

Simulasi Numerik Proses Pembakaran pada Prototype Mesin Sinjai Biofuel 650 cc Sistem Injeksi Langsung

Bambang Sudarmanta^{1,a*}, Giri Nugroho^{2,b} dan I Nyoman Sutantra^{3,c}

^{1,2,3} Mechanical Engineering Department, FTI ITS Sukolilo Surabaya, Indonesia

Email: [a@sudarmanta@me.its.ac.id](mailto:sudarmanta@me.its.ac.id), [b@tpbb@me.its.ac.id](mailto:tpbb@me.its.ac.id), [c@tantra@me.its.ac.id](mailto:tantra@me.its.ac.id)

Abstrak

Pengembangan simulasi numerik proses pembakaran pada ruang bakar mesin SINJAI biofuel 650 cc dengan sistem pemasukan bahan bakar secara injeksi langsung ini dimaksudkan untuk mengetahui karakteristik pembakaran dan pembentukan emisi yang dihasilkan. Simulasi dilakukan dengan bahan bakar campuran bensin dan bioetanol dan desain ruang bakar *hemispherical chamber* dengan *toroidal piston cavity*, sistem pemasukan bahan bakar secara injeksi serta sinkronisasi waktu injeksi, durasi injeksi, waktu pengapian dan pembakaran yang dikontrol oleh *electronic control unit (ECU)*. Karakteristik pembakaran dan pembentukan emisi ditunjukkan dengan besarnya distribusi suhu, tekanan serta komposisi gas hasil pembakaran.

Ruang bakar dimodelkan dengan sebuah silinder blok dan silinder head yang diam dan sebuah piston yang bergerak sliding mulai titik mati atas sampai titik mati bawah. Model ruang bakar memiliki posisi piston pada titik mati atas dengan crank angle 360 derajat, untuk itu piston di tempatkan pada posisi dimana katup intake sesaat tertutup atau sudut crank angle 570 derajat. Model ini menggunakan transien model untuk pendekatan waktunya. Untuk memodelkan pergerakan piston, model ini mengadopsi dynamic mesh dengan metode layering dengan height based split faktor 0,4 dan collapse faktor 0,1. Dilakukan setting operasional engine, meliputi putaran crank shaft, sudut permulaan crank, periode crank, ukuran step crank angle, radius crank, panjang connecting rod melalui kotak dialog setting kondisi operasional engine “*in silinder*”. Untuk model pembakaran menggunakan model *premixed* dan *non premixed combustion*. Untuk perambatan turbulen apinya menggunakan *zimont model* yang mengadopsi model dari Metghalchi and Keck flame speed model. Penempatan pengapian atau businya tertentu dan saat pengapian adalah pada posisi 5 derajat sebelum titik mati atas.

Berdasarkan komparasi hasil simulasi menggunakan pendekatan model premixed combustion dan model non premixed combustion dapat disimpulkan hasil sebagai berikut, terjadi kenaikan tekanan maksimum pada ruang bakar sebesar 5,45%, yaitu dari 55 bar untuk sistem *premixed* menjadi 58 bar untuk sistem *non premixed*, kenaikan suhu maksimum pada ruang bakar sebesar 44%, yaitu dari 1500°C untuk sistem *premixed* menjadi 2600°C untuk sistem *non premixed*.

Kata kunci : Mesin Sinjai, premixed combustion, non premixed combustion, dynamic mesh, tekanan dan temperatur.

Pendahuluan

Pengembangan prototype mesin *SINJAI* berkapasitas 650 cc berbahan bakar campuran bensin dan bioetanol dengan dua silinder dan desain ruang bakar *hemispherical chamber* dengan *toroidal piston cavity*, sistem pemasukan bahan bakar secara injeksi serta sinkronisasi waktu injeksi, durasi injeksi, waktu pengapian dan pembakaran yang dikontrol oleh *electronic control unit (ecu)*, dimaksudkan untuk menunjang program pemerintah dalam hal pengembangan program *low cost green car (LCGC)* serta penggalan penggunaan energi alternatif yang berasal dari sumber energi terbarukan sebagai

bahan bakar disektor transportasi. Data tahun 2010 menunjukkan bahwa konsumsi bahan bakar

sektor transportasi mengalami peningkatan yang berarti, yaitu mencapai 48% dari total konsumsi BBM secara nasional, dimana dari angka tersebut 88% dikonsumsi oleh moda angkutan jalan, yang mengikuti pertumbuhan jumlah kendaraan yang beroperasi [1]. Seiring dengan menipisnya cadangan bahan bakar yang berasal dari fosil, serta untuk mempertahankan prinsip pembangunan yang berkelanjutan diperlukan upaya penggunaan energi alternatif dari sumber yang terbarukan.

Ditinjau dari segi ketersediaan bahan baku, teknologi pembuatan *bioetanol* dan sifat

compatible *bioetanol* dengan *bensin*, maka pemilihan *bioetanol* sebagai bahan bakar alternatif pengganti *bensin* sangatlah tepat. *Bioetanol* dapat dibuat dari berbagai macam bahan baku yang tersedia di Indonesia dengan teknologi proses pembuatan yang sudah establish serta sifatnya yang compatible dengan *fossil fuel* sehingga dalam pemakaiannya dapat dijadikan sebagai bahan bakar pengganti maupun pencampur [2].

Teknologi ramah lingkungan dapat dikembangkan sebelum, selama dan sesudah proses pembakaran. Teknologi sebelum proses pembakaran dilakukan dengan memberikan perlakuan terhadap bahan bakar yang akan digunakan. Teknologi selama proses pembakaran dilakukan melalui desain sistem pembakaran dengan sinkronisasi tahapan proses kompresi, injeksi bahan bakar dan proses pengapian yang tepat. Sedangkan teknologi setelah proses pembakaran dilakukan dengan memberikan perlakuan terhadap emisi yang dihasilkan setelah terjadinya proses pembakaran.

