

Simulasi Karakteristik Proses Pembakaran pada Motor Bensin 3000 cc

Rosid ^{1,a}, Viktor Naubnome ^{2,b}

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

²⁾Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Singaperbangsa Karawang

^{a)}rosid@staff.unsika.ac.id, ^{b)}naubnomeviktor@gmail.com

Abstrak

Penelitian yang dilakukan melalui pengembangan model simulasi proses pembakaran menggunakan parameter pembakaran pada motor bensin 3000 cc dengan model pembakaran yang sesuai dengan pendekatan eksperimen. Tujuan dari penelitian dengan simulasi yang meliputi proses pembakaran dan pembentukan emisi di ruang bakar. Simulasi dilakukan dengan memvariasikan putaran antara 1000 rpm, 1500 rpm, 2500 rpm, 3500 rpm, dan 4500 rpm, untuk menentukan daerah kerja yang paling optimal pada motor bensin 3000 cc. Hasil simulasi menunjukkan daerah kerja paling optimal pada pembakaran 3500 rpm, bahan bakar mulai terbakar pada tekanan 2318.40 kPa pada temperature 722.25 K dan sudut engkol 716 derajat. Tekanan puncak terendah 2643.00 kPa pada sudut engkol 748.75 derajat, tekanan puncak tertinggi 4097.80 kPa pada sudut engkol 742.25 derajat. temperature puncak terendah 1954.73 K pada sudut engkol 776.50 derajat, temperature puncak tertinggi 2173.51 K pada sudut engkol 755.75 derajat. Perubahan dari tekanan puncak terendah ke tekanan puncak tertinggi berkisar 64.5%, sedangkan perubahan temperature puncak terendah ke temperature puncak tertinggi berkisar 89.9%.

Kata Kunci: Pembakaran, Simulasi, Temperatur, Tekanan, Emisi

Abstract

Research conducted through the development of a simulation model of the combustion process in the combustion parameters using 3000 cc petrol engine with combustion models correspond to the experimental approach. The purpose of the study by simulations that include combustion and emissions formation in the combustion chamber. The simulation was performed by varying the rotation of 1000 rpm, 1500 rpm, 2500 rpm, 3500 rpm and 4500 rpm, to determine the most optimal working areas at 3000 cc petrol engine. The simulation results show the most optimal working range at 3500 rpm combustion, the fuel starts burning at a pressure of 2318.40 kPa at temperatures of 722.25 K and a crank angle of 716 degrees. The lowest peak pressure 2643.00 kPa at 748.75 crank angle degrees, the highest peak pressure of 4097.80 kPa at 742.25 crank angle degrees. Lowest peak temperature 1954.73 776.50 K at the crank angle degrees, the highest peak temperature 2173.51 755.75 K at the crank angle degrees. Changes of the lower peak pressure to the highest peak pressure ranges from 64.5%, while the lowest peak temperature change to the highest peak temperature ranges from 89.9%.

Key Words: Combustion, Simulation, Temperature, Pressure, Emissions

PENDAHULUAN

Salah satu *latest innovation* dalam hal *combustion* mesin bensin adalah teknologi sistem *port injection*, dimana bahan bakar di semprotkan pada intake manifold. Efek meningkatkan kecepatan injeksi udara 46-102 m/s, Distribusi reaksi didalam bahan bakar berintensitas tinggi, (A. O. Said, A. K. Gupta, 2016). 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. pendekatan fenomenologis untuk mensimulasikan Pembakaran BBM terkait dengan sifat fisiko-kimianya sangat

kompleks pada bidang ilmu kinetika kimia, dinamika fluida, pembakaran, dan termodinamika (Machado GB, 2012) *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 3000 cc dengan menggunakan software Ansys 13.0.

Penelitian ini bertujuan Untuk mengetahui daerah kerja terbaik untuk motor 3000 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:

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

Motor *Otto* dengan sistem *Spark Ignition* menggunakan bantuan bunga api untuk menyalakan 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 mempergunakan 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.

$$Q_{2-3} = C_v(T_3 - T_2) \text{ KJ/Kg} \quad (1)$$

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 :

$$Q_{out} = Q_{4-1} = C_v(T_4 - T_1) \text{ KJ/ Kg} \quad (2)$$

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

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

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

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

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

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

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

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

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (5)$$

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 $\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3}$ atau $\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$, dari hubungan inilah diperoleh persamaan untuk menentukan efisiensi thermis teoritis yaitu :

$$\begin{aligned}\eta_{th} &= 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \\ \eta_{th} &= 1 - \frac{T_1}{T_2} \\ \eta_{th} &= 1 - \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} \\ \eta_{th} &= 1 - \left(\frac{1}{C}\right)^{\gamma-1}\end{aligned}\quad (6)$$

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 (O_2) 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.

