

ANALISA PROSES PEMBAKARAN PADA MOTOR BENSIN 113.5 cc DENGAN SIMULASI ANSYS

Rosid^{1*}

¹Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Singaperbangsa Karawang, Indonesia

*Email : rosid.eng80@gmail.com

Diterima: 31 Maret 2016

Direvisi: 20 Mei 2016

Disetujui: 29 Juni 2016

ABSTRAK

Simulasi adalah solusi untuk mengurangi jumlah pengujian eksperimental karena fasilitas dan biaya yang terbatas. model pembakaran yang digunakan, sangat mempengaruhi hasil simulasi. Beberapa parameter model pembakaran harus diterapkan sesuai dengan pendekatan eksperimental, metodologi penelitian yang dilakukan pada mesin bensin 113.5 cc menggunakan parameter pembakaran. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mensimulasikan proses pembakaran di mesin bensin 113,5 cc yang meliputi proses pembakaran dan emisi pembentukan di dalam ruang bakar. Simulasi menggunakan ANSYS 13.0 paket perangkat lunak, data yang dihasilkan kemudian dibandingkan antara tahun 2000 rpm, 3000 rpm, 4000 rpm, 5000 rpm, 6000 rpm, 7000 rpm dan 8000 rpm dan untuk menentukan zona kinerja terbaik pada mesin 113.5cc bensin. Hasil simulasi menunjukkan zona kinerja terbaik pada 3000 rpm pembakaran, bahan bakar mulai terbakar pada tekanan 1.471,90 kPa, temperatur 445,68 K dan sudut engkol dari 716 deges. Termurah tekanan puncak optimal 2.623,00 kPa pada 748,75 deges sudut engkol, tekanan puncak tertinggi 4.097,80 kPa pada 759,25 deges sudut engkol. suhu puncak tertinggi optimal 1.341,93 K di 789,25 deges engkol sudut.

Kata kunci: 113.5 cc Mesin Bensin, Simulasi, Proses Pembakaran

ABSTRACT

Simulation is a solution to reduce the number of experimental testing because of limited facilities and costs. Combustion models that is used, greatly affect the simulation results. Several combustion model parameters should be applied in accordance with experimental approach, research methodology conducted on 113.5 cc gasoline engine using combustion parameters. The purpose of this research is to simulate combustion process in a 113.5 cc gasoline engine which includes the process of combustion and emissions formation inside combustion room. Simulations is using ANSYS 13.0 software package, the data that was generated then compared between 2000 rpm, 3000 rpm, 4000 rpm, 5000 rpm, 6000 rpm, 7000 rpm and 8000 rpm and to determine the best performance zone on 113.5cc gasoline engine. Simulation results show the best performance zone at 3000 rpm combustion, fuel began to burn at a pressure of 1471.90 kPa, temperature of 445.68 K and a crank angle of 716 deges. Lowest peak pressure optimal of 2623.00 kPa at 748.75 crank angle deges, the highest peak pressure of 4097.80 kPa at 759.25 deges crank angle. the highest peak temperature optimal 1341.93 K at 789.25 deges crank angle.

Keywords: 113.5 cc Gasoline Engine , Simulation , Combustion Process

PENDAHULUAN

Salah satu *latest innovation* dalam hal *combustion* mesin bensin adalah teknologi sistem *port injection*, dimana bahan bakar di semprotkan pada intake manifold. 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.

Pengembangan teknologi sangat cepat melalui penemuan metode untuk memasukkan bahan bakar secara efektif dilakukan melalui injektor, yang mampu mereduksi kekurangan-kekurangan pada kinerja *engine* motor Otto yang telah ada. *injection* merupakan suatu sistem yang memungkinkan, kendali yang tepat terhadap campuran bahan bakar dan udara untuk waktu pengapian yang spesifik. Untuk memperjelaskan ruang lingkup permasalahan dalam penelitian ini, perlu ditetapkan perumusan masalah. Adapun perumusan masalah yang akan menjadi objek pada penelitian ini adalah “Bagaimana gambaran simulasi proses pembakaran pada daerah kerja terbaik untuk motor bensin 113.5 cc dengan menggunakan software Ansys 13.0. Penelitian ini bertujuan Untuk mengetahui daerah kerja terbaik untuk motor 113.5 cc dengan simulasi pembakaran. Data-data yang diperlukan dalam penelitian ini adalah data hasil pengujian yang kemudian menjadi parameter *input* untuk proses simulasi. Batasan masalah dalam penelitian ini:

- a) Simulasi menggunakan paket aplikasi Ansys 13.0
- b) Simulasi dimulai saat katub intake tertutup dan berakhir pada katub buang membuka.
- c) Menganalisis Tekanan, Temperatur, dan Emisi Gas buang

Motor *Otto* dengan sistem *Spark Ignition* menggunakan bantuan bunga api untuk menyalaikan atau membakar campuran bahan bakar-udara. Bunga api yang digunakan berasal dari busi. Busi akan menyala saat campuran bahan bakar-udara mencapai rasio kompresi, temperatur, dan tekanan tertentu sehingga akan terjadi reaksi pembakaran yang menghasilkan tenaga untuk mendorong torak bergerak bolak-balik. Siklus langkah kerja yang terjadi pada mesin jenis ini dinamakan siklus *Otto* dengan menggunakan bahan bakar bensin.

