



UNIVERSITAS INDONESIA

**SIMULASI PEMBAKARAN MESIN DIESEL BAHAN BAKAR GANDA
(SOLAR – GAS)**

TESIS

MUHAMMAD ARIF BUDIYANTO

1006827423

FAKULTAS TEKNIK

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

DEPOK

JULI 2012



UNIVERSITAS INDONESIA

Simulasi Pembakaran Mesin Diesel Bahan Bakar Ganda (Solar - Gas)

TESIS

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Magister Teknik

Muhammad Arif Budiyanto

1006827423

FAKULTAS TEKNIK

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

DEPOK

JULI 2012

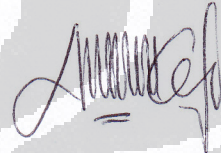
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

Tesis ini adalah hasil karya saya sendiri,
Dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk
telah saya nyatakan dengan benar.

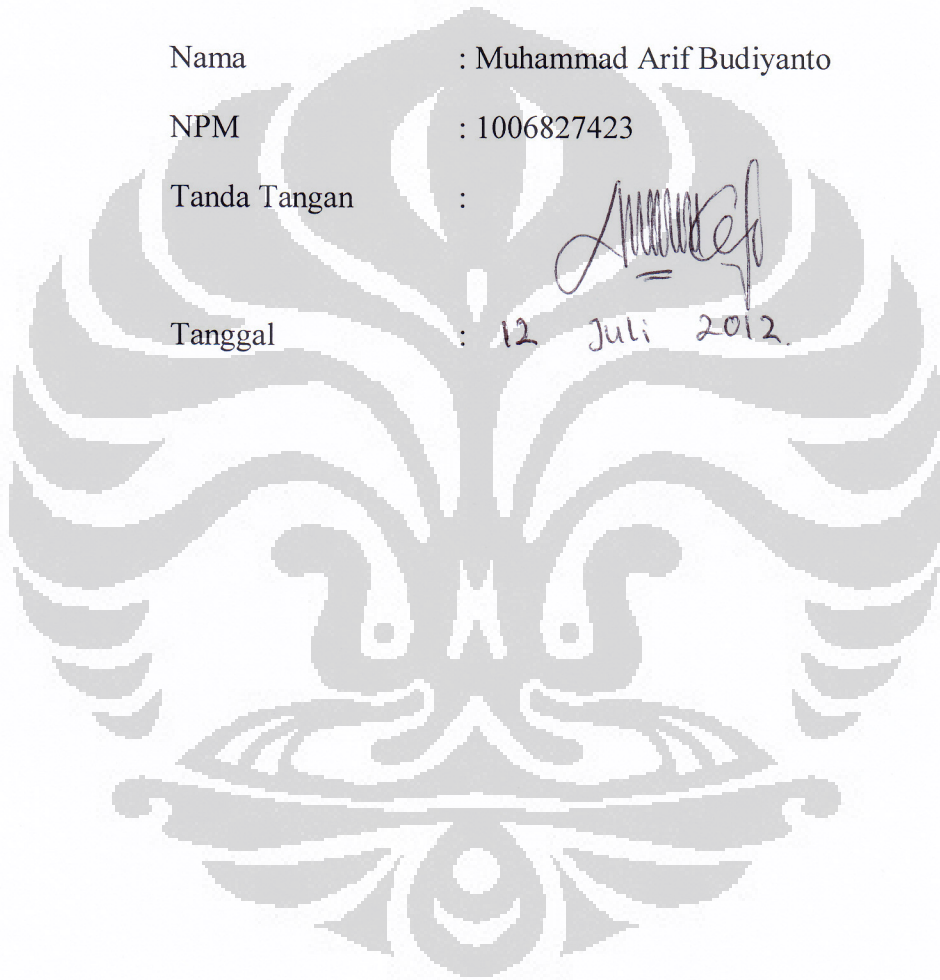
Nama : Muhammad Arif Budiyanto

NPM : 1006827423

Tanda Tangan :



Tanggal : 12 Juli 2012.