Teknologi selama proses pembakaran dipengaruhi oleh rancangan ruang bakar, rancangan sistem injeksi serta sinkronisasi tahapan proses yang terjadi, yaitu meliputi proses kompresi, injeksi bahan bakar serta proses pengapian. Ruang bakar dirancang sedemikian rupa sehingga memungkinkan bahan bakar yang disemprotkan oleh sistem injeksi dapat mengalami proses atomisasi dengan cepat dan pembakaran yang menyeluruh. Termasuk dalam cakupan ini adalah rancangan sistem pemasukan udara pembakaran yang memungkinkan terjadinya proses pencampuran, atomisasi dan pembakaran menyeluruh. Sistem injeksi dirancang sedemikian rupa sehingga dapat menginjeksikan bahan bakar dengan butiran-butiran semprotan yang kecil dan menyebar sehingga dapat bercampur dengan cepat dengan udara pembakaran, atau dengan kata lain dapat teratomisasi dengan cepat. Yang terakhir dibutuhkan sinkronisasi antara proses kompresi, injeksi bahan bakar dan proses pengapian memegang peranan kunci dari serangkaian proses pembakaran yang terjadi. Sinkronisasi ini sangat dominan utamanya pada kondisi transien, baik pada proses percepatan maupun perlambatan kecepatan.

Ruang bakar dirancang berbentuk *hemispherical chamber* dan *toroidal piston cavity* sehingga memungkinkan injeksi bahan bakar untuk menuntaskan proses pencampuran dan atomisasi sebelum terjadinya proses pengapian. Selain berperan dalam menuntaskan proses pencampuran

dan atomisasi semprotan bahan bakar, rancangan *hemispherical chamber* dan *toroidal piston cavity* ini juga berperan untuk mengarahkan semprotan bahan bakar kearah sumber pengapian.

Pada tulisan ini disimulasikan proses atomisasi dan pembakaran diruang bakar dengan mekanisme pemasukan bahan bakar menggunakan sistem injeksi serta sinkronisasi proses injeksi, durasi injeksi, proses pengapian serta pembakaran menggunakan *ecu* untuk mengoptimasi kinerja dari rancangan mesin *SINJAI*.

Metodologi Penelitian

Kegiatan penelitian ini dilakukan secara numerik menggunakan *computational fluid dynamics*, *CFD code* tersusun atas algoritma-algoritma numerik yang dapat menyelesaikan permasalahan aliran fluida, perpindahan panas, dan fenomena yang terkait lainnya. Suatu *CFD code* terdiri dari tiga elemen utama yaitu *pre-processor*, *solver*, dan *post-processor*.

Beberapa persamaan dasar yang digunakan untuk memprediksi aliran fluida dan turbulensi sebagai berikut:

- Persamaan Kontinyuitas :

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} \bar{u}_j \right) = 0$$

- Persamaan Momentum :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{u}_j) = - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial x_i} + (\bar{\rho}_o - \bar{\rho}) g \delta_{li}$$

, (i = 1,2)

dimana:

$$\left(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j \right) = -\mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) + \frac{2}{3} \bar{\rho} k \delta_{ij}$$

Sedangkan untuk persamaan kesetimbangan energi kinetik turbulensi dan laju disipasinya dimodelkan secara *k-ε* model sebagai berikut:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G - \bar{\rho} \varepsilon$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} G - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \bar{\rho}$$

Ditambahkan bahwa :

$$\mu_{eff} = \mu_t + \mu$$

$$\mu_t = C_\mu \bar{\rho} \frac{k^2}{\varepsilon}$$

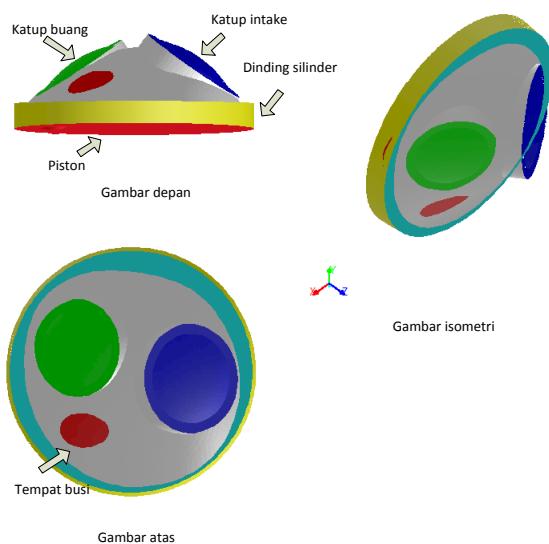
$$G = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$$

Model numerik digunakan untuk melihat karakteristik atomisasi dan pembakaran sistem yang digunakan, yaitu sistem pemasukan bahan bakar melalui karburator dan sistem injeksi. Sistem pemasukan bahan bakar dengan mekanisme karburator didekati dengan *model premixed combustion*, sedangkan sistem pemasukan bahan bakar dengan sistem injeksi didekati dengan model *non premixed combustion*. Pada prinsipnya pemodelan sistem karburator dan sistem injeksi hampir sama, hanya beda pada model pembakarannya.

Pendekatan model *premixed combustion*, bahan bakar dan udara tercampur terlebih dahulu sebelum masuk ke dalam ruang bakar. Campuran ini diasumsikan sebagai campuran yang homogen. Simulasi ini dimulai ketika katup intake campuran bahan bakar dan udara tertutup dan berakhir pada saat katup buang campuran terbuka. Sehingga pada prosesnya, simulasi ini tidak melibatkan bukaan katup intake maupun katup buang.

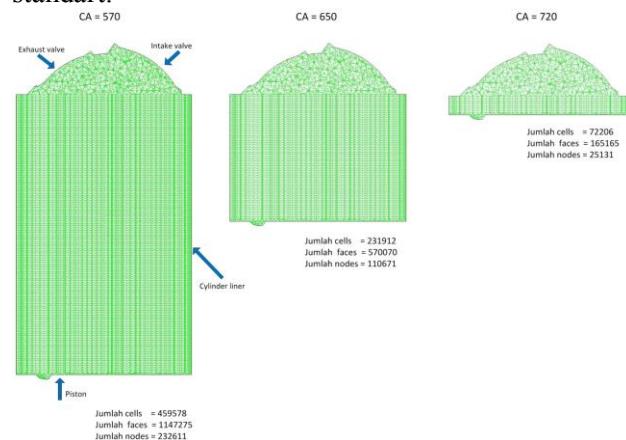
Sedangkan pendekatan model *non premixed combustion*, udara dan bahan bakar pada awalnya dikondisikan pada keadaan yang tidak tercampur, yaitu udara dikompresi dalam ruang bakar dan sesaat sebelum proses pengapian, bahan bakar diinjeksikan melalui injektor bahan bakar. Model pembakaran non premixed combustion menggunakan *probability density function (PDF) table*, *non-adiabatic energy treatment*, tekanan injeksi sebesar 30 bar dan *fuel stream rich flammability limit* sebesar 0.1.