Selama proses kompresi dan ekspansi tidak terjadi pertukaran panas, oleh karena itu selisih panas yang masuk dengan panas yang keluar merupakan usaha yang dihasilkan tiap siklus. Jumlah panas yang dimasukkan pada proses pengisian adalah (NP Wibawa,2004)

$$Q_{2-3} = C_v (T_1 - T_2) \text{ KJ/Kg} \dots\dots\dots(2.1)$$

Dimana :

C_v = Panas Jenis pada volume konstan (KJ/kg.K)

T_2 = Temperatur akhir kompresi (K)

T_3 = Temperatur akhir pengisian panas (K)

Jumlah panas yang dikeluarkan pada proses pembuangan adalah :

$$Q_{out} = Q_{4-1} = C_v(T_4 - T_1) \text{ KJ/ Kg} \dots\dots\dots(2.2)$$

Dimana :

T_4 = Temperatur akhir ekspansi (K)

T_1 = Temperatur udara masuk atau akhir pembuangan (K)

Jadi panas yang berubah dan berguna menjadi usaha tiap siklus ialah selisih antara panas masuk (Q_{2-3}) dengan panas keluar

$$(Q_{4-1}) : W_{net} = Q_{2-3} - Q_{4-1} = C_v(T_3 - T_2) - C_v(T_4 - T_1) \dots\dots(2.3)$$

Efisiensi thermis ideal didefinisikan sebagai panas yang berguna terhadap panas masuk, sehingga :

$$\eta_{th} = \frac{W_{th}}{Q_{2-3}}$$

$$\eta_{th} = \frac{Q_{2-3} - Q_{4-1}}{Q_{2-3}}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{4-1}}{Q_{2-3}} \dots\dots\dots(2.4)$$

Untuk proses tersebut diatas efisiensi thermis siklus dapat juga dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{C_v (T_4 - T_1)}{C_v (T_3 - T_2)}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_2 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \dots\dots\dots(2.5)$$

Temperatur-temperatur ini dalam pelaksanaan praktek tidak diketahui, biasanya yang diketahui adalah perbandingan volume kompresi atau ekspansi. Maka persamaan diatas dapat dinyatakan dalam hubungan volume. Proses kompresi dari keadaan 1 ke keadaan 2 berlangsung secara adiabatik, jadi berlaku hubungan:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1}$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} = T_1 \cdot C^{\gamma-1}$$

Sedangkan proses ekspansi berlangsung dari keadaan 3 ke keadaan 4 secara adiabatik, jadi berlaku hubungan :

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1}$$

Oleh karena itu akan dipenuhi hubungan $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_4}{T_3}$ atau $\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$, dari hubungan inilah

diperoleh persamaan untuk menentukan efisiensi thermis theoretis yaitu :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1}$$

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{1}{C}\right)^{\gamma-1} \dots\dots\dots(2.6)$$

Dimana :

- C = Perbandingan volume kompresi
- γ = Eksponen adiabatik

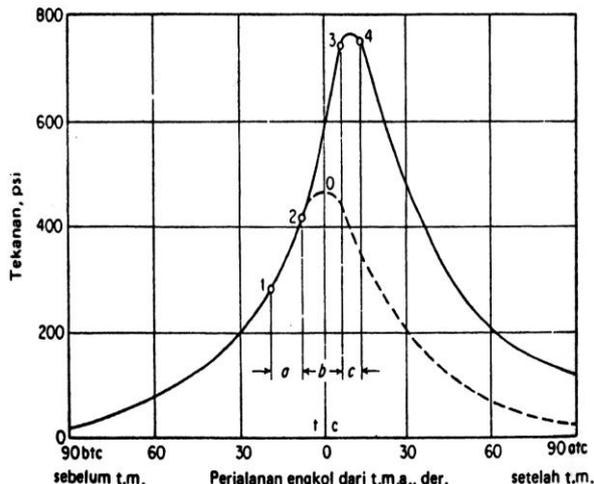
Perhatikan bahwa efisiensi siklus otto udara standar hanya merupakan fungsi angka kompresi. Itulah sebabnya ada kecenderungan untuk mempertinggi angka kompresi. Secara umum pembakaran didefinisikan sebagai reaksi kimia atau reaksi persenyawaan bahan bakar oksigen (O₂) sebagai oksidan dengan temperaturnya lebih besar dari titik nyala. Mekanisme pembakarannya sangat dipengaruhi oleh keadaan dari keseluruhan proses pembakaran dimana atom-atom dari komponen yang dapat bereaksi dengan oksigen yang dapat membentuk produk yang berupa gas. (Sharma, S.P, 1978).

Untuk memperoleh daya maksimum dari suatu operasi hendaknya komposisi gas pembakaran dari silinder (komposisi gas hasil pembakaran) dibuat seideal mungkin, sehingga tekanan gas hasil pembakaran bisa maksimal menekan torak dan mengurangi terjadinya detonasi. Komposisi bahan bakar dan udara dalam silinder akan menentukan kualitas pembakaran dan akan berpengaruh terhadap *performance* mesin dan emisi gas buang.

