i dan Non VVT-i

Yudhi Chandra Dwiaji¹, Oka Mahendra²

^{1,2}Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Mercu Buana

¹yudhichandra7@gmail.com*

Abstract

VVT-i (Variable Valve Timing with Intelligent) technology basically works to optimize engine torque at every speed and driving conditions. The mechanism will eventually produce more efficient fuel consumption and lower exhaust emissions. The workings of VVT-i technology are quite simple, namely to calculate the optimal valve opening time, the ECU (Electronic Control Unit) will adjust the engine speed, air intake volume, throttle position and water temperature. In order for the valve timing target to always be realized, the crankshaft position sensor provides a signal that is a correction response. This VVT-i system will correct valve timing or fuel and air inlet lines. Adapted to the gas pedal footing and load borne to produce optimal torque in each rotation and engine load. This technology is also claimed to have excess power that is far more optimal and saves fuel consumption, and is environmentally friendly.

Keywords: VVT-i, Valve Timing, ECU, Crankshaft.

Abstrak

Mesin berteknologi VVT-i (Variable Valve Timing with Intelligence) pada dasarnya bekerja mengoptimalkan torsi mesin pada setiap kecepatan serta kondisi mengemudi. Mekanisme tersebut akhirnya akan membuahkan konsumsi BBM menjadi lebih efisien serta emisi gas buang menjadi lebih rendah. Cara kerja teknologi VVT-i cukup sederhana, yaitu untuk menghitung waktu buka tutup katup (Valve Timing) yang optimal, ECU (Electronic Control Unit) akan menyesuaikan dengan kecepatan mesin, volume udara masuk, posisi throttle dan temperatur air. Agar target valve timing senantiasa terwujud, sensor posisi crankshaft memberikan sinyal yang menjadi respon koreksi. Sistem VVT-i ini akan mengoreksi valve timing atau jalur keluar masuk bahan bakar dan udara. Disesuaikan dengan pijakan pedal gas dan beban yang ditanggung untuk menghasilkan torsi optimal di tiap putaran dan beban mesin. Teknologi ini juga diklaim memiliki kelebihan tenaga yang jauh lebih optimal dan hemat konsumsi bahan bakar, serta ramah lingkungan.

Kata kunci: VVT-i, Valve Timing, ECU, Crankshaft.

1. Pendahuluan

Sebagaimana kita ketahui bahwa moda transportasi hemat bahan bakar dan ramah lingkungan. Mekanisme yang sangat diminati sekarang adalah kendaraan atau cara kerja mesin VVT-i ini terbilang cukup bermotor dan bermobil. Dimana orang membutuhkan sederhana. Untuk menghitung waktu buka tutup katup waktu untuk segera tiba ketujuan untuk bertemu (valve timing) secara tepat, teknologi ini menggunakan keluarga atau terlebih hanya keperluan bisnis semata. ECU (Electronic Control Unit). ECU ini tugasnya untuk Bahkan terkadang kita jumpai ada segelintir orang yang mengatur kecepatan mesin, volume udara masuk, posisi membayar lebih hanya untuk mencapai keperluannya throttle (akselerator) dan suhu air. Supaya target valve pada suatu tempat. Seiring dengan perkembangan timing tercapai, sensor posisi camshaft atau crankshaft teknologi pada mesin kendaraan mobil, sebaiknya telah akan memberikan sinyal sebagai respon koreksi. Secara diikuti pula oleh kemajuan teknologi atau kemampuan otomatis teknologi VVT-i akan terus mengoreksi jalur kebutuhan kendaraan salah satunya teknologi VVT-i keluar masuknya bahan bakar dan udara disesuaikan atau Variable Valve Timing- Intelligent. dengan injakan pedal gas untuk menghasilkan torsi yang optimal disetiap putaran roda. Dengan cara kerja yang

Teknologi VVT-i merupakan teknologi yang simple ini, teknologi VVT-i memberikan hasil yang mengatur sistem kerja katup pemasukan bahan bakar efisien dan memuaskan pada mesin mobil. Teknologi (Intake) secara elektronik baik dalam hal waktu maupun VVT-i membuat mesin lebih bertenaga disetiap putaran ukuran buka tutup katup sesuai dengan besar putaran mesin sehingga menghasilkan tenaga yang optimal,

karena sistem katup mendukung proses pembakaran agar lebih efektif.

Tinjauan Pustaka

Mesin berteknologi VVT-i (Variable Valve Timing with Intelligence) adalah mesin berteknologi variable valve timing yang dikembangkan oleh Toyota [1]. VVT-i menggantikan teknologi VVT Toyota yang sudah mulai diterapkan tahun 1991 di mesin Toyota 4A-GE 5 Silinder. Mesin yang sudah VVT-i diklaim membuat mesin semakin efisien dan bertenaga, ramah lingkungan serta hemat bahan bakar. [1]–[3]

Dasar dari VVT-i adalah mengoptimalkan torsi mesin pada setiap kecepatan dan kondisi pengemudian yang membuat konsumsi BBM menjadi lebih efisien dan menurunkan tingkat emisi bahan bakar serendah mungkin. Cara kerja mesin ini cukup sederhana, untuk menghitung waktu buka tutup katup (Valve Timing) yang optimal, ECU (Electronic Control Unit) menyesuaikan dengan kecepatan mesin, volume udara masuk, posisi throttle dan temperatur air. Agar target valve timing senantiasa terwujud, sensor posisi crankshaft memberikan sinyal yang menjadi respon koreksi. Bahasa sederhananya sistem VVT-i akan terus mengoreksi valve timing atau jalur keluar masuk bahan bakar dan udara [4]–[7].