Model geometri dari ruang bakar di dapatkan dari mesin *SINJAI* yang sedang dikembangkan. Geometri riil tersebut diukur menggunakan peralatan scanner 3 dimensi, dimana hasilnya berupa gambar ordinat yang selanjutnya dapat dikonversi kedalam software gambar seperti software *solidworks*. Untuk bisa dilakukan modeling, geometri ruang bakar dari *solidworks* dibawa ke software Gambit 2.46. Dalam Gambit, geometri dibuat diskritisasi dan penetapan batas-batas sistem, seperti dinding silinder, dinding piston, dan seterusnya. Selanjutnya, geometri tersebut diekspor untuk dibaca kedalam software simulasi Ansys Fluent 14. Gambar geometri ruang bakar bisa dilihat pada Gambar dibawah ini



Gbr. 1 Gambar 3 dimensi geometri ruang bakar

Model ruang bakar tersebut mempunyai posisi piston pada titik mati atas (TMA) dengan crank angle 360 derajat, untuk itu piston harus di tempatkan pada posisi dimana katup intake sesaat tertutup atau sudut crank angle 570 derajat. Model ini menggunakan transien model untuk pendekatan waktunya. Untuk memodelkan pergerakan piston, model ini mengadopsi dynamic mesh dengan metode layering. Sedangkan parameter engine yang digunakan dapat dilihat dari gambar di bawah ini. Model turbulensi yang di pilih adalah model k-□ standart.



Gbr. 2 Geometri ruang bakar sistem dynamic mesh dengan metode layering

Metode pemasukan bahan bakar, baik melalui karburator maupun sistem injeksi bertujuan untuk membuat campuran bahan bakar dengan udara agar bisa terbakar dalam ruang bakar mesin. Pada sistem karburator, diharapkan udara dan bahan bakar dapat bercampur dengan baik sebelum proses pengapian. Karburator masih digunakan dalam mesin-mesin sebelum tahun 1990-an, sedangkan mobil yang diproduksi pada awal 1990 telah menggunakan sistem injeksi bahan bakar

elektronik. Mayoritas motor masih menggunakan karburator dikarenakan lebih ringan dan murah. Pada dasarnya karburator bekerja menggunakan prinsip *Bernoulli*, yaitu semakin cepat udara bergerak maka semakin kecil tekanan statisnya, namun akan semakin tinggi tekanan dinamisnya. Grip gas pada sepeda motor sebenarnya tidak secara langsung mengendalikan besarnya aliran bahan bakar yang masuk kedalam ruang bakar. Grip gas sebenarnya mengendalikan katup dalam karburator untuk menentukan besarnya aliran udara yang dapat masuk kedalam ruang bakar. Udara bergerak dalam karburator inilah yang memiliki tekanan untuk menarik bahan bakar masuk kedalam ruang bakar.

Pada sistem injeksi, udara dikompresikan didalam ruang bakar dan sesaat sebelum pengapian bahan bakar dinjeksikan oleh injektor. Sistem injeksi bahan bakar sebenarnya dimulai dari sistem injeksi mekanis kemudian berkembang menjadi sistem injeksi elektronis. Sistem injeksi mekanis disebut juga sistem injeksi kontinyu (*K-Jetronic*) karena injektor menyemprotkan secara terus menerus ke setiap saluran masuk (*intake manifold*). Sedangkan sistem injeksi elektronis (*EFI*), sistem injeksi bahan bakar yang volume dan waktu penyemprotannya dilakukan secara elektronik (terkontrol). Sistem *EFI* kadang disebut juga dengan *EGI* (*Electronic Gasoline Injection*), *EPI* (*Electronic Petrol Injection*), *PGM-FI* (*Programmed Fuel Injection*) dan *Port injection*. Penggantian sistem bahan bakar karburator ke sistem *port injection* dimaksudkan agar dapat meningkatkan unjuk kerja mesin, pemakaian bahan bakar yang ekonomis, dan menghasilkan emisi gas buang yang lebih bersih sehingga lebih ramah lingkungan. Selain itu, kelebihan dari mesin dengan bahan bakar tipe injeksi ini adalah lebih mudah dihidupkan pada saat lama tidak digunakan, serta tidak terpengaruh pada temperatur lingkungan.

Sistem *Port Injection* dirancang agar bisa melakukan penyemprotan bahan bakar yang jumlah dan waktunya ditentukan berdasarkan informasi dari sensor-sensor. Pengaturan perbandingan bahan bakar dan udara sangat penting dilakukan agar mesin bisa tetap bekerja dengan sempurna pada berbagai kondisi kerja. Penginjeksian bahan bakar pada motor bensin pada umumnya dilakukan di ujung *intake manifold* sebelum *inlet valve* (katup masuk). Oleh karena itu, saat penginjeksian bahan bakar (injection timing) tidak selalu sama dengan percikan bunga api busi. Sedangkan lamanya penginjeksian bahan