Sebagaimana telah diketahui bahwa bahan bakar bensin mengandung unsur-unsur karbon dan hidrogen.

Terdapat 3 (tiga) teori mengenai pembakaran hidrogen tersebut yaitu :

- a. Hidrokarbon terbakar bersama-sama dengan oksigen sebelum karbon bergabung dengan oksigen.
- b. Karbon terbakar lebih dahulu daripada hidrogen.
- c. Senyawa hidrokarbon terlebih dahulu bergabung dengan oksigen dan membentuk senyawa (*hidrolisasi*) yang kemudian dipecah secara terbakar. (Yaswaki, K, 1994).

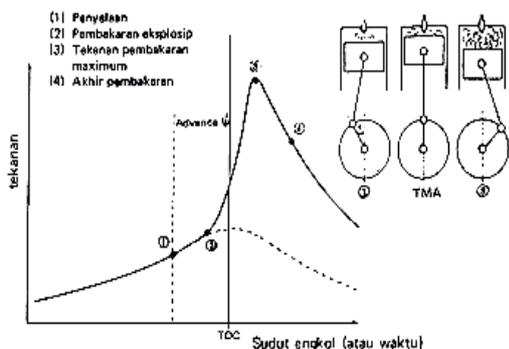


Gambar 1. Tingkat Pembakaran dalam sebuah mesin

Proses atau tingkatan pembakaran dalam sebuah mesin terbagi menjadi empat tingkat atau periode yang terpisah. Periode pertama dimulai dari titik 1 yaitu mulai disemprotkannya bahan bakar sampai masuk kedalam silinder, dan berakhir pada titik 2.

perjalanan ini sesuai dengan perjalanan engkol sudut a. Selama periode ini berlangsung tidak terdapat kenaikan tekanan yang melebihi kompresi udara yang dihasilkan oleh torak, dan selanjutnya bahan bakar masuk terus menerus melalui nosel. Pada titik 2 terdapat sejumlah bahan bakar dalam ruang bakar, yang dipecah halus dan sebagian menguap kemudian siap untuk dilakukan pembakaran. Ketika bahan bakar dinyalakan yaitu pada titik 2, akan menyala dengan cepat yang mengakibatkan kenaikan tekanan mendadak sampai pada titik 3 tercapai. Periode ini sesuai dengan perjalanan engkol sudut b. yang membentuk tingkat kedua. Setelah titik 3, bahan bakar yang belum terbakar dan bahan bakar yang masih tetap disemprotkan (diinjeksikan) terbakar pada kecepatan yang tergantung pada kecepatan penginjeksian serta jumlah distribusi oksigen yang masih ada dalam udara pengisian. Periode inilah yang disebut dengan periode terkendali atau disebut juga pembakaran sedikit demi sedikit yang akan berakhir pada titik 4 dengan berhentinya injeksi.

Selama tingkat ini tekanan dapat naik, konstan ataupun turun. Periode ini sesuai dengan perjalanan engkol sudut c, dimana sudut c tergantung pada beban yang dibawa beban mesin, semakain besar bebannya semakin besar c. Bahan bakar sisa dalam silinder ketika penginjeksian berhenti dan akhirnya terbakar. Pada pembakaran pasca tidak terlihat pada diagram, dikarenakan pemunduran torak mengakibatkan turunnya tekanan meskipun panas panas ditimbulkan oleh pembakaran bagian akhir bahan bakar.



Gambar 2. Pembakaran Campuran udara-bensin dan perubahan tekanan dalam silinder

Bahan pencemar (polutan) yang berasal dari kendaraan bermotor di bedakan menjadi polutan primer atau sekunder. Polutan primer seperti karbon monoksida (CO), sulfur oksida (SO_x), nitrogen oksida (NO_x) dan hidrokarbon (HC) langsung dibuangkan ke udara bebas dan mempertahankan bentuknya seperti pada saat pembuangan. Polutan sekunder seperti ozon (O₃) dan peroksiasetil nitrat (PAN) adalah polutan yang terbentuk di atmosfer melalui reaksi fotokimia, hidrolisis atau oksidasi.

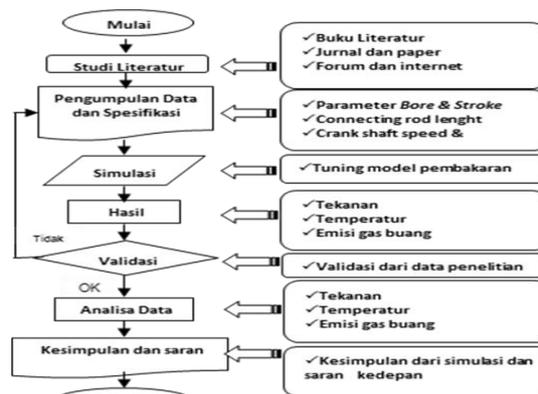
Karbon monoksida selalu terdapat didalam gas buang pada saat proses penguraian dan hanya ada pada knalpot kendaraan. CO merupakan produk dari pembakaran yang tidak tuntas yang disebabkan karena tidak seimbangnya jumlah udara pada rasio udara-bahan bakar (AFR) atau waktu penyelesaian pembakaran yang tidak tepat. Pada campuran kaya, konsentrasi CO akan meningkat dikarenakan pembakaran yang tidak sempurna untuk menghasilkan CO₂. Pada beberapa hasil, konsentrasi CO yang terukur lebih besar dari konsentrasi kesetimbangan.