1.1. Analisis Termodinamika [8]

Proses 0 – 1: Langkah hisap, tekanan konstan, katup buang tertutup sedangkan katup masuk terbuka. Udara dianggap sebagai gas ideal. Udara dihisap masuk ke silinder dengan tekanan 1,03 atm atau 104,3647 kPa pada temperatur 27°C atau 300 K, maka: $P_0 = P_1 = 104,3647 \text{ kPa}$

Volume sisa :

Didefinisikan sebagai volume minimum silinder pada saat torak berada di titik mati atas (TMA). maka besarnya volume sisa:

$$r_a = \frac{V_c + V_d}{V_c} \quad (2)$$

Volume pada titik 1:

Merupakan hasil penjumlahan volume langkah (V_d) dengan volume sisa (V_c).

$$V_1 = V_c + V_d \quad (3)$$

Massa campuran bahan bakar dan udara:

Dengan tekanan 1 atm atau 104,3647 kPa dan volume silinder pada temperatur 300 K, massa campuran bahan bakar dan udara adalah :

$$m_m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} \quad (4)$$

Massa udara pembakaran dan massa bahan bakar:

Sejumlah udara dihisap masuk ke dalam silinder dengan perbandingan 14,7:1 terhadap bahan bakar pada tekanan konstan. Udara mengisi ruangan silinder yang bertambah besar seiring bergeraknya torak dari titik mati atas (TMA) ke titik mati bawah (TMB). Untuk 1 kg bahan bakar diperlukan 14,7 kg udara dengan massa campuran (m_m) serta diasumsikan residu gas hasil

pembakaran 4% dari siklus sebelumnya, maka besarnya massa udara dan massa bahan bakar adalah:

$$m_a = \left(\frac{14,7}{15,7}\right) \times 0,96 \times m_m$$

Densitas udara (P_a):

Tekanan dan temperatur udara sekitar mesin dapat digunakan untuk mencari densitas udara dengan persamaan matematika sebagai berikut:

$$P_a = \frac{P_1}{RT_1} \quad (5)$$

Proses 1 – 2: Langkah kompresi isentropik, semua katup tertutup. Torak bergerak dari titik mati bawah (TMB) ke titik mati atas (TMA). Tekanan pada titik 2 : Campuran bahan bakar dan udara yang berada di dalam silinder ditekan dan dimampatkan oleh torak yang bergerak ke titik mati atas (TMA). Akibatnya, tekanan dalam silinder naik menjadi P_2 .

$$P_2 = P_1 (r_c)^k \quad (6)$$

Temperatur pada titik 2:

Campuran bahan bakar dan udara yang dimanfaatkan oleh torak yang bergerak ke titik mati atas (TMA) juga mengakibatkan suhu dalam silinder naik menjadi T_2 :

$$T_2 = T_1 (r_c)^{k-1} \quad (7)$$

Volume pada titik 2:

$$V_2 = \frac{m_m R T_2}{P_2} \quad (8)$$

Kerja persiklus 1 – 2:

Kerja yang diserap selama langkah kompresi isentropik untuk satu silinder dalam satu siklus adalah sebagai berikut :

$$W_{1-2} = \frac{m_m R (T_2 - T_1)}{1-k} \quad (9)$$

Proses 2 – 3: Penambahan kalor pada volume konstan.

Kalor masuk:

Bahan bakar yang digunakan adalah PERTAMAX dengan nilai kalori bahan bakar 46000 kJ/kg dan diasumsikan terjadi pembakaran sempurna, $\eta_a = 1$.

$$Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_a \quad (10)$$

Temperatur pada titik 3:

Dengan menggunakan persamaan matematika $Q_{in} =$

$$m_m C_V (T_3 - T_2), \text{ maka } T_3 \text{ dapat diketahui :} \quad (11)$$

$$T_3 = \frac{Q_{in} + m_m C_V T_2}{m_m C_V}$$

Volume pada titik 3:

Dari diagram P-v siklus Otto ideal dapat dilihat bahwa V_3 sama dengan V_2 .

Tekanan pada titik 3:

Seiring dengan bertambahnya temperatur selama siklus tertutup volume konstan, maka bertambah pula tekanan di dalam silinder.

$$P_3 = P_2 \frac{T_3}{T_2} \quad (12)$$

Tekanan tersebut merupakan tekanan maksimum siklus.

$$P_3 = P_{maksimum} \quad (13)$$

Proses 3 – 4: Langkah Ekspansi isentropik

Temperatur pada titik 4:

Setelah torak mencapai titik mati bawah (TMB) sejumlah kalor dikeluarkan dari dalam silinder sehingga temperatur fluida kerja akan turun menjadi T_4 .

$$T_4 = T_3 \left(\frac{1}{r_c}\right)^{k-1} \quad (14)$$

Tekanan pada titik 4:

Begitu juga dengan tekanan di dalam silinder, mengalami penurunan menjadi P_4 .

$$P_4 = P_3 \left(\frac{1}{r_c}\right)^k \quad (15)$$

Volume pada titik 4:

Dari diagram P-v siklus ideal Otto dapat dilihat bahwa V_4 sama dengan V_1 .

Kerja persiklus 3 – 4:

Tekanan tinggi yang disertai pembakaran di dalam silinder, membuat piston terdorong kembali ke titik mati bawah (TMB). Gerakan piston tersebut menghasilkan kerja sebesar W_{3-4} .

$$W_{3-4} = \frac{m_m R (T_4 - T_3)}{1-k} \quad (16)$$

Proses 4 – 1: Proses pembuangan kalor pada volume konstan

Kalor yang dibuang:

Pada saat torak mencapai titik mati bawah (TMB) kalor dibuang sebesar Q_{4-1} .

$$Q_{4-1} = Q_{out} = m_m C_v (T_1 - T_4) \quad (17)$$

Kerja satu siklus :

Kerja yang dihasilkan dari satu siklus termodinamika adalah sebagai berikut:

$$W_{nett} = W_{1-2} + W_{3-4} \quad (18)$$

Daya poros dapat diukur secara tidak langsung dengan dinamometer. Dinamometer sebenarnya mengukur momen torsi motor. Oleh karena itu memerlukan variabel lain yaitu putaran poros motor yang dapat diukur dengan tachometer. Hubungan antara momen torsi dengan daya motor adalah sebagai berikut:

$$W_b = 2\pi \cdot n \cdot T \quad (19)$$

T : Momen torsi (Nm)

W_b : Daya poros efektif (kW)

n : Putaran poros engkol (rpm)

Dari persamaan diatas dapat diambil kesimpulan bahwa kerugian daya untuk mengatasi gesekan dan untuk aksesoris harus diusahakan sekecil mungkin agar diperoleh daya poros yang besar. Besarnya kerugian daya diatas diperhitungkan dalam efisiensi mekanis yang didefinisikan sebagai berikut :

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{P_{e\text{ rerata}}}{P_{i\text{ rerata}}} \quad (20)$$

1.2. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)

Konsumsi bahan bakar spesifik adalah parameter unjuk kerja mesin yang berhubungan langsung dengan nilai ekonomis sebuah mesin, karena dengan

mengetahui hal ini dapat dihitung jumlah bahan bakar yang dibutuhkan untuk menghasilkan sejumlah daya dalam selang waktu tertentu.