bakar akan bervariasi tergantung kondisi kerja mesin. Semakin lama terjadi injeksi, maka jumlah bahan bakar akan semakin banyak, sehingga seiring dengan naiknya putaran mesin, maka lamanya injeksi akan semakin bertambah karena bahan bakar yang dibutuhkan semakin banyak. Pada saat kondisi mesin masih dingin (misalnya saat start awal), maka diperlukan campuran bahan bakar dan udara yang lebih banyak (campuran kaya). Untuk memperkaya campuran bahan bakar dengan udara, pada sistem *port injection* yang dilengkapi dengan sensor temperatur pendingin (*engine coolant temperature sensor*). Sensor ini akan mendeteksi kondisi temperatur mesin yang masih dingin yang selanjutnya dirubah menjadi signal listrik dan dikirim ke *ECU*. Selanjutnya *ECU* akan mengolahnya kemudian memberikan perintah pada *IAC* (*Idle Air Control*) agar udara yang masuk ke manifold lebih sedikit sehingga campuran bahan bakar dan udaranya menjadi lebih kaya. Disamping itu lama penginjeksian bahan bakar juga tergantung pada jumlah udara yang masuk ruang bakar dan posisi katup gas pada *throttle body*. Jumlah udara yang masuk akan dideteksi oleh sensor tekanan udara (*MAP sensor*) dan posisi katup gas dideteksi oleh sensor posisi katup gas (*TPS*) sensor. Dan injeksi bahan bakar dapat dipengaruhi oleh emisi gas buang yang yang dihasilkan saat terjadi pembakaran dimana emisi gas buang ini dideteksi oleh oksigen sensor. Berdasarkan informasi dari sensor tekanan udara (*MAP sensor*), emisi gas buang (oksigen sensor) dan sensor posisi katup gas (*TP*) sensor tersebut, *ECU* akan memberikan tegangan listrik kepada injektor untuk menyemprotkan bahan bakar. Semakin besar udara yang masuk dan bukaan katup gas yang dideteksi oleh kedua sensor tersebut, maka semakin lama pula penginjeksian bahan bakar keruangan bakar yang dilakukan oleh injektor. Begitu juga sebaliknya, semakin kecil udara yang masuk dan terdeteksi maka semakin pendek waktu penginjeksian bahan bakar yang dilakukan oleh injektor. Hal ini bertujuan untuk tetap terjadinya perbandingan campuran bahan bakar dan udara yang tepat (mendekati perbandingan campuran teoritis atau ideal).

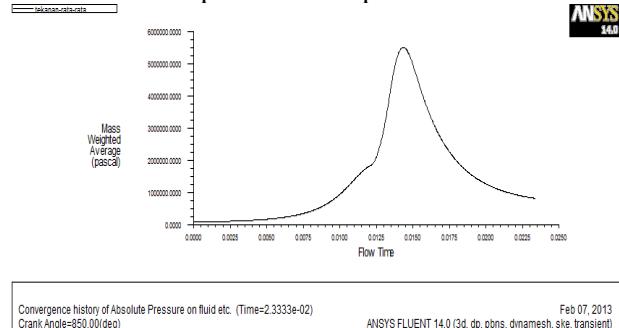
Diskusi dan Pembahasan

Hasil simulasi pembakaran pada ruang bakar dibedakan untuk sistem pemasukan bahan bakar secara *premixed* (mekanisme pemasukan melalui karburator) dan *non premixed* (mekanisme pemasukan melalui injeksi). Pada sistem pemasukan premixed, bahan bakar dan udara

tercampur terlebih dahulu sebelum masuk ke dalam ruang bakar. Campuran ini diasumsikan sebagai campuran yang homogen. Simulasi ini dimulai ketika katup intake campuran bahan bakar dan udara tertutup dan berakhir pada saat katup buang campuran terbuka. Sehingga pada prosesnya, simulasi ini tidak melibatkan bukaan katup intake maupun katup buang. Sedangkan pada sistem pemasukan *non premixed combustion*, udara dan bahan bakar pada awalnya dikondisikan pada keadaan yang tidak tercampur, yaitu udara dikompresi dalam ruang bakar dan sesaat sebelum proses pengapian, bahan bakar diinjeksikan melalui injektor. Model pembakaran *non premixed combustion* menggunakan *probability density function (PDF) table*, *non-adiabatic energy treatment*, tekanan injeksi sebesar 30 bar dan *fuel stream rich flammability limit* sebesar 0.1.

Untuk model pembakaran dengan menggunakan busi, model *non-adiabatic premixed combustion* merupakan model yang sesuai. Untuk perambatan turbulen apinya menggunakan *zimont model*. Perambatan api dalam model ini mengadopsi model dari Metghalchi and Keck flame speed model. Penempatan pengapian atau businya dapat dilihat pada Gambar 1 dan saat pengapian 5 derajat sebelum titik mati atas.

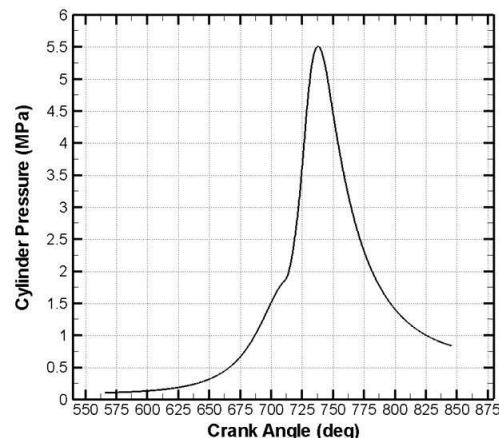
Model pembakaran spesies dipilih premixed combustion, dengan non-adiabatic option model. Sedangkan setting mekanisme penyalakan cetus diasumsikan dengan *model fixed spark size* dengan bentuk spherical. Juga ditambahkan beberapa parameter pemodelan lainnya, seperti *solution methods*, *spatial discretization* dan *transient formulation*. Hasil pemodelan ini berupa kontur progres perambatan api, kontur suhu, grafik suhu rata rata dan tekanan rata rata. Hasil simulasi ditunjukkan mulai dari diagram konvergensi tekanan absolut pada fluida seperti Gambar 3.