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 :

- Hidrokarbon terbakar bersama-sama dengan oksigen sebelum karbon bergabung dengan oksigen.

- Karbon terbakar lebih dahulu daripada hidrogen.
- Senyawa hidrokarbon terlebih dahulu bergabung dengan oksigen dan membentuk senyawa (*hidrolisasi*) yang kemudian dipecah secara terbakar.

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 engkal 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 sudut engkol 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 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.

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 dibuang 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 seimbang 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.

METODE

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 1000, 1500, 2500, 3500, dan 4500 rpm mesin yang akan digunakan untuk pemodelan adalah mesin bensin, Spesifikasi mesin yang digunakan dalam simulasi adalah sebagai berikut :

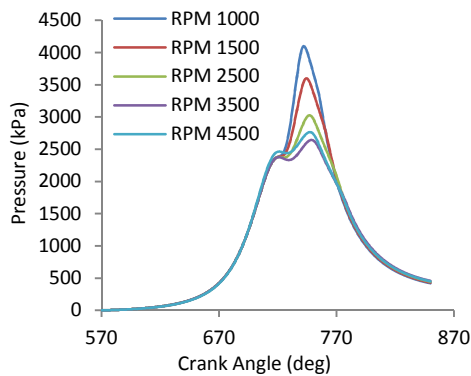
Tabel 1 Spesifikasi Mesin

Parameter	Value
Crank Shaft Speed (rpm)	1000, 1500, 2500, 3500, 4500
Volume Langkah (cm ³) V6	3000
Perbandingan Kompresi	9.2 : 1
Starting Crank Angle (deg)	570
Crank Period (deg)	720
Crank Angle Step size (deg)	0.25
Piston Stroke (mm)	86
Connecting Rod Length (mm)	160
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.

PEMBAHASAN

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 putaran 1000 rpm, lebih tinggi dari pada rpm yang lain (Gambar 1).



Gambar 1. Tekanan dalam silinder

Pada sudut engkol 620 deg mulai disemprotkan bahan bakar sampai masuk kedalam silinder dan berakir pada sudut engkol 715 deg, dari putaran 1000 rpm – putaran 4500 rpm tidak menunjukkan perbedaan tekanan yang signifikan, dimana selama periode ini berlangsung tidak terdapat kenaikan tekanan yang melebihi kompresi udara yang dihasilkan torak.

Pada putaran 1000 rpm, 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 deg akan menyala dengan cepat yang mengakibatkan kenaikan tekanan mendadak sampai pada sudut engkol 742 deg, bahan bakar terbakar pada tekanan 2306 kPa, dan tekanan puncak pembakaran 4098 kPa. Pada putaran 1500 rpm bahan bakar mulai terbakar pada sudut engkol 716 deg dengan tekanan 2306 kPa, tekanan puncak pada sudut engkol 745 deg adalah 3600 kPa.

Untuk putaran 2500 rpm, bahan bakar mulai terbakar pada sudut engkol 716 deg dengan tekanan 2306 kPa dan tekanan puncak pada proses pembakaran pada 3026 kPa, dengan sudut engkol 747 deg. Pada putaran 3500 rpm bahan bakar mulai terbakar pada sudut engkol 716 deg dengan tekanan 2305 kPa, tekanan puncak proses pembakaran 2643 kPa, dengan sudut engkol 749 deg.