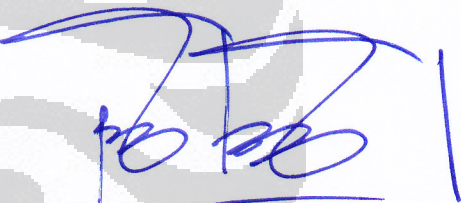
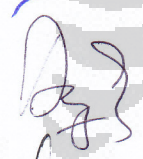
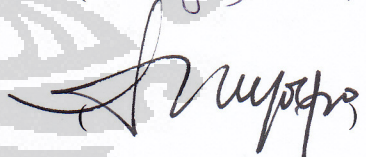
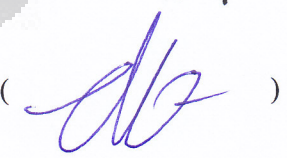
HALAMAN PENGESAHAN

Tesis ini diajukan oleh :

Nama : Muhammad Arif Budiyanto
NPM : 1006827423
Program Studi : Konversi Energi – Teknik Mesin
Judul Tesis : Simulasi Pembakaran Mesin Diesel Bahan Bakar Ganda
(Solar - Gas)

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Magister Teknik pada Program Studi Konversi Energi, Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Bambang Sugiarto, M.Eng. ()
Penguji : Dr. Agus S. Pamitran, S.T., M.Eng. ()
Penguji : Dr. Ir. Adi Suryosatyo, M.Eng. ()
Penguji : Ridho Irwansyah, S.T., M.T. ()

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 5 Juli 2012

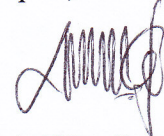
KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan kepada Allah SWT, atas berkat rahmat dan karunia-Nya, saya dapat menyelesaikan tesis ini tepat waktu. Penulisan tesis ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Magister Teknik Program Studi Konversi Energi Departemen Teknik Mesin pada Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Penulis mengucapkan terima kasih yang sebanyak-banyaknya kepada:

1. Prof. Dr. Ir. Bambang Sugiarto, M.Eng. selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga dan pikiran untuk mengarahkan penulis dalam penyusunan tesis ini;
2. Hibah Dikti I-MHERE (*Indonesia Managing Higher Education for Relevance and Efficiency*) Departemen Teknik Mesin Universitas Indonesia yang telah memberikan beasiswa penuh dalam menyelesaikan tesis ini;
3. Balai Termodinamika Motor dan Propulsi (BTMP) - BPPT Serpong yang telah banyak membantu dalam usaha memperoleh data yang saya perlukan;
4. Ir. Bagus Anang Nugroho, M.T., Dr. Agus S. Pamitran, S.T., M.Eng., dan semua dosen Departemen Teknik Mesin Universitas Indonesia yang telah menularkan ilmu dan pengalamannya;
5. orang tua dan keluarga saya yang telah memberikan bantuan dukungan material dan moral; dan
6. sahabat yang telah banyak membantu saya dalam menyelesaikan tesis ini.

Akhir kata, semoga Allah SWT berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah disebutkan di atas. Semoga tesis ini membawa manfaat untuk perkembangan ilmu pengetahuan.

Depok, Juli 2012



Muhammad Arif Budiyanto

HALAMAN PERNYATAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR
UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

Sebagai sivitas akademik Universitas Indonesia, saya yang beretanda tangan di bawah ini:

Nama : Muhammad Arif Budiyanto

NPM : 1006827423

Program Studi : Konversi Energi

Departemen : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Jenis Karya : Tesis

Demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia Hak Bebas Royalti Noneksklusif (Non-exclusive Royalty-Free Rights) atas karya ilmiah saya yang berjudul:

“Simulasi Pembakaran Mesin Diesel Bahan Bakar Ganda (Solar - Gas)”


Beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan hak bebas royalti noneksklusif ini, Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalih media/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (database), merawat dan mempublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 12 Juli 2012

Yang menyatakan,



Muhammad Arif Budiyanto

ABSTRAK

Nama : Muhammad Arif Budiyanto
Program Studi : Konversi Energi - Teknik Mesin
Judul : Simulasi Pembakaran Mesin Diesel Bahan Bakar Ganda (Solar-Gas)