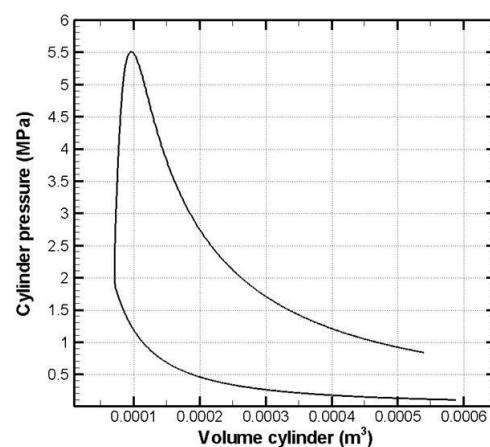
Gbr. 3 Diagram konvergensi tekanan absolut fluida

Sedangkan distribusi tekanan fluida didalam ruang bakar ditunjukkan pada Gambar 4 dan 5. Gambar 4 menunjukkan distribusi tekanan terhadap sudut engkol, sedangkan Gambar 5

menunjukkan distribusi tekanan terhadap volume silinder.

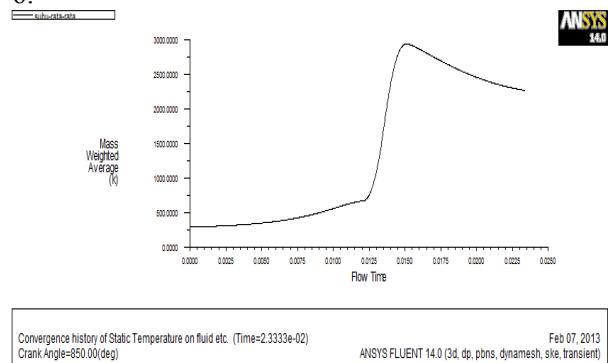


Gbr. 4 Diagram dist. tekanan fungsi sudut engkol



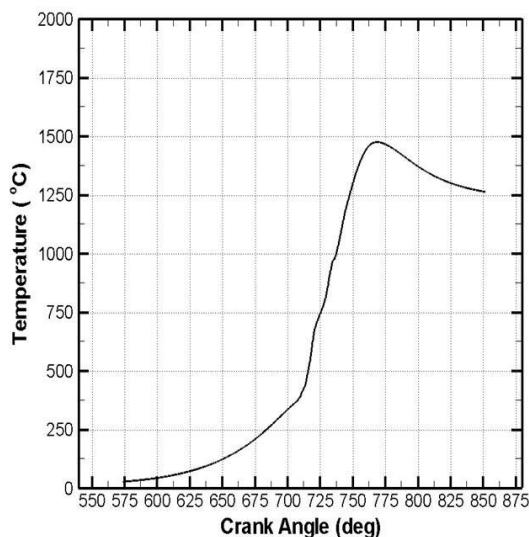
Gbr. 5 Diagram dist. tekanan fungsi volume silinder

Sedangkan diagram konvergensi untuk suhu statis pada fluida ditunjukkan seperti pada Gambar 6.



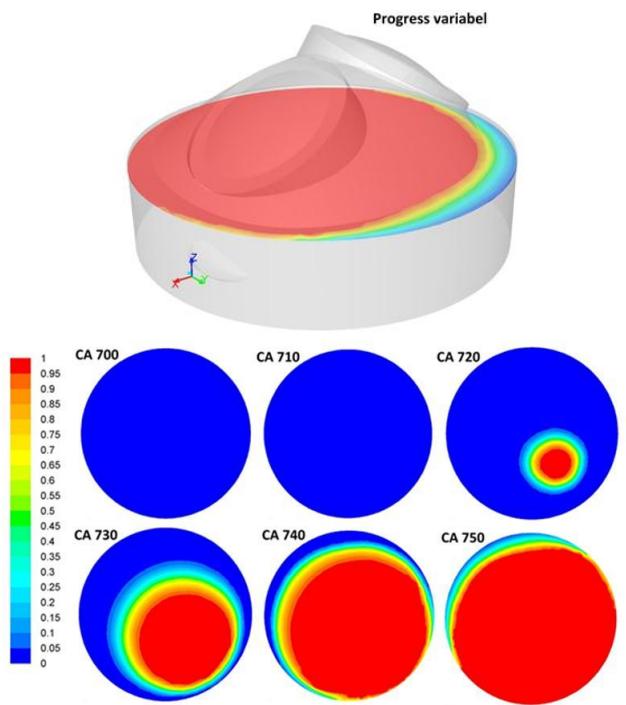
Gbr. 6 Diagram konvergensi suhu statis pada fluida

Distribusi suhu fluida didalam ruang bakar terhadap perubahan sudut engkol ditunjukkan pada Gambar 7. sebagai berikut