Sedangkan untuk putaran 4500 rpm bahan bakar mulai terbakar pada sudut engkol 716 deg

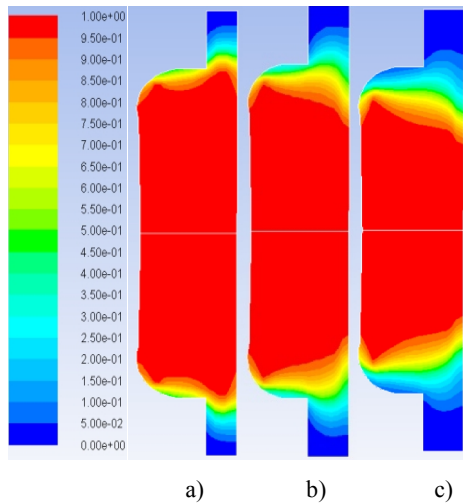
dengan tekanan 2381 kPa, dan tekanan puncak pada proses pembakaran pada sudut engkol 748 deg dengan tekanan 2766 kPa. Pada sudut engkol 620 deg mulai disemprotkan bahan bakar sampai masuk kedalam silinder dan berakir pada sudut engkol 715 deg, dari 1000 rpm –4500 rpm tidak menunjukkan perbedaan tekanan yang signifikan, dimana selama periode ini berlangsung tidak terdapat kenaikan tekanan yang melebihi kompresi udara yang dihasilkan torak.

Pada rpm 1000, 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 deg akan menyala dengan cepat yang mengakibatkan kenaikan tekanan mendadak sampai pada sudut engkol 742 deg, bahan bakar terbakar pada tekanan 2306 kPa, dan tekanan puncak pembakaran 4098 kPa.

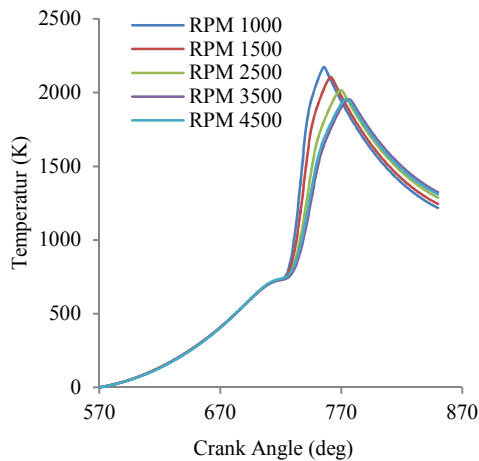
Pada rpm 1500 bahan bakar mulai terbakar pada sudut engkol 716 deg dengan tekanan 2306 kPa, tekanan puncak pada sudut engkol 745 deg adalah 3600 kPa. Untuk rpm 2500, bahan bakar mulai terbakar pada sudut engkol 716 deg dengan tekanan 2306 kPa dan tekanan puncak pada proses pembakaran pada 3026 kPa, dengan sudut engkol 747 deg. Pada rpm 3500 bahan bakar mulai terbakar pada sudut engkol 716 deg dengan tekanan 2305 kPa, tekanan puncak proses pembakaran 2643 kPa, dengan sudut engkol 749 deg. Sedangkan untuk rpm 4500 bahan bakar mulai terbakar pada sudut engkol 716 deg dengan tekanan 2381 kPa, dan tekanan puncak pada proses pembakaran pada sudut engkol 748 deg dengan tekanan 2766 kPa..

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 putaran 1000 rpm, putaran 1500 rpm, putaran 2500 rpm, putaran 3500 rpm, dan putaran 4500 rpm terlihat sama mengalami penurunan tekanan. Pada visualisasi hasil

tekanan pada Gambar 2, 716 deg, terlihat bawasanya sesaat setelah dilakukan penyemprotan nilai tekanan meningkat hingga akhir pross penyemprotan selesai dan kemudian turun perlahan seiring berputarnya poros silinder.



Gambar 2. Visualisasi parameter tekanan pada putaran: a) 1000 rpm, b) 3500 rpm, dan c) 4500 rpm



Gambar 3. Grafik temperature hasil simulasi pada mesin bensin

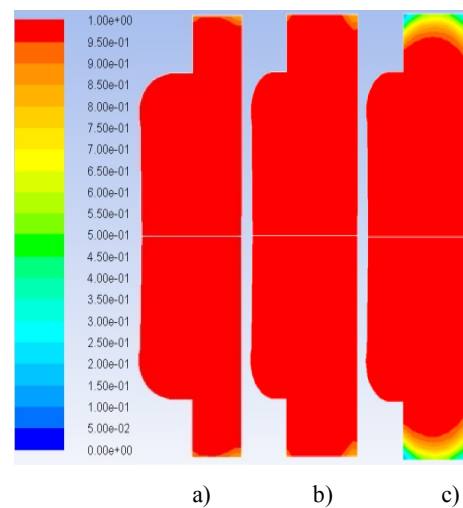
Nilai temperature hasil simulasi mesin bensin ditunjukkan pada Gambar 3 di atas. Dari grafik menunjukan hasil perhitungan yang berhimpit. Pada pembakaran putaran 1000 rpm

temperatur puncak 2174 K, dengan tekanan 3295 kPa, pada sudut engkol 756 deg. Untuk proses pembakaran putaran 1500 rpm, temperature puncak 2105 K dengan tekanan 2740 kPa dan sudut engkol 761 deg.