Bila daya rem dalam satuan kW dan laju aliran massa bahan bakar dalam satuan kg/jam, maka :

$$SFC = \frac{m_f}{W_b} \quad (21)$$

Dimana :

SFC : Konsumsi bahan bakar spesifik (kg/kWh)

m_f : Laju aliran bahan bakar (kg/jam)

W_b : Daya Poros (kW)

Besarnya laju aliran massa bahan bakar dihitung dengan pemakaian bahan bakar yang dinyatakan dalam kg/jam, maka :

$$m_f = \left(\frac{1}{15,7}\right) \times 1 \times m_m \quad (22)$$

Dimana :

m_m : Massa Campuran Bahan Bakar (kg)

1.3. Tekanan Efektif Rata-rata

Tekanan efektif rata-rata didefinisikan sebagai tekanan efektif dari fluida kerja terhadap torak sepanjang langkahnya untuk menghasilkan kerja persiklus

$$mep = \frac{W_{nett}}{V_d} \quad (23)$$

Dimana :

mep : Tekanan efektif rata-rata (kPa)

V_d : Volume langkah torak (m^3)

W_{nett} : Kerja netto dalam satu siklus (kJ)

1.4. Efisiensi Volumetrik

Efisiensi volumetrik (*Volumetric Efficiency*, VE) sebuah mesin (dalam hal ini mesin piston) dapat dikatakan sebagai ukuran seberapa banyak udara yang masuk ke dalam silinder/ruang bakar. Secara teoritis banyaknya bahan bakar dan udara yang masuk ke dalam silinder sama dengan volume langkahnya. Akan tetapi, kenyataannya lebih sedikit karena dipengaruhi oleh beberapa faktor, yaitu:

1. Tekanan udara
2. Temperatur
3. Panjang saluran
4. Bentuk saluran dan
5. Sisa hasil pembakaran di dalam silinder pada proses yang mendahului.

Ukurannya adalah massa/berat udara bukan volumenya. Jika ukurannya volume, tentu saja jumlah udara selalu tetap yaitu sama dengan volume silinder. Sebagai contoh, untuk mesin berkapasitas 100cc, jumlah udaranya 100cc. Jumlah udara dengan volume sama dan massa yang berbeda artinya massa jenisnya berbeda. Namun, ukuran yang paling sering digunakan bukan massa atau massa jenis melainkan tekanan karena tekanan dapat langsung diukur oleh sensor tekanan. Tekanan tinggi artinya massa jenisnya besar dan tekanan rendah artinya massa jenisnya kecil [9], [10].

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a V_d}$$

Dimana :

- η_v : Efisiensi Volumetrik
- m_a : Massa jenis udara (kg/m³)
- ρ_a : Densitas Udara(kg/m³)
- V_d : Besar Volume Langkah (m^3)

1.5. Efisiensi Mekanis

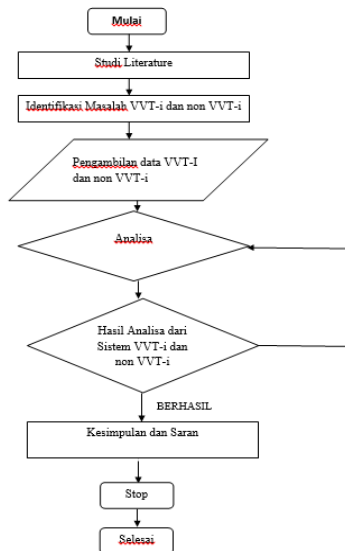
Efisiensi mekanis mengindikasikan seberapa besar daya yang digunakan untuk menggerakkan mesin itu sendiri. Sebagian kecil daya yang dihasilkan motor digunakan oleh motor itu sendiri untuk menggerakkan bagian-bagian yang bergerak, yaitu melawan gaya gesek di antara bagian-bagian tersebut. Daya yang tersisa merupakan daya output yang dapat diukur dengan dinamometer. Selisih antara daya output dengan daya yang dihasilkan di dalam silinder merupakan rugi-rugi mekanis.

$$\eta_m = \frac{W_b}{W_i}$$

Dimana

- W_b : Daya Poros (kW)
- W_i : Daya Indikator (kW)

2. Metodologi Penelitian



Gambar 1. Diagram alir metode penelitian

Dari diagram alir pada gambar 1 dapat diketahui bahwa terdapat empat tahapan dalam melakukan analisis performansi mesin mobil, yaitu terdiri dari identifikasi masalah pada sistem VVT-I dan NON VVT-I yang akan di analisis, pengumpulan data yang dibutuhkan untuk keperluan analisis, melakukan analisis daya dan konsumsi bahan bakar pada sistem VVT-I dan NON VVT-I dengan menggunakan metode perhitungan manual dan dengan bantuan program komputer *dynotest*, serta menyimpulkan hasil yang telah dilakukan di bab sebelumnya.

(24) 3. Hasil dan Pembahasan

3.1. Pengumpulan Data

Data berikut meliputi data dari hasil penelitian yang dilakukan di Bengkel Rev Engineering menggunakan mesin *Dynotest*.

3.2. Mesin VVT-i

Analisa Termodinamika

Proses 0 – 1: Langkah hisap, tekanan konstan, katup buang tertutup sedangkan katup masuk terbuka. Udara dianggap sebagai gas ideal. Udara dihisap masuk ke silinder dengan tekanan 1,03 atm atau 104,3647 kPa pada temperatur 27°C atau 300 K, maka: $P_0 = P_1 = 104,3647$ kPa

- $T_1 = 300$ K
- $r_c = 10$
- $B = 7,2$ cm
- $S = 9,18$ cm
- $R = 0,287$ kJ/kg-K
- $C_V = 0,718$ kJ/kg-K

Volume langkah:

Merupakan volume dari langkah torak dari titik mati bawah (TMB) ke titik mati atas (TMA). Kapasitas 4 silinder adalah 1498cc, maka volume langkah untuk satu silinder:

$$V_d = \frac{1498}{4}$$

$$V_d = 374,5 \text{ cc} = 0,0003745 \text{ m}^3$$

Volume sisa :

Didefinisikan sebagai volume minimum silinder pada saat torak berada di titik mati atas (TMA). Dengan rasio kompresi sebesar 10:1 dan volume langkah sebesar 0,0003745m³ maka besarnya volume sisa:

$$\begin{aligned} r_a &= \frac{V_c + V_d}{V_c} \\ &= \frac{V_c + 0,0003745}{V_c} = 10 \end{aligned}$$

$$V_c = 0,00004161 \text{ m}^3$$

Volume pada titik 1:

Merupakan hasil penjumlahan volume langkah (V_d) dengan volume sisa (V_c).