Hal ini mengindikasikan bahwa terjadi pembentukan yang tidak sempurna pada langkah ekspansi. Untuk menurunkan emisi CO dapat dilakukan dengan menjalankan mesin dengan campuran kurus yang menyebabkan hilangnya tenaga atau dengan cara menambahkan alat pada knalpot untuk mengoksidasi CO yang dihasilkan mesin. Secara teoritis, kadar CO pada gas buang dapat dihilangkan dengan menggunakan AFR lebih besar dari 16:1.

Persentase CO pada gas buang meningkat pada saat *idle* dan menurun seiring dengan bertambahnya kecepatan dan pada saat kecepatan konstan. Pada saat perlambatan dimana terjadi penutupan *throttle* yang menyebabkan berkurangnya suplai oksigen ke mesin akan mengakibatkan tingginya kadar CO yang dihasilkan.

METODOLOGI PENELITIAN

Untuk mendapatkan hasil penelitian yang benar maka dibuat tahapan-tahapan dan prosedur penelitian yang disajikan dalam bentuk diagram alir dibawah ini:



Gambar 3. Alur penelitian

Pada tahap ini dilakukan pengumpulan data-data tentang mesin bensin yang akan digunakan dalam pemodelan menggunakan software untuk menganalisa performa mesin bensin dengan putaran mesin 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000 dan 8000 rpm mesin yang akan digunakan untuk pemodelan adalah mesin bensin, Spesifikasi mesin yang digunakan dalam simulasi adalah sebagai berikut :

Tabel 1. Spesifikasi mesin

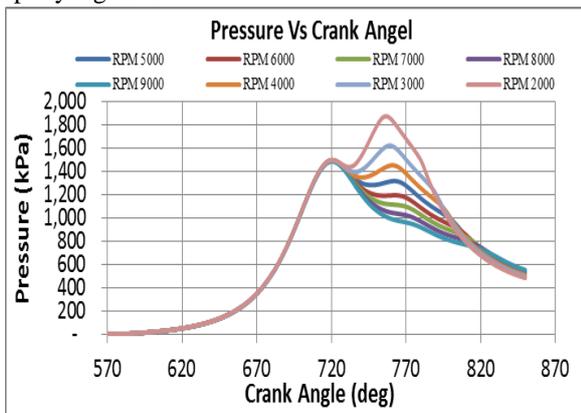
Parameter	Value
Crank Shaft Speed (rpm)	2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000, 8000
Volume Langkah (cm ³) V6	113.5
Perbandingan Kompresi	8.8 : 1
Starting Crank Angle (deg)	570
Crank Period (deg)	720
Crank Angle Step size (deg)	0.25
Piston Stroke (mm)	58
Connecting Rod Length (mm)	93.5
Piston Stroke Cutoff (mm)	0
Minimum Valve Lift (mm)	0

Pada tahap pemodelan ini, dilakukan penggambaran terlebih dahulu dari silinder beserta piston dalam gambar dua dimensi. Penggambaran dilakukan dengan menggunakan media perangkat lunak (*software*). Software yang digunakan adalah paket Ansys 13.0. Program ini dipilih dengan beberapa pertimbangan, salah satunya adalah bahasan yang akan dilakukan berkaitan dengan pembakaran, dan Ansys 13.0 memiliki kemampuan yang dikhususkan untuk

mensimulasikan reaksi Pembakaran terutama mesin bensin.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Gambar di bawah ini menunjukkan tekanan dalam silinder, perubahan tekanan meningkat seiring bertambahnya sudut engkol, tekanan maksimum diperoleh pada saat setelah Titik Mati Atas, dari grafik juga menunjukkan bahwa tekanan yang dihasilkan pada 2000 rpm, lebih tinggi dari pada rpm yang lain.



Gambar 4. Tekanan dalam silinder

Pada sudut engkol 620 degree mulai disemprotkan bahan bakar sampai masuk kedalam silinder dan berakir pada sudut engkol 715 degree, dari rpm 4000 sampai rpm 9000 tidak menunjukkan perbedaan tekanan yang signifikan, dimana selama periode ini berlangsung tidak terdapat kenaikan tekanan yang melebihi kompresi udara yang dihasilkan torak.

Pada rpm 2000, sudut engkol 716 terdapat sejumlah bahan bakar pada ruang bakar yang dipecah halus dan sebagian menguap kemudian terjadi pembakaran, ketika bahan bakar dinyalakan pada sudut engkol 716 degree akan menyala dengan cepat yang mengakibatkan kenaikan tekanan mendadak sampai pada sudut engkol 756.75 degree, bahan bakar