Pada pembakaran putaran 2500 rpm temperatur puncak 2016 K, tekanan 2105 kPa dan sudut engkol 770 deg. Sedangkan untuk pembakaran putaran 3500 rpm temperatur puncak 1955 K dengan tekanan 1741 kPa, dan sudut engkol 777 deg. Untuk proses pembakaran putaran 4500 rpm temperatur puncak 1975 K dengan tekanan 1798 kPa, dengan sudut engkol 775 deg.

Hal ini dimungkinkan bahwasanya untuk perhitungan motor bensin pada daerah kerja terbaik pada putaran 3500 rpm memiliki temperature puncak terendah yaitu 1955 K. Pada pembakaran putaran 4500 rpm terlihat pada gambar visualisai masih ada sisa-sisa pembakaran yang terbakar hal ini memungkinkan bahan bakar sisa pembakaran akan terbuang.

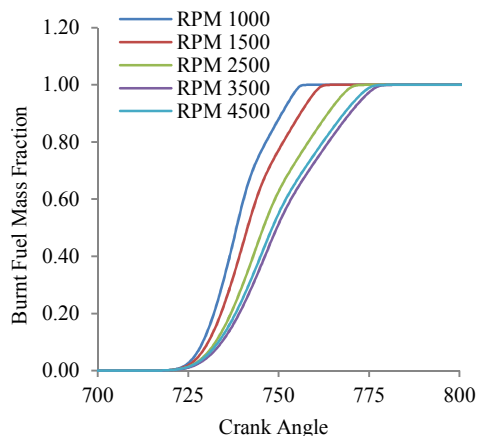
Semakin merah pada Gambar 4, visualisasi hasil simulasi maka semakin tinggi temperature.



Gambar 4. Visualisasi parameter temperatur pada putaran: a) 1000 rpm, b) 3500 rpm, dan c) 4500 rpm

Proses pembentukan emisi NO yang terjadi antara putaran 1000 rpm s/d putaran 4500

rpm pada saat awal bahan bakar diinjeksikan, pembentukan NO yang dihasilkan oleh putaran 1000 rpm dan putaran 1500 rpm meningkat tajam dibandingkan dengan putaran 2500 rpm, putaran 3500 rpm, dan putaran 4500 rpm, hal ini menunjukkan bahwa proses pembakaran pada putaran 1000 rpm dan putaran 1500 rpm yang terjadi pada temperature lebih tinggi dari pada putaran 2500 rpm, putaran 3500 rpm dan putaran 4500 rpm.



Gambar 5. Burnt Fuel Mass Fraction

Emisi yang dihasilkan pembakaran putaran 2500 rpm masih lebih baik dari pada putaran 1000 rpm dan putaran 1500 rpm. Hasil simulasi terlihat dengan Gambar 5 menunjukkan grafik fraksi massa setelah terjadi pembakaran hasil simulasi mengalami kenaikan yang signifikan. Kenaikan terjadi setelah proses pembakaran terkendali selesai, grafik mulai konstan sejak late combustion berakhir, menunjukkan hasil prediksi NO yang terbentuk. hal ini menunjukkan kecepatan dan ketebalan lidah api pembakaran yang cenderung menghasilkan prediksi NO yang peka terhadap efek pembakaran. Secara umum, tahapan pembentukan NO secara terdapat tiga prinsip pembentukan :

- Panas NO terbentuk akibat pemisahan diri dari molekul udara nitrogen. (Bowman; Hanson and Salimian; Polifke)
- Baik NO (maupun lebih banyak lagi NO)

terbentuk akibat 'tumbukkan' dari potongan-potongan rantai hidrokarbon pada nitrogen-udara (Bowman; Görner)

- NO terbentuk dari nitrogen yang terkandung dalam bahan bakar.