Tujuan dari penelitian yaitu melakukan simulasi pembakaran mesin diesel bahan bakar ganda antara solar dan gas yang meliputi proses pembakaran dan pembentukan emisi di ruang bakar. Simulasi menggunakan paket perangkat lunak AVL Fire, data yang dihasilkan kemudian dibandingkan dengan data pengujian eksperimen. Simulasi merupakan sebuah solusi untuk mengurangi jumlah pengujian eksperimen karena keterbatasan fasilitas dan biaya. Model pembakaran yang digunakan sangat mempengaruhi hasil simulasi. Beberapa parameter model pembakaran harus diterapkan sesuai dengan pendekatan eksperimen seperti pengaturan nilai turbulent kinetic energy. Metodologi penelitian yang dilakukan yaitu menggunakan dua parameter model pembakaran yaitu *Eddy break-up model (Ebu)* dan *Extended Coherent flamelet model (Ecfm)*. Hasil simulasi menunjukkan kesepakatan yang baik apabila dibandingkan dengan data pengujian. Hasil simulasi yang memprediksi paling mendekati dengan data pengujian adalah dengan menggunakan model pembakaran *Extended coherent flamelet model (Ecfm)*.

Kata kunci : *Diesel bahan bakar ganda, Simulasi, Model Pembakaran*

ABSTRACT

Name : Muhammad Arif Budiyanto

Study Program: Energy Conversion – Mechanical Engineering

Title : Numerical Study of Diesel Dual Fuel Using Natural Gas as
Secondary Fuels

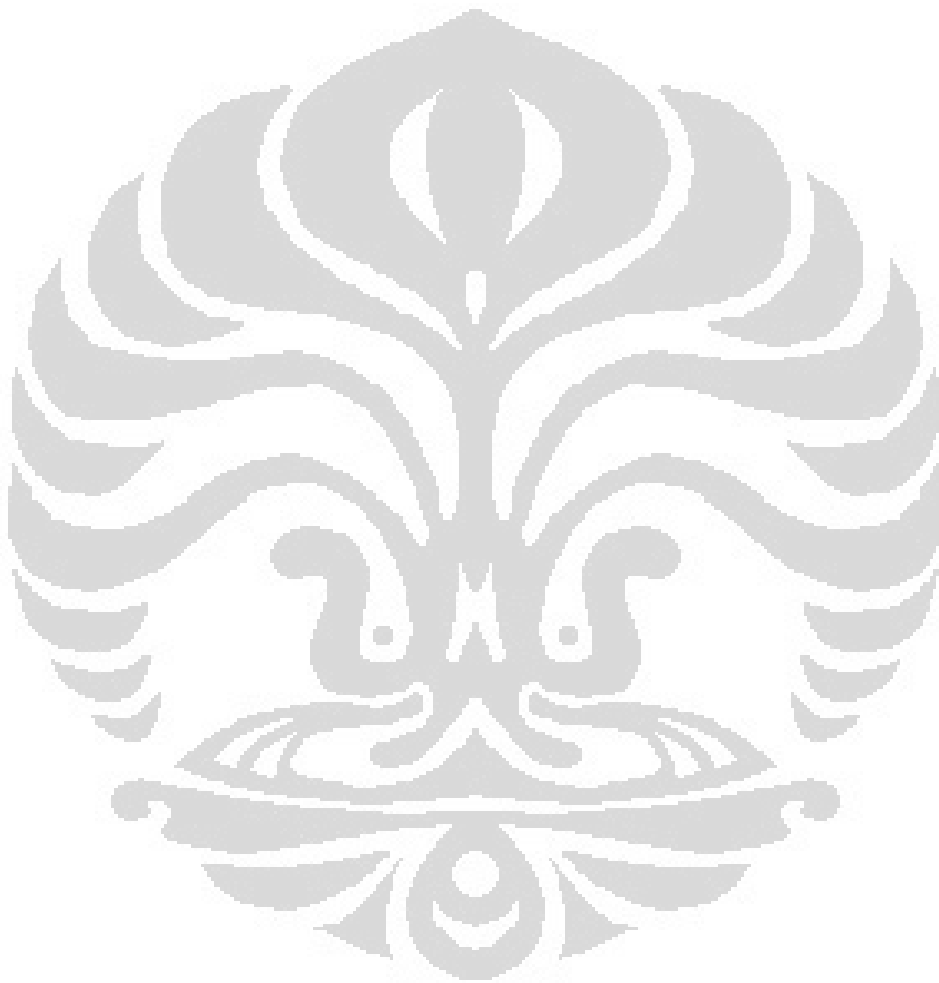
The objective of this study is to simulate combustion process and pollutant formation in the combustion chamber of a DI diesel engine converted to work as a dual fuel (Diesel/Natural Gas) engine. The simulation result obtained by using the AVL FIRE code are compared with experimental data. Computational fluid dynamics (CFD) is able to significantly reduce the number of experimental test and measurement and lower the development time and costs. Some parameter which are needed for CFD calculation must be achieved experimentally such as turbulence length scale. The CFD simulations demonstrated good agreement to the measured data. The results show that, applying appropriate constant of each combustion model including eddy break up model (Ebu) and extended coherent flamelet model (Ecfm) causes the computational result to be in agreement with experimental results. Furthermore the result show that the nearest prediction in comparison with experimental result is by applying the Ecfm model.