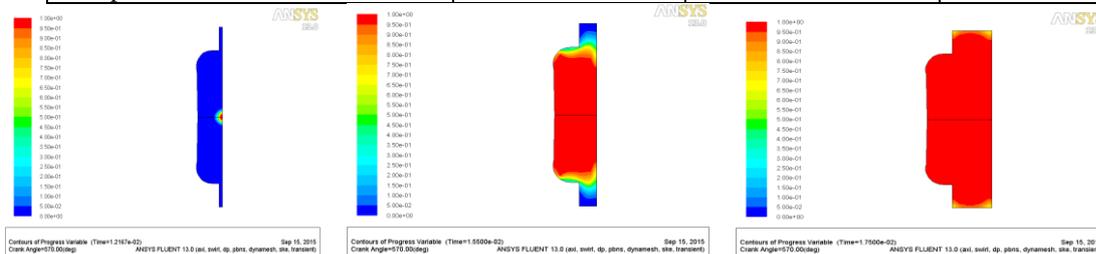
terbakar pada tekanan 1472.10 kPa, dan tekanan puncak pembakaran 1875.10 kPa. Pada rpm 3000 bahan bakar mulai terbakar pada sudut engkol 716 degree dengan tekanan 1471.90 kPa, tekanan puncak pada sudut engkol 759.25 degree adalah 1623 kPa. Untuk rpm 4000 bahan bakar mulai terbakar pada sudut engkol 716 degree dengan tekanan 1471.50 kPa dan tekanan puncak pada proses pembakaran pada 1498.20 kPa, dengan sudut engkol 720.50 degree. Pada rpm 5000 bahan bakar mulai terbakar pada sudut engkol 716 degree dengan tekanan 1470.70 kPa, tekanan puncak proses pembakaran 1497.20 kPa, dengan sudut engkol 720.50 degree. Sedangkan untuk rpm 6000 bahan bakar mulai terbakar pada sudut engkol 716 degree dengan tekanan 1469.10 kPa, dan tekanan puncak pada proses pembakaran pada sudut engkol 720.50 degree dengan tekanan 1495.50 kPa. Untuk rpm 7000 bahan bakar mulai terbakar pada sudut engkol 716 degree dengan tekanan 1466.90 kPa dan tekanan puncak pada proses pembakaran pada 1493.90 kPa, dengan sudut engkol 720.50 degree. Untuk rpm 8000 bahan bakar mulai terbakar pada sudut engkol 716 degree dengan tekanan 1463.70 kPa dan tekanan puncak pada proses pembakaran pada 1490.10 kPa, dengan sudut engkol 720.50 degree.

Bahan bakar sisa dalam silinder ketika penginjeksian berhenti dan akhirnya terbakar. Pada pembakaran paska tidak terlihat pada diagram, dikarenakan mundurnya torak mengakibatkan turunnya tekanan meskipun panas-panas ditimbulkan oleh pembakaran bagian akhir pembakaran. akibat dari mundurnya torak. Pada 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000 dan 8000 rpm terlihat sama mengalami penurunan tekanan.

Pada visualisasi hasil tekanan pada gambar 716 deg, skala grafik terlampir, Terlihat bawasanya sesaat setelah dilakukan penyemprotan nilai tekanan meningkat hingga akhir pross penyemprotan selesai dan kemudian turun perlahan seiring berputarnya poros silinder.

Tabel 2. Kondisi Proses Pembakaran 2000 rpm

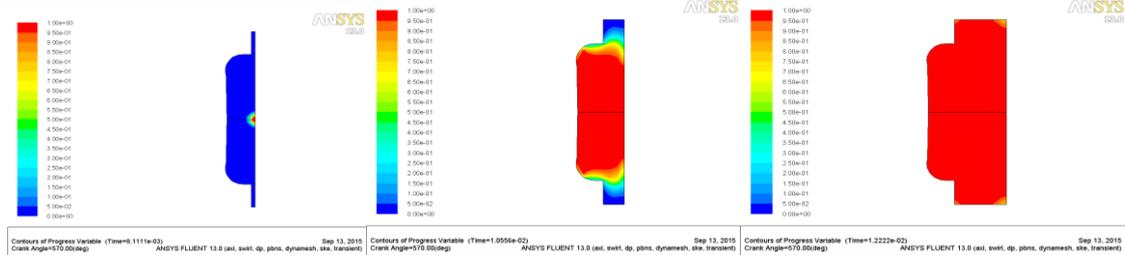
Proses	Sudut engkol (degree)	Tekanan (kPa)	Temperatur (K)
Mulai Terbakar	716.00	1,472.10	445.74
Tekanan Puncak	756.75	1,875.10	1,045.85
Temperatur Puncak	780.75	1,474.80	1,386.00



Gambar 5. Visualisasi hasil simulasi pada rpm 2000

Tabel 3. Kondisi Proses Pembakaran 3000 rpm

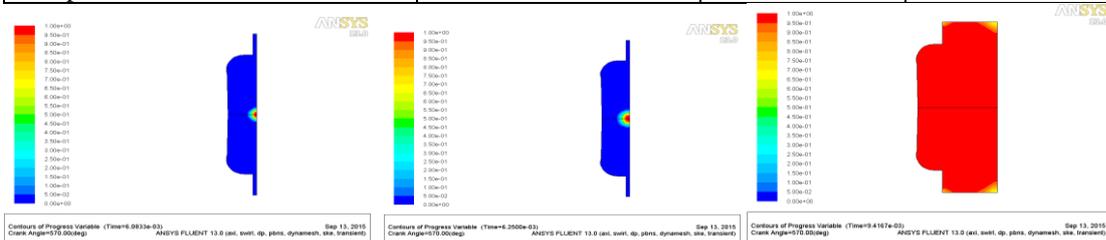
Proses	Sudut engkol (degre)	Tekanan (kPa)	Temperatur (K)
Mulai Terbakar	716.00	1,471.90	445.68
Tekanan Puncak	759.25	1,623.00	960.42
Temperatur Puncak	789.25	1,226.10	1,341.93