$$\begin{aligned} V_1 &= V_c + V_d \\ &= 0,00004161 + 0,0003745 \\ &= 0,00041611 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Massa campuran bahan bakar dan udara:

Dengan tekanan 1 atm atau 104,3647kPa dan volume silinder 0,00041611m³ pada temperatur 300 K, massa campuran bahan bakar dan udara adalah :

$$\begin{aligned} m_m &= \frac{P_1 V_1}{RT_1} \\ &= \frac{104,3647 \times 0,00041611}{0,287 \times 300} \\ &= 0,0005043 \text{ kg} \end{aligned}$$

Massa udara pembakaran dan massa bahan bakar :

Sejumlah udara dihisap masuk ke dalam silinder dengan perbandingan 14,7:1 terhadap bahan bakar pada tekanan konstan. Udara mengisi ruangan silinder yang bertambah besar seiring Bergeraknya torak dari titik mati atas (TMA) ke titik mati bawah (TMB). Untuk 1 kg bahan bakar diperlukan 14,7kg udara dengan massa campuran (m_m) sebesar 0,0005043kg serta diasumsikan residu gas hasil pembakaran 4% dari siklus sebelumnya, maka besarnya massa udara dan massa bahan bakar adalah:

$$m_a = \left(\frac{14,7}{15,7}\right) \times 0,96 \times 0,0005043 \text{ kg} = 0,00045329 \text{ kg}$$

$$m_f = \left(\frac{1}{15,7}\right) \times 1 \times 0,0005043 \text{ kg} = 0,00003212 \text{ kg}$$

Densitas udara (P_a):

Tekanan dan temperatur udara sekitar mesin dapat digunakan untuk mencari densitas udara dengan persamaan matematika sebagai berikut:

$$\begin{aligned} P_a &= \frac{P_1}{RT_1} \\ &= \frac{104,3647}{0,287 \times 300} \\ &= 1,2121 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Proses 1 – 2 : Langkah kompresi isentropik, semua katup tertutup. Torak bergerak dari titik mati bawah (TMB) ke titik mati atas (TMA). Tekanan pada titik 2 : Campuran bahan bakar dan udara yang berada di dalam silinder ditekan dan dimampatkan oleh torak yang bergerak ke titik mati atas (TMA). Akibatnya, tekanan dalam silinder naik menjadi P_2 .

$$\begin{aligned} P_2 &= P_1 (r_c)^k \\ &= 104,3647 \times (10)^{1,4} \\ &= 2621,5227 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Temperatur pada titik 2 :

Campuran bahan bakar dan udara yang dimanfaatkan oleh torak yang bergerak ke titik mati atas (TMA) juga mengakibatkan suhu dalam silinder naik menjadi T_2 :

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 (r_c)^{k-1} \\ &= 300 \times (10)^{1,4-1} \\ &= 753,5659 \text{ K} \end{aligned}$$

Volume pada titik 2 :

$$\begin{aligned} V_2 &= \frac{m_m RT_2}{P_2} \\ &= \frac{0,0005043 \times 0,287 \times 753,5659}{2621,5227} \\ &= 0,00004160 \text{ m}^3 \\ V_2 &= V_c \end{aligned}$$

Kerja persiklus 1 – 2:

Kerja yang diserap selama langkah kompresi isentropik untuk satu silinder dalam satu siklus adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} W_{1-2} &= \frac{m_m R (T_2 - T_1)}{1 - k} \\ W_{1-2} &= \frac{0,0005043 \times 0,287 (753,5659 - 300)}{1 - 1,4} \\ &= (-0,1641) \text{ KJ} \end{aligned}$$

Proses 2 – 3 : Penambahan kalor pada volume konstan.

Kalor masuk:

Bahan bakar yang digunakan adalah PERTAMAX dengan nilai kalori bahan bakar 46000 kJ/kg dan diasumsikan terjadi pembakaran sempurna, $\eta_a=1$.

$$\begin{aligned} Q_{in} &= m_f Q_{HV} \eta_a \\ &= 0,00003212 \times 46000 \times 1 = 1,4775 \text{ KJ} \end{aligned}$$

Temperatur pada titik 3:

Dengan menggunakan persamaan matematika $Q_{in} = m_m C_v (T_3 - T_2)$, maka T_3 dapat diketahui :

$$\begin{aligned} T_3 &= \frac{Q_{in} + m_m C_v T_2}{m_m C_v} \\ T_3 &= \frac{1,4775 + 0,0005043 \times 0,718 \times 753,5659}{0,0005043 \times 0,718} \end{aligned}$$

$$T_3 = 4834,0724 \text{ K}$$

$$T_3 = T_{maks}$$

Volume pada titik 3:

Dari diagram P-v siklus Otto ideal dapat dilihat bahwa V_3 sama dengan V_2 .

$$V_3 = V_2 = 0,00004160 \text{ m}^3$$

Tekanan pada titik 3:

Seiring dengan bertambahnya temperatur selama siklus tertutup volume konstan, maka bertambah pula tekanan di dalam silinder.

$$\begin{aligned} P_3 &= P_2 \frac{T_3}{T_2} \\ &= 2621,5227 \left(\frac{4834,0724}{753,5659}\right) \\ &= 16816,8842 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Tekanan tersebut merupakan tekanan maksimum siklus.

$$P_3 = P_{maksimum}$$

Proses 3 – 4 : Langkah Ekspansi isentropik

Temperatur pada titik 4:

Setelah torak mencapai titik mati bawah (TMB) sejumlah kalor dikeluarkan dari dalam silinder sehingga temperatur fluida kerja akan turun menjadi T_4 .

$$\begin{aligned} T_4 &= T_3 \left(\frac{1}{r_c}\right)^{k-1} \\ &= 4834,0724 \left(\frac{1}{10}\right)^{1,4-1} \\ &= 1924,4788 \text{ K} \end{aligned}$$

Tekanan pada titik 4:

Begitu juga dengan tekanan di dalam silinder, mengalami penurunan menjadi P_4 .

$$\begin{aligned} P_4 &= P_3 \left(\frac{1}{r_c}\right)^k \\ &= 16816,8842 \left(\frac{1}{10}\right)^{1,4} \\ &= 669,4922 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Volume pada titik 4:

Dari diagram P-v siklus ideal Otto dapat dilihat bahwa V_4 sama dengan V_1 .

$$V_4 = V_1 = 0,00041611 \text{ m}^3$$

Kerja persiklus 3 –4:

Tekanan tinggi yang disertai pembakaran di dalam silinder, membuat piston terdorong kembali ke titik mati bawah (TMB). Gerakan piston tersebut menghasilkan kerja sebesar W_{3-4} .

$$W_{3-4} = \frac{m_m R (T_4 - T_3)}{1 - k}$$

$$W_{3-4} = \frac{0,0005043 \times 0,287 (1924,4788 - 4834,0724)}{1 - 1,4}$$

$$= 1,05 \text{ Kj}$$

Proses 4 – 1: Proses pembuangan kalor pada volume konstan

Kalor yang dibuang:

Pada saat torak mencapai titik mati bawah (TMB) kalor dibuang sebesar Q_{4-1} .

$$Q_{4-1} = Q_{out} = m_m C_v (T_1 - T_4)$$

$$= 0,0005043 \times 0,718 (300 - 1924,4788)$$

$$= (-0,5882) \text{ Kj}$$

Kerja satu siklus:

Kerja yang dihasilkan dari satu siklus termodinamika adalah sebagai berikut:

$$W_{net} = W_{1-2} + W_{3-4}$$

$$= (-0,1641) + 1,05$$

$$= 0,8859 \text{ Kj}$$

Parameter Performansi Mesin 2000 RPM

Daya indikator

Merupakan daya yang dihasilkan dalam silinder motor sehingga merupakan basis perhitungan atau penentuan efisiensi pembakaran atau besarnya laju panas akibat pembakaran di dalam silinder.

Besarnya harga daya indikator (W_i) pada putaran 2000 RPM dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$W_i = \frac{W_{net} \times N}{n}$$

$$W_i = \frac{0,8859 \times \frac{2000}{60}}{2}$$

$$= 14,765 \text{ kW}$$

Untuk 4 silinder = 4 x 14,765 Kw = 59,06 kW

Daya poros

Daya poros dapat diukur secara tidak langsung dengan dinamometer. Dinamometer sebenarnya mengukur momen torsi motor. Oleh karena itu memerlukan variabel lain yaitu putaran poros motor yang dapat diukur dengan tachometer. Besar torsi saat 2000 RPM sebesar 106,69 N-m. Hubungan antara momen torsi dengan daya motor adalah sebagai berikut:

$$W_b = 2\pi \cdot n \cdot T$$

$$W_b = 2\pi \cdot \frac{2000}{60} \cdot 106,69$$

$$= 22333,7 \text{ Nm/det}$$

$$= 22,337 \text{ kW}$$

Konsumsi bahan bakar spesifik (Sfc)

Secara tidak langsung konsumsi bahan bakar spesifik merupakan indikasi efisiensi dalam

menghasilkan daya dari pembakaran bahan bakar. Laju aliran bahan bakar sebesar 0,00003212 kg/det dan daya poros (W_b) sebesar 22,337 Kw, maka konsumsi bahan bakar spesifik pada putaran 2000 RPM diperoleh sebagai berikut :

$$sfc = \frac{m_f}{W_b}$$

$$sfc = \frac{0,00003212 \times \frac{2000}{60} \times 0,5 \times 4}{22,337}$$

$$= 0,00009586 \text{ kg/kW-det} = 345,096 \text{ gram/kW-jam}$$

Tekanan efektif rata-rata

Didefinisikan sebagai suatu tekanan yang dibayangkan bekerja pada permukaan piston pada langkah kerja, sehingga dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$mep = \frac{W_{net}}{V_d}$$

$$= \frac{0,8859}{0,0003745}$$

$$= 2365,5540 \text{ kPa}$$

Efisiensi volumetrik

Merupakan indikasi sejauh mana volume sapuan (*swept volume*) mesin tersebut dapat terisi fluida kerja. Dengan massa udara sebesar 0,00045329kg, densitas udara 1,2121 kg/m³, dan besar volume langkah 0,0003745m³, maka efisiensi volumetrik dapat dihitung dengan rumusan matematika sebagai berikut :

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a V_d}$$

$$= \frac{0,00045329}{1,2121 \times 0,0003745}$$

$$= 0,9985$$

$$= 99,85 \%$$

Efisiensi mekanis

Merupakan perbandingan antara daya poros (W_b) dengan daya indikator (W_i). Dengan daya poros (W_b) sebesar 22,337 kW dan daya indikator (W_i) sebesar 59,06kW, maka besarnya efisiensi mekanis dapat diketahui dengan persamaan matematika sebagai berikut:

$$\eta_m = \frac{W_b}{W_i}$$

$$= \frac{22,337}{59,06}$$

$$= 0,3782$$

$$= 37,82 \%$$

3.3. Mesin Non VVT-i

Analisis Termodinamika

Proses 0 – 1: Langkah hisap, tekanan konstan, katup buang tertutup sedangkan katup masuk terbuka. Udara dianggap sebagai gas ideal. Udara dihisap masuk ke silinder dengan tekanan 1,03 atm atau 104,3647 kPa pada temperatur 27°C atau 300 K, maka: $P_0 = P_1 = 104,3647 \text{ kPa}$

$$T_1 = 300 \text{ K}$$

$$r_c = 9$$

$$B = 7,2 \text{ cm}$$

$$\begin{aligned} S &= 9,18 \text{ cm} \\ R &= 0,287 \text{ kJ/kg-K} \\ C_V &= 0,718 \text{ kJ/kg-K} \end{aligned}$$

Volume langkah:

Merupakan volume dari langkah torak dari titik mati bawah (TMB) ke titik mati atas (TMA). Kapasitas 4 silinder adalah 1298cc, maka volume langkah untuk satu silinder:

$$\begin{aligned} V_d &= \frac{1298}{4} \\ V_d &= 324,5 \text{ cc} = 0,0003245 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Volume sisa:

Didefinisikan sebagai volume minimum silinder pada saat torak berada di titik mati atas (TMA). Dengan rasio kompresi sebesar 10:1 dan volume langkah sebesar 0,0003245m³ maka besarnya volume sisa:

$$\begin{aligned} r_a &= \frac{V_c + V_d}{V_c} \\ &= \frac{V_c + 0,0003245}{V_c} = 10 \end{aligned}$$

$$V_c = 0,0003606 \text{ m}^3$$

Volume pada titik 1:

Merupakan hasil penjumlahan volume langkah (V_d) dengan volume sisa (V_c).

$$\begin{aligned} V_1 &= V_c + V_d \\ &= 0,0003606 + 0,0003245 \\ &= 0,00036056 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Massa campuran bahan bakar dan udara:

Dengan tekanan 1 atm atau 104,3647kPa dan volume silinder 0,00036056m³ pada temperatur 300 K, massa campuran bahan bakar dan udara adalah :

$$\begin{aligned} m_m &= \frac{P_1 V_1}{RT_1} \\ &= \frac{104,3647 \times 0,00036056}{0,287 \times 300} \\ &= 0,0004370 \text{ kg} \end{aligned}$$

Massa udara pembakaran dan massa bahan bakar:

Sejumlah udara dihisap masuk ke dalam silinder dengan perbandingan 14,7:1 terhadap bahan bakar pada tekanan konstan. Udara mengisi ruangan silinder yang bertambah besar seiring bergeraknya torak dari titik mati atas (TMA) ke titik mati bawah (TMB). Untuk 1 kg bahan bakar diperlukan 14,7kg udara dengan massa campuran (m_m) sebesar 0,0004425kg serta diasumsikan residu gas hasil pembakaran 4% dari siklus sebelumnya, maka besarnya massa udara dan massa bahan bakar adalah :

$$m_a = \left(\frac{14,7}{15,7}\right) \times 0,96 \times 0,0004370 \text{ kg} = 0,00039279 \text{ kg}$$

$$m_f = \left(\frac{1}{15,7}\right) \times 1 \times 0,0004370 \text{ kg} = 0,000027834 \text{ kg}$$

Densitas udara (P_a):

Tekanan dan temperatur udara sekitar mesin dapat digunakan untuk mencari densitas udara dengan persamaan matematika sebagai berikut:

$$\begin{aligned} P_a &= \frac{P_1}{RT_1} \\ &= \frac{104,3647}{0,287 \times 300} \\ &= 1,2121 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Proses 1 – 2: Langkah kompresi isentropik, semua katup tertutup. Torak bergerak dari titik mati bawah (TMB) ke titik mati atas (TMA). Tekanan pada titik 2 : Campuran bahan bakar dan udara yang berada di dalam silinder ditekan dan dimampatkan oleh torak yang bergerak ke titik mati atas (TMA). Akibatnya, tekanan dalam silinder naik menjadi P_2 .

$$\begin{aligned} P_2 &= P_1 (r_c)^k \\ &= 104,3647 \times (10)^{1,4} \\ &= 2621,522 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Temperatur pada titik 2:

Campuran bahan bakar dan udara yang dimanfaatkan oleh torak yang bergerak ke titik mati atas (TMA) juga mengakibatkan suhu dalam silinder naik menjadi T_2 .

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 (r_c)^{k-1} \\ &= 300 \times (10)^{1,4-1} \\ &= 753,5659 \text{ K} \end{aligned}$$

Volume pada titik 2 :

$$\begin{aligned} V_2 &= \frac{m_m R T_2}{P_2} \\ &= \frac{0,0004370 \times 0,287 \times 753,5659}{2621,522} \\ &= 0,0003605 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

$$V_2 = V_c$$

Kerja persiklus 1 – 2:

Kerja yang diserap selama langkah kompresi isentropik untuk satu silinder dalam satu siklus adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} W_{1-2} &= \frac{m_m R (T_2 - T_1)}{1 - k} \\ W_{1-2} &= \frac{0,0004370 \times 0,287 (753,5659 - 300)}{1 - 1,4} \\ &= (-0,1422) \text{ kJ} \end{aligned}$$

Proses 2 – 3: Penambahan kalor pada volume konstan.

Kalor masuk:

Bahan bakar yang digunakan adalah PERTAMAX dengan nilai kalori bahan bakar 46000 kJ/kg dan diasumsikan terjadi pembakaran sempurna, $\eta_a = 1$.

$$\begin{aligned} Q_{in} &= m_f Q_{HV} \eta_a \\ &= 0,00002783 \times 46000 \times 1 = 1,2801 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Temperatur pada titik 3:

Dengan menggunakan persamaan matematika $Q_{in} = m_m C_V (T_3 - T_2)$, maka T_3 dapat diketahui :

$$\begin{aligned} T_3 &= \frac{Q_{in} + m_m C_V T_2}{m_m C_V} \\ T_3 &= \frac{1,2801 + 0,0004370 \times 0,718 \times 753,5659}{0,0004370 \times 0,718} \\ T_3 &= 4833,357 \text{ K} \end{aligned}$$

$$T_3 = T_{maks}$$

Volume pada titik 3:

Dari diagram P-v siklus Otto ideal dapat dilihat bahwa V_3 sama dengan V_2 .
 $V_3 = V_2 = 0,0003605m^3$

Tekanan pada titik 3:

Seiring dengan bertambahnya temperatur selama siklus tertutup volume konstan, maka bertambah pula tekanan di dalam silinder.

$$P_3 = P_2 \frac{T_3}{T_2} \\ = 2621,522 \left(\frac{4833,357}{753,5659} \right) \\ = 16814,391 \text{ kPa}$$

Tekanan tersebut merupakan tekanan maksimum siklus.

$$P_3 = P_{maksimum}$$

Proses 3 – 4: Langkah Ekspansi isentropik**Temperatur pada titik 4:**

Setelah torak mencapai titik mati bawah (TMB) sejumlah kalor dikeluarkan dari dalam silinder sehingga temperatur fluida kerja akan turun menjadi T_4 .

$$T_4 = T_3 \left(\frac{1}{r_c} \right)^{k-1} \\ = 4833,357 \left(\frac{1}{10} \right)^{1,4-1} \\ = 1924,194 \text{ K}$$

Tekanan pada titik 4:

Begitu juga dengan tekanan di dalam silinder, mengalami penurunan menjadi P_4 .

$$P_4 = P_3 \left(\frac{1}{r_c} \right)^k \\ = 16814,391 \left(\frac{1}{10} \right)^{1,4} \\ = 669,3929 \text{ kPa}$$

Volume pada titik 4:

Dari diagram P-v siklus ideal Otto dapat dilihat bahwa V_4 sama dengan V_1 .
 $V_4 = V_1 = 0,00036056m^3$

Kerja persiklus 3 – 4:

Tekanan tinggi yang disertai pembakaran di dalam silinder, membuat piston terdorong kembali ke titik mati bawah (TMB). Gerakan piston tersebut menghasilkan kerja sebesar W_{3-4} .

$$W_{3-4} = \frac{m_m R (T_4 - T_3)}{1 - k} \\ W_{3-4} = \frac{0,0004370 \times 0,287 (1924,194 - 4833,357)}{1 - 1,4} \\ = 0,9121 \text{ Kj}$$

Proses 4 – 1: Proses pembuangan kalor pada volume konstan**Kalor yang dibuang:**

Pada saat torak mencapai titik mati bawah (TMB) kalor dibuang sebesar Q_{4-1} .

$$Q_{4-1} = Q_{out} = m_m C_v (T_1 - T_4) \\ = 0,0004370 \times 0,718 (300 - 1924,194) \\ = (-0,5096) \text{ Kj}$$

Kerja satu siklus :

Kerja yang dihasilkan dari satu siklus termodinamika adalah sebagai berikut:

$$W_{net} = W_{1-2} + W_{3-4} \\ = (-0,1422) + 0,9121 \\ = 0,7699 \text{ kJ}$$

Parameter Performansi Mesin Non VVT-i 2000 RPM**Daya indikator**

Merupakan daya yang dihasilkan dalam silinder motor sehingga merupakan basis perhitungan atau penentuan efisiensi pembakaran atau besarnya laju panas akibat pembakaran di dalam silinder.