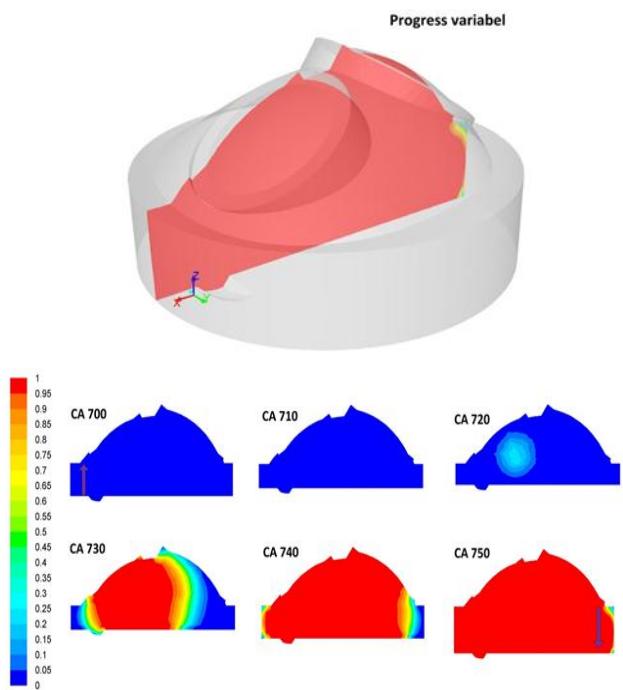


Gbr. 7 Diagram distribusi suhu fungsi sudut engkol

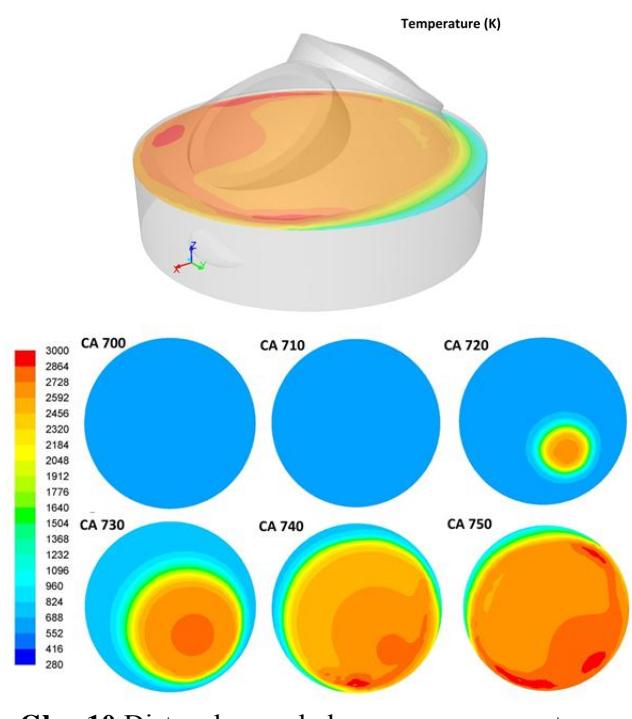
Selengkapnya untuk pencampuran bahan bakar sistem *premixed*, *progress* reaksi pembakaran serta distribusi suhunya pada penampang atas maupun tengah ditunjukkan pada Gambar 8 s/d 11.



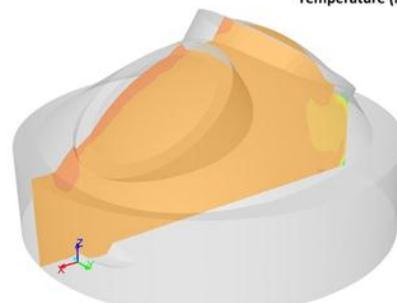
Gbr. 8 Progress reaksi pembakarian penampang atas

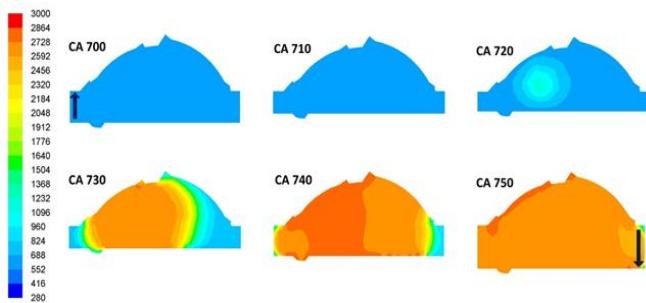


Gbr. 9 Progress reaksi pembakarian penampang tengah



Gbr. 10 Dist. suhu pembakaran penampang atas
Temperature (K)

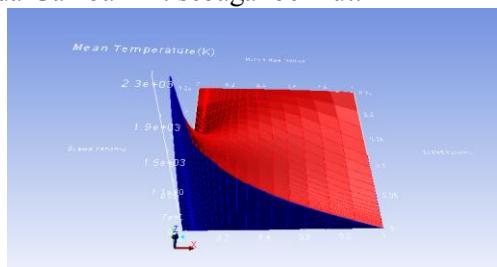




Gbr. 11 Dist. suhu pembakaran penampang tengah

Sedangkan pemodelan sistem pemasukan bahan bakar secara *non premixed* ini hampir sama dengan pemodelan dengan sistem *premixed*, perbedaannya terletak dalam model pembakarannya. Geometri dan parameter engine dalam model ini disetting sama dengan model sebelumnya, yaitu model *premixed*. Untuk model pembakarannya menggunakan model *non-premixed combustion* dimana dalam ruang bakar hanya terdapat udara sedangkan bahan bakar disemprotkan melalui sistem injeksi pada sudut tertentu.

Model spesies pembakarannya menggunakan *non-premixed combustion*. Pada model *non premixed combustion PDF option* diambil, yaitu dengan mulai membuat *Probability Density Function (PDF) table*, *non-adiabatic energy treatment*, tekanan injeksi sebesar 30 bar dan *fuel stream rich flammability limit* sebesar 0.1. Selengkapnya hasil grafik tabel PDF ditunjukkan pada Gambar 12. sebagai berikut:

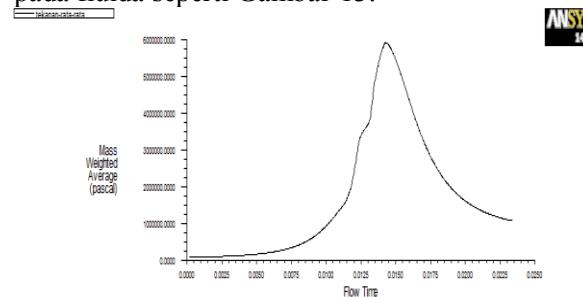


Gbr. 12 Grafik tabel PDF

Bahan bakar yang masuk akan di injeksikan dalam area spark/busi dengan menggunakan *user defined Function, udf* dalam bahasa programing C. Massa bahan bakar yang di injeksikan kurang lebih $6.85e-5$ kg/s dan diinjeksikan pada 12 derajat sebelum TMA. Sudut injeksi ini lebih awal 7 derajat bila dibandingkan dengan model pemasukan bahan bakar secara *premixed* atau model pengapian *premixed combustion*.

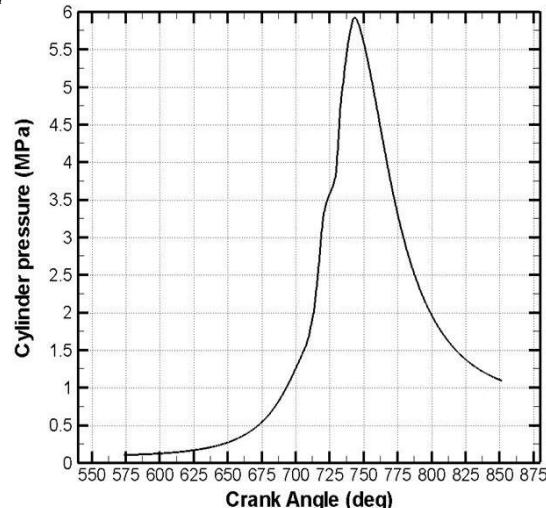
Hasil pemodelan ini berupa kontur progres perambatan api , kontur suhu, grafik suhu rata rata dan tekanan rata rata. Hasil simulasi ditunjukkan

mula dari diagram konvergensi tekanan absolut pada fluida seperti Gambar 13.