Gambar 6. Visualisasi hasil simulasi pada rpm 3000

Tabel 4. Kondisi Proses Pembakaran 4000 rpm

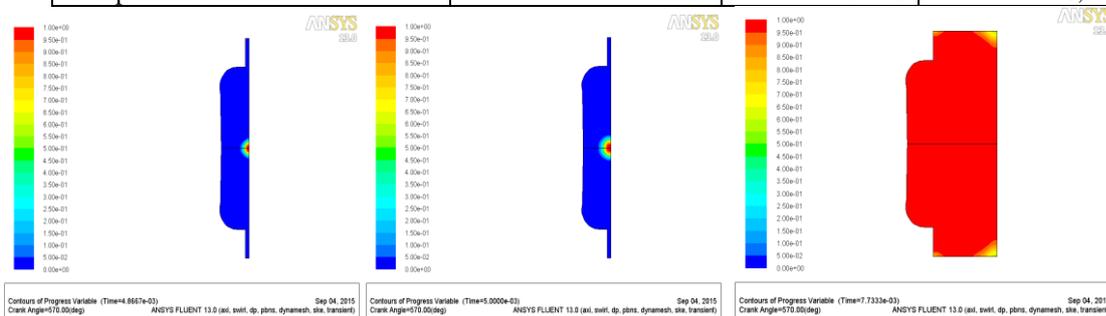
Proses	Sudut engkol (degre)	Tekanan (kPa)	Temperatur (K)
Mulai Terbakar	716.00	1,471.50	445.56
Tekanan Puncak	720.50	1,498.20	448.87
Temperatur Puncak	796.25	1,071.90	1,312.01



Gambar 7. Visualisasi parameter tekanan hasil simulasi pada 4000 rpm

Tabel 5. Kondisi Proses Pembakaran 5000 rpm

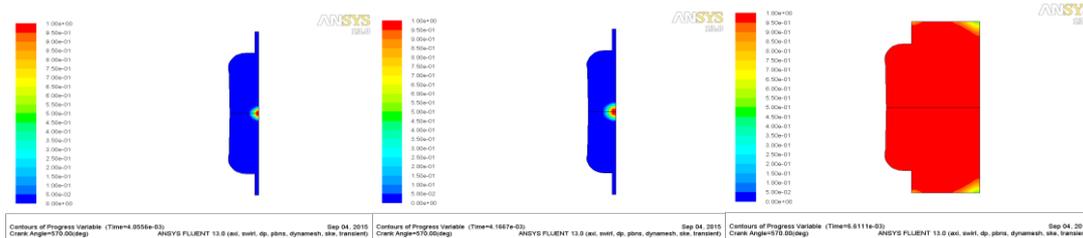
Proses	Sudut engkol (degre)	Tekanan (kPa)	Temperatur (K)
Mulai Terbakar	716.00	1,470.70	445.32
Tekanan Puncak	720.50	1,497.20	448.57
Temperatur Puncak	802.25	965.41	1,288.42



Gambar 8. Visualisasi parameter tekanan hasil simulasi 5000 rpm

Tabel 6. Kondisi Proses Pembakaran 6000 rpm

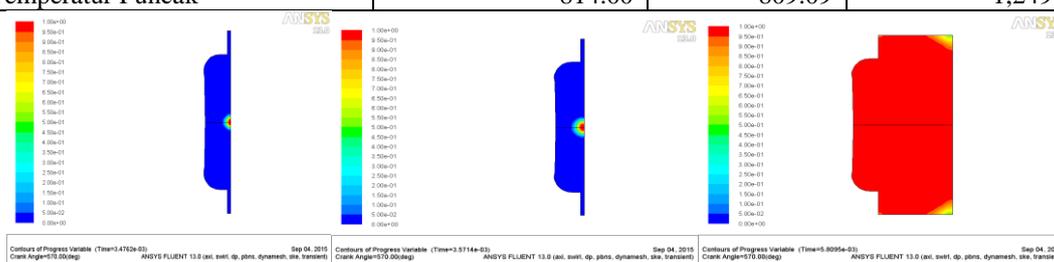
Proses	Sudut engkol (degre)	Tekanan (kPa)	Temperatur (K)
Mulai Terbakar	716.00	1,469.10	444.83
Tekanan Puncak	720.50	1,495.40	448.03
Temperatur Puncak	808.50	875.28	1,267.07