Dalam pembakaran, NO terbentuk dari dua sumber yaitu dari molekul nitrogen (N_2) yang ada di udara pembakaran dan dari nitrogen yang terikat dalam bahan bakar. Terdapat empat mekanisme kimia yang berbeda yang menjelaskan pembentukan NO dalam pembakaran yaitu mekanisme termal NO, mekanisme cepat NO, mekanisme bahan bakar NO dan reburning.

Mekanisme thermal NO terbentuk dari oksidasi nitrogen atmosfer yang muncul molekul di udara pembakaran pada suhu yang relatif tinggi. Mekanisme cepat NO terbentuk oleh reaksi nitrogen atmosfer dengan radikal hidrokarbon dalam bahan bakar kaya di daerah api pembakaran, yang kemudian teroksidasi untuk membentuk NO.

Mekanisme bahan bakar NO terbentuk dari nitrogen terikat dalam bahan bakar dan biasanya dilanjutkan melalui pembentukan HCN dan/atau NH_3 yang teroksidasi menjadi NO ketika sedang bereaksi dikurangi menjadi N_2 sesuai dengan reaksi keseluruhan (*De Soete*). Mekanisme reburning mengurangi emisi NO total dengan penambahan hidrokarbon yang mengandung bahan bakar yang bereaksi dengan NO.

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil simulasi yang dilakukan maka dapat ditarik kesimpulan :

- Dari hasil simulasi bahan bakar mulai terbakar pada daerah kerja paling optimal pada pembakaran putaran 3500 rpm dengan tekanan 2305 kPa, temperature 721 K, dan sudut engkol 716 degree.
- Tekanan puncak pada daerah kerja paling optimal pada pembakaran putaran 3500 rpm dengan sudut engkol 749 degree, tekanan 2643 kPa, dan temperature 1425 K.
- Temperature puncak paling rendah 1955 K pada pembakaran putaran 3500 rpm dengan

tekanan 1741 kPa pada sudut engkol 777 degre. Temperatur Pucak paling tinggi 2174 K pada pembakaran putaran 1000 rpm dengan tekanan 3296 kPa pada sudut engkol 756 degre.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] D. Fernandez, "Pengaruh Putaran Mesin Terhadap Emisi Gas Buang Hidrokarbon (HC) dan Karbon Monoksida (CO)," *Saintek*, vol. XII No. 1, Padang, 2009.
- [2] M. Jonson, "Engine Modeling of an Internal Combustion Engine", The Shio State University, (2007).
- [3] B.F. Magnussen, B.H. Hjertager, "On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion", *Combustion*, vol. 16, p. 719-729. Symp. (Int.), (1977).
- [4] V.L. Maleev, "Internal Combustion Engine and Air Pollution", New York: Harper & Row Publ. Inc. (1945).
- [5] F. Tuakia, "Dasar-dasar CFD Menggunakan FLUENT", Penerbit Informatika Bandung, Bandung, (2008).
- [6] W. Willard, Pulkrabek, "Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine" Pientice Hall, New Jersey.
- [7] Y. UST, B. Sahin, A. Safa, "The Effect of Cycle Temperature and Cycle Pressure Ratio on the Performance of an Irreversible Otto Cycle", Departemen of Naval Architecture and Marine Engineering, Yildiz Teknikal University besiktas, 34349, Istanbul, Turkey, (2011).
- [8] A. O. Said, A. K. Gupta, "Fuel injection effects on distribution reaction in a high intensity," *Fuel*, vol. 186, p. 248-260, USA, (2016).
- [9] Y. Jiotode, A. K. Agarwal, "In-cylinder combustion visualization of Jatropa straight vegetable oil and mineral diesel using high temperature industrial endoscopy for spatial temperature and soot distribution," *Fuel Processing Technology*, vol. 153, p. 9-18, India, (2016).
- [10] J. Jung, C. B. Sangjae Park, "Combustion characteristics of gasoline and n-butane under lean stratified mixture conditions in a spray-guided direct injection spark ignition engine," *Fuel*, vol. 187, p. 146-158, Republic of Korea (2017).
- [11] Machado GB. Metodologias para desenvolvimento de Combustíveis edeterminação da velocidade de propagação de chama em motores de ignição por centelha, D.Sc. Thesis, PUC-Rio, Rio de Janeiro; 2012.