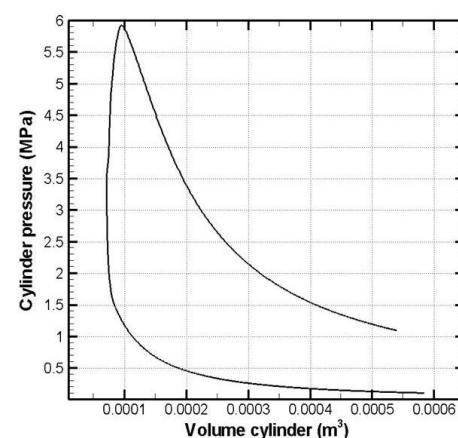


Gbr. 13 Diagram konvergensi tekanan absolut

Sedangkan distribusi tekanan fluida didalam ruang bakar ditunjukkan pada Gambar 14 dan 15. Gambar 14 menunjukkan distribusi tekanan terhadap sudut engkol, sedangkan Gambar 15 menunjukkan distribusi tekanan terhadap volume silinder, dimana keduanya untuk sistem *non premixed*.

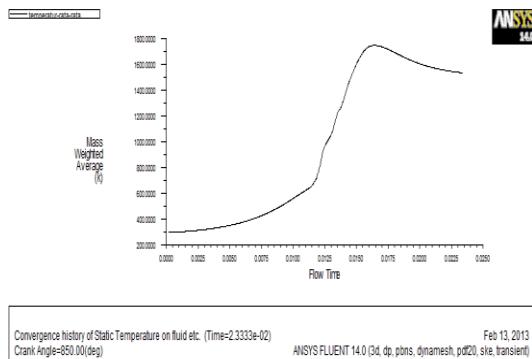


Gbr. 14 Diagram dist. tekanan fluida fungsi sudut engkol sistem non premixed



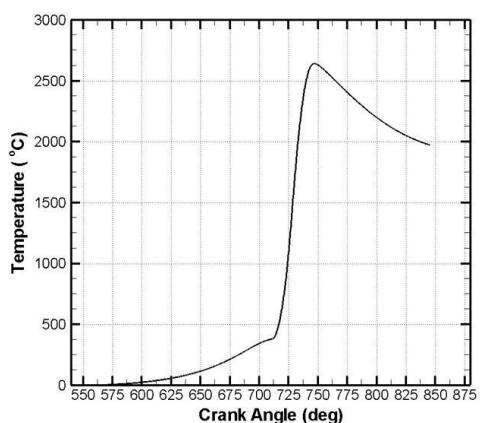
Gbr. 15. Diagram dist. tekanan fluida fungsi volume silinder sistem non premixed

Sedangkan diagram konvergensi untuk suhu statis pada fluida untuk sistem *non premixed* ditunjukkan pada Gambar 16.



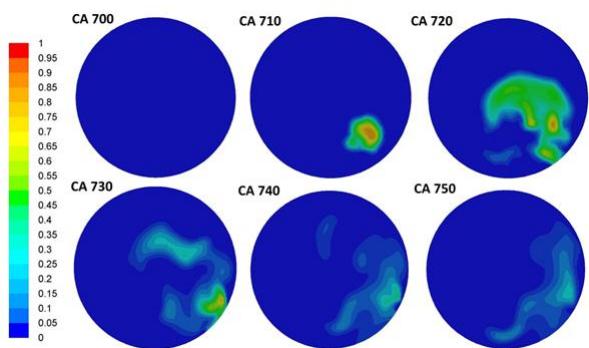
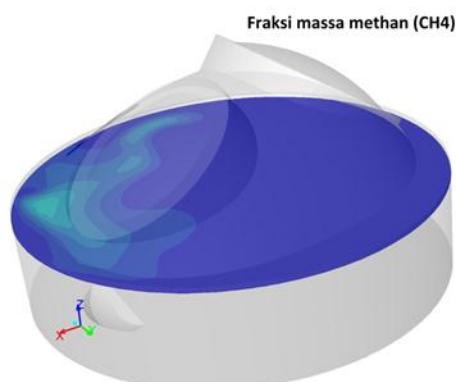
Gbr. 16 Diagram konvergensi suhu fluida sistem non premixed

Sedangkan distribusi suhu fluida didalam ruang bakar terhadap perubahan sudut engkol ditunjukkan pada Gambar 17. sebagai berikut.



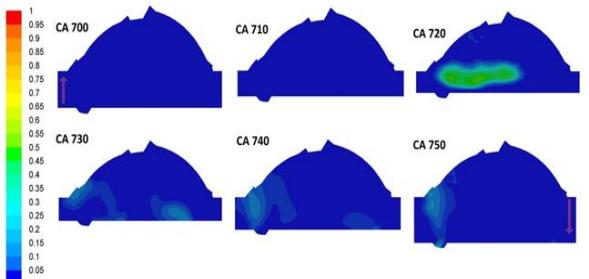
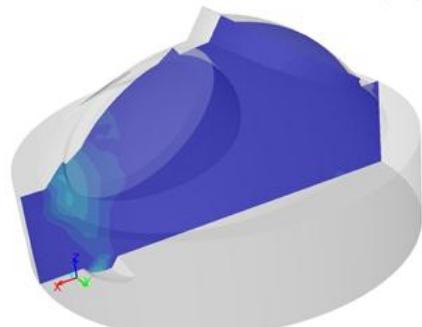
Gbr. 17 Diagram dist. suhu fluida fungsi sudut engkol sistem non premixed

Selengkapnya fraksi massa bahan bakar pada reaksi pembakaran serta distribusi suhunya pada penampang atas maupun tengah ditunjukkan pada Gambar 18 dan 19 sebagai berikut.