Gambar 9. Visualisasi parameter tekanan hasil simulasi 6000 rpm

Tabel 7. Kondisi Proses Pembakaran 7000 rpm

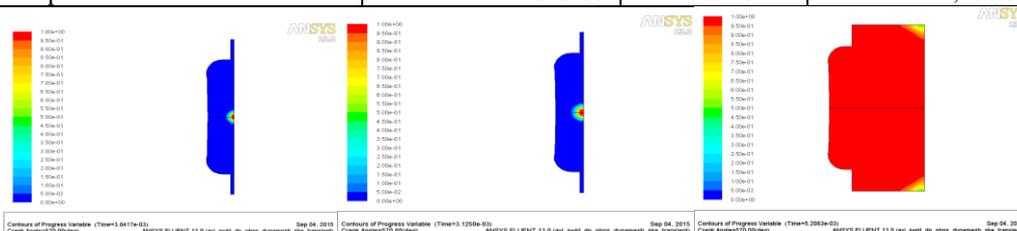
Proses	Sudut engkol (degre)	Tekanan (kPa)	Temperatur (K)
Mulai Terbakar	716.00	1,466.90	444.17
Tekanan Puncak	720.50	1,493.30	447.40
Temperatur Puncak	814.00	809.09	1,249.35



Gambar 10. Visualisasi parameter tekanan hasil simulasi 7000 rpm

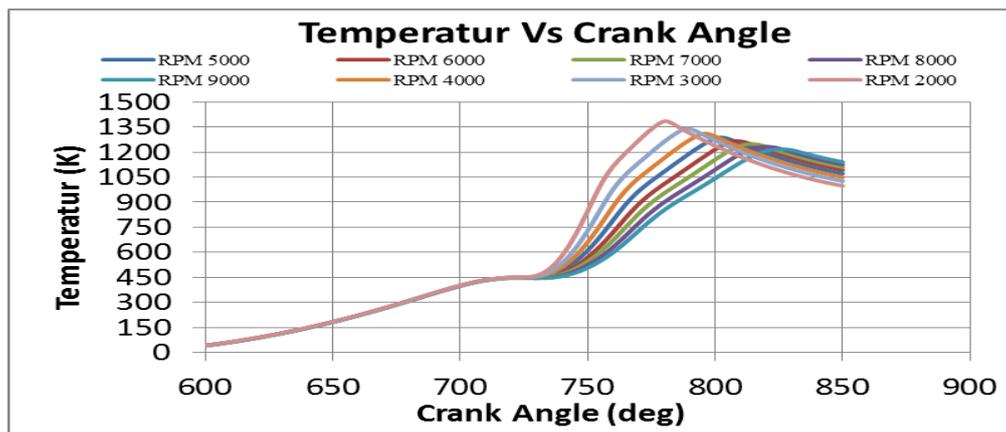
Tabel 8. Kondisi Proses Pembakaran 8000 rpm

Proses	Sudut engkol (degre)	Tekanan (kPa)	Temperatur (K)
Mulai Terbakar	716.00	1,463.70	443.20
Tekanan Puncak	720.50	1,490.10	446.44
Temperatur Puncak	820.00	749.12	1,232.52



Gambar 11. Visualisasi parameter tekanan hasil simulasi 8000 rpm

Analisa Temperatur Silinder

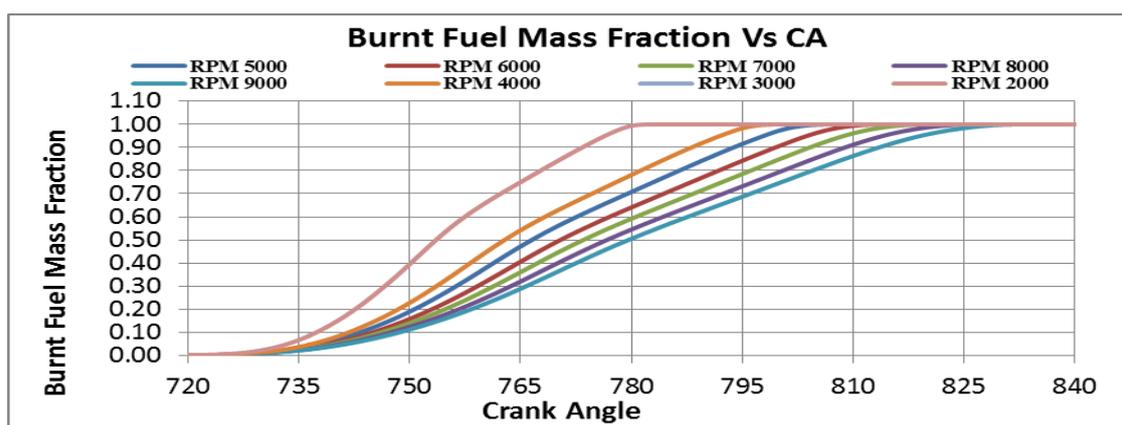


Gambar 12. Temperatur terhadap Crank Angle

Nilai temperature hasil simulasi mesin bensin ditunjukkan pada **Gambar 12.** di atas. Dari grafik menunjukkan hasil perhitungan yang berhimpit. Pada pembakaran 2000 rpm temperatur puncak 1386 K, dengan tekanan 1474.80 kPa, pada sudut engkol 780.75 degre. Untuk proses pembakaran 3000 rpm, temperature puncak 1341.93 K dengan tekanan 1226.10 kPa dan sudut engkol 789.25 degre. Pada pembakaran 4000 rpm temperatur puncak 1312.01 K, tekanan 1071.90 kPa dan sudut engkol 796.25 degre. Sedangkan untuk pembakaran 5000 rpm temperatur puncak 1288.42 K dengan tekanan