Besarnya harga daya indikator (W_i) pada putaran 2000 RPM dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$W_i = \frac{W_{net} \times N}{n} \\ W_i = \frac{0,7699 \times \frac{2000}{60}}{2} \\ = 12,831 \text{ kW}$$

Untuk 4 silinder = $4 \times 14,765 \text{ Kw} = 51,326 \text{ kW}$

Daya poros

Daya poros dapat diukur secara tidak langsung dengan dinamometer. Dinamometer sebenarnya mengukur momen torsi motor. Oleh karena itu memerlukan variabel lain yaitu putaran poros motor yang dapat diukur dengan tachometer. Besar torsi saat 2000 RPM sebesar 89,49 N-m. Hubungan antara momen torsi dengan daya motor adalah sebagai berikut:

$$W_b = 2\pi \cdot n \cdot T \\ W_b = 2\pi \cdot \frac{2000}{60} \cdot 89,49 \\ = 18733,2 \text{ Nm/det} \\ = 18,7332 \text{ kW}$$

Konsumsi bahan bakar spesifik (Sfc)

Secara tidak langsung konsumsi bahan bakar spesifik merupakan indikasi efisiensi dalam menghasilkan daya dari pembakaran bahan bakar. Laju aliran bahan bakar sebesar 0,00002783 kg/det dan daya poros (W_b) sebesar 18,7332 Kw, maka konsumsi bahan bakar spesifik pada putaran 2000 RPM diperoleh sebagai berikut :

$$sfc = \frac{m_f}{W_b} \\ sfc = \frac{0,00002783 \times \frac{2000}{60} \times 0,5 \times 4}{18,7332} \\ = 0,000099039 \text{ kg/kW-det} = 356,5404 \text{ gram/kW-jam}$$

Tekanan efektif rata-rata

Didefinisikan sebagai suatu tekanan yang dibayangkan bekerja pada permukaan piston pada langkah kerja, sehingga dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$mep = \frac{W_{net}}{V_d} \\ = \frac{0,7699}{0,0003245} \\ = 2372,573 \text{ kPa}$$

Efisiensi volumetrik

Merupakan indikasi sejauh mana volume sapuan (*swept volume*) mesin tersebut dapat terisi fluida kerja. Dengan massa udara sebesar 0,00039279kg, densitas udara 1,2121kg/m³, dan besar volume langkah 0,0003245m³, maka efisiensi volumetrik dapat dihitung dengan rumusan matematika sebagai berikut :

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a V_d} = \frac{0,00039279}{1,2121 \times 0,0003245} = 0,9986 = 99,86 \%$$

Efisiensi mekanis

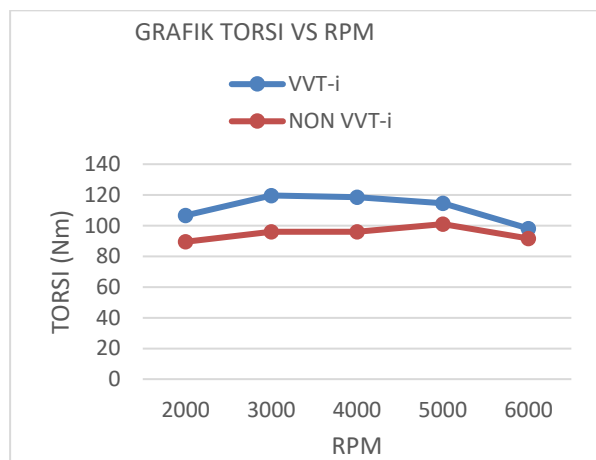
Merupakan perbandingan antara daya poros (*W_b*) dengan daya indikator (*W_i*). Dengan daya poros (*W_b*) sebesar 18,7332kW dan daya indikator (*W_i*) sebesar 51,326 kW, maka besarnya efisiensi mekanis dapat diketahui dengan persamaan matematika sebagai berikut:

$$\eta_m = \frac{W_b}{W_i} = \frac{18,7332}{51,326} = 0,3649 = 36,49 \%$$

Berikut adalah tabel dan grafik performansi mesin:

Tabel 1. Analisa perhitungan hasil Torsi, Daya dan SFC

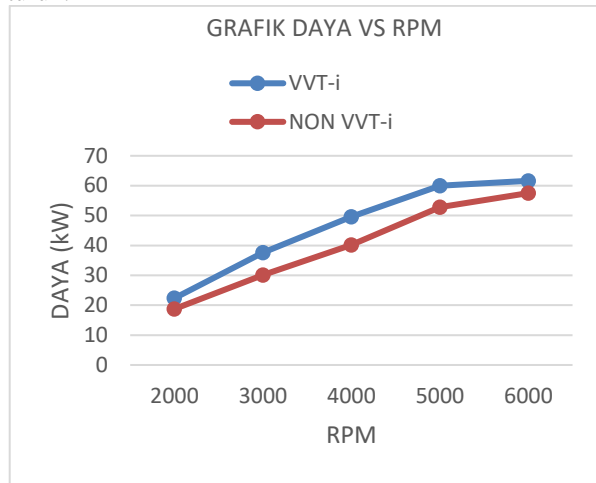
Putaran Mesin (RPM)	Torsi (Nm)		Daya (kW)		SFC (gr/kW-jam)	
	VVT-i	NON VVT-i	VVT-i	NON VVT-i	VVT-i	NON VVT-i
2000	106.69	89.49	22.337	18.733	345.096	356.54
3000	119.63	95.98	37.564	30.137	307.8	332.42
4000	118.48	95.90	49.603	40.15	310.78	332.676
5000	114.56	100.98	59.953	52.846	321.44	315.972
6000	98.13	91.59	61.625	57.518	375.12	348.336