Keywords: Diesel dual fuel,, CFD, Combustion Models

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS	ii
HALAMAN PENGESAHAN	iii
KATA PENGANTAR	iv
HALAMAN PERNYATAAN PUBLIKASI ILMIAH.....	v
ABSTRAK	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR PERSAMAAN	xii
DAFTAR LAMPIRAN	xiii
1 BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang Masalah.....	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	2
1.4 Batasan Masalah	2
1.5 Metodologi Penelitian	2
1.6 Sistematika Penulisan	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Mesin Diesel	5
2.2 Mesin Diesel Bahan Bakar Ganda	8
2.3 Simulasi <i>Computational Fluid Dynamic (CFD)</i>	9
2.4 Permodelan Pembakaran	10
2.4 Model <i>Eddy Break-Up (Ebu)</i>	13
2.6 Model <i>Extended Coherent Flame (Ecfm)</i>	14
2.7 Natural Gas	15
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	16
3.1 Studi Literatur	17
3.2 Pengumpulan Data	17
3.3 Simulasi	17
3.4 Validasi Pemodelan	24
BAB IV HASIL DAN ANALISA	26
4.1 Analisa Tekanan Silinder	26
4.2 Analisa Temperatur Silinder	29
4.3 Analisa Heat Release Rate	31

4.4 Analisa Pembentukan Emisi <i>NOx</i>	34
4.5 Analisa Pembentukan Emisi <i>Soot</i>	37
4.6 Analisa Model Pembakaran	39
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	42
DAFTAR PUSTAKA	43
LAMPIRAN	44