965.41 kPa, dan sudut engkol 802.25 degre. Untuk proses pembakaran 6000 rpm temperatur puncak 1267.27 K dengan tekanan 875.28 kPa, dengan sudut engkol 808.50 degre. Untuk proses pembakaran 7000 rpm temperatur puncak 1249.35 K dengan tekanan 809.09 kPa, dengan sudut engkol 814.00 degre. Untuk proses pembakaran 8000 rpm temperatur puncak 1232.52 K dengan tekanan 749.12 kPa, dengan sudut engkol 820.00 degre. Semakin merah pada gambar visualisasi hasil simulasi maka semakin tinggi temperature

Analisa Emisi



Gambar 13. Burnt Fuel Mass Fraction

Gambar 13. menunjukkan proses pembentukan emisi NO yang terjadi rpm 2000 s/d rpm 8000 pada saat awal bahan bakar diinjeksikan, pembentukan NO yang dihasilkan oleh rpm 2000 dan rpm 3000 meningkat tajam dibandingkan dengan rpm 4000, 5000, 6000, 7000 dan 8000, hal ini menunjukkan bahwa proses pembakaran pada rpm 2000 dan 3000 yang terjadi pada temperature lebih tinggi dari pada rpm 4000, 5000, 6000, 7000 dan 8000. dari grafik tersebut terlihat emisi yang dihasilkan pembakaran rpm 4000 masih lebih baik dari pada rpm 2000 dan rpm 3000. masih menyajikan grafik pembentukan emisi NO dari hasil simulasi mesin bensin hasil simulasi terlihat dengan grafik fraksi massa. setelah terjadi pembakaran hasil simulasi mengalami kenaikan yang signifikan. kenaikan ini terjadi setelah proses pembakaran terkendali selesai, kemudian grafik mulai konstan sejak late combustion berakhir, disitu menunjukkan hasil prediksi NO yang terbentuk. hal ini menunjukkan bahwasanya kecepatan dan ketebalan lidah api pembakaran yang cenderung menghasilkan preiksi NO yang peka terhadap efek pembakaran.

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil simulasi yang dilakukan terhadap simulasi model pembakaran motor bensin maka dapat ditarik kesimpulan :

1. Dari hasil simulasi bahan bakar mulai terbakar pada daerah kerja paling optimal pada pembakaran rpm 3000 dengan tekanan 1471.90 kPa, temperature 445.68 K, dan sudut engkol 716 degre.
2. Tekanan puncak pada daerah kerja paling optimal pada pembakaran rpm 3000 dengan sudut engkol 759.25 degre, tekanan 1623 kPa, dan temperatur 960.42 K.
3. Temperature puncak paling optimal 1341.93 K pada pembakaran rpm 3000 dengan tekanan 1226.10 kPa pada sudut engkol 789.25 degre.
4. Pada awal putaran atau putaran rendah menunjukkan tekanan dalam silinder akan tinggi, dan pada putaran tinggi justru tekanan dalam silinder rendah ini mengakibatkan pembakaran tidak sempurna sehingga bahan bakar belum terbakar dengan sempurna.

DAFTAR PUSTAKA

- Dan Krouse, E., (1992), Numerical Simulation of the Small Vortices intake and compression processes of an Engine, JSME International Journal, Series II, Vol 35, No, 4
- Donny Fernandez, (2009). *Pengaruh Putar Mesin Terhadap Emisi Gas Buang Hidrokarbon (HC) Dan Karbon Monoksida (CO)*. Saintek Vol. .XII, No, 1. Padang
- Khovakh, (1976). *Motor Vehicles Engine*. Moscow. Mr.Publisher
- Jonson Meyer, (2007). *Engine Modeling of an Internal Combustion Engine*. The Shio State University.
- Magnussen, B.F. and B.H. Hjertager, 1977. *On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion*. Symp. (Int.) Combust., 16:719-729.
- Maleev V.L, (1945). *Internal Combustion Engine and Air Pollution*. New York: Harper & Row Publ. Inc.
- Moshaberi, R., Y.Fotrosy and S.Jalalifar. *Modeling of spark ignition engine combustion : A computational and experimental study of combustion proses effects on Nox emission*. Asian Jurnal of Applied Science 2009. ISSN 1996-3343. Malaysia
- Rosid, (2015). Analisis Proses Pembakaran Sistem Injection Pada Sepeda Motor Dengan Menggunakan Bahan Bakar Premium dan Pertamax. Jurnal Teknologi Volume 7 No.2. Jakarta.
- Rosid, (2014). *Simulasi Proses Pembakaran Pada Motor Bensin 3000cc*: Fakultas Teknik Universitas Pancasila Jakarta. Jakarta
- Tuakia, F., (2008), *Dasar-dasar CFD Menggunakan FLUENT*, Penerbit Informatika Bandung, Bandung
- Willard W. Pulkrabek, "Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engine" Pientice Hall, New Jersey.
- Y. UST, B. Sahin, A. Safa, (2011). *The Effect of Cycle Temperatur and Cycle Pressure Ration on the Performance of an Irreversible Otto Cycle*. Departemen of Naval Architecture and Marine Engineering, Yildiz Teknikal University besiktas, 34349, Istanbul, Turkey.