Gambar 2. Grafik Torsi Mesin VVT-i dan NON VVT-i

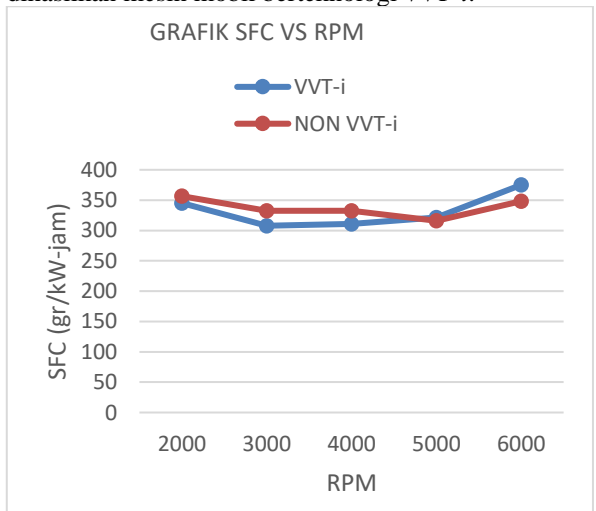
Pada grafik torsi mesin diatas menunjukkan bahwa pada mesin VVT-i torsi yang dihasilkan lebih besar dari

torsi yang dihasilkan pada mesin Non VVT-i. Saat putaran mesin tinggi sekitar 5000 rpm sampai 6000 rpm, akan melewati puncak torsiya dan mengakibatkan torsi turun.



Gambar 3. Grafik Daya Mesin VVT-I dan NON VVT-i

Pada grafik daya mesin diatas menunjukkan bahwa setiap putaran mesin mengalami kenaikan daya pada mesin VVT-i dan Non VVT-i. Daya mesin pada teknologi VVT-i lebih besar ketimbang daya mesin Non VVT-i. Pada putaran mesin yang sama yaitu 2000 rpm, daya yang dihasilkan mesin mobil berteknologi VVT-i sebesar 23,337 kW, sedangkan untuk mesin mobil berteknologi non VVT-i yang dihasilkan sebesar 18,733 kW. Sehingga kenaikannya sebesar 19,72%. Begitu juga dengan putaran mesin lainnya, terjadi kenaikan daya yang dihasilkan mesin mobil berteknologi VVT-i.



Gambar 4. Grafik SFC Mesin VVT-i dan NON VVT-i

Pada grafik SFC diatas menunjukkan bahwa pada putaran mesin stabil antara 2000 rpm sampai 4000 rpm konsumsi bahan bakar pada mesin VVT-i lebih sedikit ketimbang konsumsi bahan bakar pada mesin Non VVT-i. Namun pada putaran mesin tinggi, konsumsi bahan bakar mesin VVT-i lebih besar, karena tenaga yang dibutuhkan mesin VVT-i lebih besar saat berada di putaran mesin yang besar.

4. Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan analisis performansi daya mesin mobil VVT-I dan NON VVT-I menggunakan *dynotest* dapat disimpulkan bahwa pada putaran mesin yang sama yaitu 2000 rpm, daya yang dihasilkan mesin mobil berteknologi VVT-*i* sebesar 23,337 kW, sedangkan untuk mesin mobil berteknologi non VVT-*i* yang dihasilkan sebesar 18,733 kW. Sehingga kenaikannya sebesar 19,72%. Begitu juga dengan putaran mesin lainnya, terjadi kenaikan daya yang dihasilkan mesin mobil berteknologi VVT-*i*, pada putaran yang sama yaitu 2000 rpm, konsumsi bahan bakar mobil berteknologi VVT-*i* sebesar 345,096 gr/kW- jam, sedangkan untuk mobil berteknologi non VVT-*i* sebesar 356,54 gr/kW- jam. Ini menunjukkan bahwa pada saat putaran mesin stabil, konsumsi bahan bakar teknologi VVT-*i* lebih sedikit ketimbang non VVT-*i*. Namun pada saat putaran mesin tinggi yaitu 5000 rpm dan 6000 rpm konsumsi bahan bakar mobil teknologi VVT-*i* lebih besar dari non VVT-*i*, karena tenaga yang dibutuhkan mesin VVT-*i* lebih besar saat berada di putaran mesin yang besar serta adanya efisiensi mekanis pada mesin mobil berteknologi VVT-*i* dan non VVT-*i* juga menunjukkan bahwa pada putaran mesin yang stabil antara 3000 rpm – 4000 rpm persentase efisiensi lebih besar ketimbang pada putaran mesin lainnya. Pada putaran mesin 3000 rpm, mesin mobil VVT-*i* menghasilkan 42,40 % sementara pada non VVT-*i* menghasilkan 39,11%. Pada putaran mesin 4000 rpm, mesin mobil VVT-*i* menghasilkan 41,99% sementara pada non VVT-*i* menghasilkan 39,11 %.

Daftar Rujukan

- [1] Anonim, *Gasoline Engine*. Jakarta: PT. Astra Daihatsu Motor, 2015.
- [2] BPM. Arends and H. Berenschot, *Motor Bensin*. Jakarta: Erlangga, 1980.
- [3] W. Suyanto, *Teori Motor Bensin*. Jakarta: Direktorat Jenderal Pendidikan Tinggi, Proyek Pengembangan Lembaga Pendidikan Tenaga Pendidikan, 1989.
- [4] F. M. Siregar, "Kajian Teoritis Performansi Mesin Berteknologi VVT-I Dan Non VVT-i," Medan, 2009.
- [5] T. B. Sitorus, "Tinjauan Teoritis Performansi Mesin Berteknologi VVT-i," *Jurnal Dinamis*, vol. I, no. 5, 2009.
- [6] A. Y. Kurniawan, "Identifikasi Sistem VVT-i Kijang Innova ITR-FE," Universitas Negeri Semarang, Semarang, 2015.
- [7] K. ASTAWA, "Pencapaian Performa Pada Katup Variabel Timing Fixed Timing Untuk Mesin Yang Optimal," *Jurnal Teknik Industri*, vol. 11, no. 1, 2012, doi: 10.22219/jtiumm.vol11.no1.68-74.
- [8] M. J. Moran, *Termodinamika Teknik*, 2nd ed. Jakarta: Erlangga, 2007.
- [9] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: Mcgraw Hill Book Company, 1988.
- [10] N. Soenarta and S. Furuhamu, *Motor Serba Guna*. Jakarta: Pradnya Paramita, 1995.