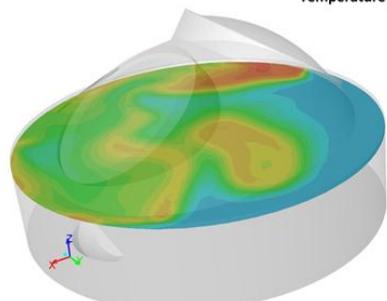
Gbr. 18 Fraksi Massa bahan bakar penampang atas ruang bakar sistem non premixed

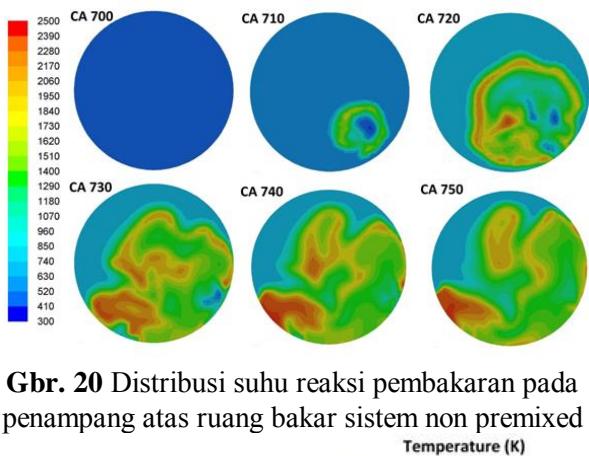
Fraksi massa methan (CH4)



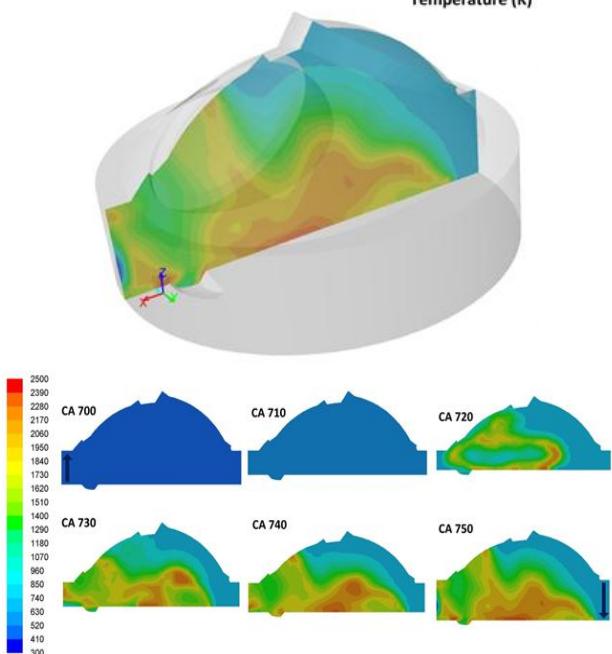
Gbr. 19 Fraksi Massa bahan bakar penampang tengah ruang bakar sistem non premixed

Temperature (K)





Gbr. 20 Distribusi suhu reaksi pembakaran pada penampang atas ruang bakar sistem non premixed



Gbr. 21 Distribusi suhu pembakaran pada penampang tengah ruang bakar sistem non premixed

Kesimpulan

Berdasarkan komparasi hasil simulasi menggunakan pendekatan model premixed combustion dan model non premixed combustion dapat disimpulkan hasil sebagai berikut:

1. Terjadi kenaikan tekanan maksimum pada ruang bakar sebesar 5,45%, yaitu dari 55 bar untuk sistem *premixed* menjadi 58 bar untuk sistem *non premixed*
2. Terjadi kenaikan suhu maksimum pada ruang bakar sebesar 44%, yaitu dari 1500°C untuk sistem *premixed* menjadi 2600°C untuk sistem *non premixed*.

Referensi

1. Bartok, W. and Sarofim, A.F., “Fossil Fuel Combustion – A Source Book”, John Wiley and Sons Inc, USA, 1989.

2. Borman, G.L. and Ragland, K.W., “Combustion Engineering”, International Edition, WCB/ McGraw Hill, Singapore, 1998.
3. Han, Z. and Reitz, R. D., “Turbulence modelling of internal combustion engines using RNG $k-\epsilon$ models”, Combustion Science and Technology, Volume 106, pp. 267-295, 1995.
4. Heywood, J.B., “Internal Combustion Engine Fundamentals”, 3 third Edition, McGraw-Hill, 1996.
5. Janicka, J. and Sadiki, A., “Large eddy simulation of turbulent combustion systems”, Proceeding of the combustion institute, volume 30, pp. 537-547, 2005.
6. Kowalewicz, A., “Combustion System of High Speed Piston Internal Combustion Engines”, Wydawnictwa Konwnikceji I Laczonsei, 1984.
7. Law., C.K., “Recent advances in droplet vaporization and combustion”, Progress Energy Combustion Science”, Vol. 8. pp. 171-201, 1982.
8. Lefebvre, H. and Artur, “Fuel Atomization, Droplet Evaporation and Spray Combustion”, Fossil Fuel Combustion, John Willley & Sons, Inc., pp. 529-642, 1991.
9. Pusat Informasi Energi, Departement Energi dan Sumber Daya Mineral, [Http://www.esdm.go.id/en](http://www.esdm.go.id/en), 2005.
10. Sornek, R.J., Dobashi, R. and Hirano, T., “Effect of turbulence on vaporization, mixing, and combustion of liquid-fuel sprays”, Combustion and flame Journal, Volume 120, pp 479–491, 2000.
11. Sudarmanta, B., Sungkono, D., Rachimoellah, M. dan Winardi, S., “Karakteristik spray combustion palm methyl ester dengan pendekatan model turbulen RNG $k-\epsilon$ psilon”, Prosiding Seminar Nasional Teknik Kimia Indonesia, Palembang, 2006.
12. Wang, H. and Chen, Y., “PDF modelling of turbulent non-premixed combustion with detailed chemistry”, Chemical Engineering Science, Volume 59, pp. 3477 – 3490, 2004.