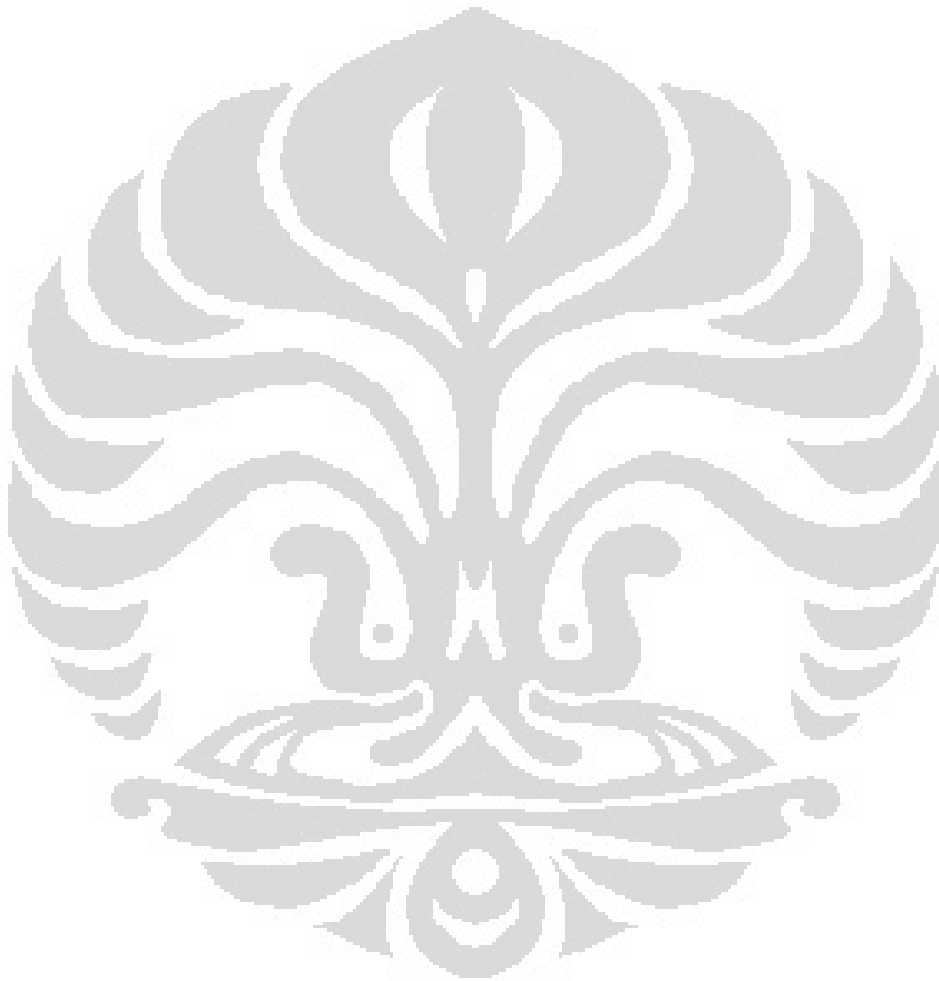


DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. Proses pembakaran pada mesin diesel.....	7
Gambar 2. Proses pembakaran pada mesin diesel bahan bakar ganda	8
Gambar 3. Diagram alir metodologi penelitian	16
Gambar 4. Diagram alir simulasi	18
Gambar 5. Data geometri piston Hydra	19
Gambar 6. Proses pembentukan model 2 dimensi	19
Gambar 7. Proses pembentukan meshing model kalkulasi	19
Gambar 8. Model 3 dimensi kalkulasi pada crank angle 690 deg.....	20
Gambar 9. Penentuan kondisi batas yang dilakukan	20
Gambar 10. Proses iterasi numerik permodelan	23
Gambar 11. Skema pengujian data validasi	24
Gambar 12. Grafik tekanan hasil simulasi pada mesin diesel.....	26
Gambar 13. Grafik tekanan hasil simulasi mesin diesel bahan bakar ganda	27
Gambar 14. Visualisasi parameter tekanan hasil simulasi	28
Gambar 15. Grafik temperature hasil simulasi pada mesin diesel	29
Gambar 16. Grafik temperatur hasil simulasi mesin diesel bahan bakar ganda ...	29
Gambar 17. Visualisasi parameter temperatur hasil simulasi	30
Gambar 18. Grafik heat release rate hasil simulasi pada mesin diesel	31
Gambar 19. Grafik heat release rate hasil simulasi diesel bahan bakar ganda	31
Gambar 20. Grafik akumulasi heat release rate hasil simulasi	32
Gambar 21. Grafik perbandingan heat release rate	33
Gambar 22. Grafik prediksi emisi NOx pada mesin diesel	34
Gambar 23. Grafik prediksi emisi NOx pada mesin diesel bahan bakar	35
Gambar 24. Visualisasi parameter pembentukan emisi NOx hasil simulasi	36
Gambar 25. Grafik prediksi emisi soot hasil simulasi	37
Gambar 26. Visualisasi parameter pembentukan emisi soot hasil simulasi	38
Gambar 27. Grafik perbandingan tekanan mesin diesel model Ebu & Ecfm	39
Gambar 28. Grafik perbandingan tekanan mesin diesel bahan bakar ganda	40

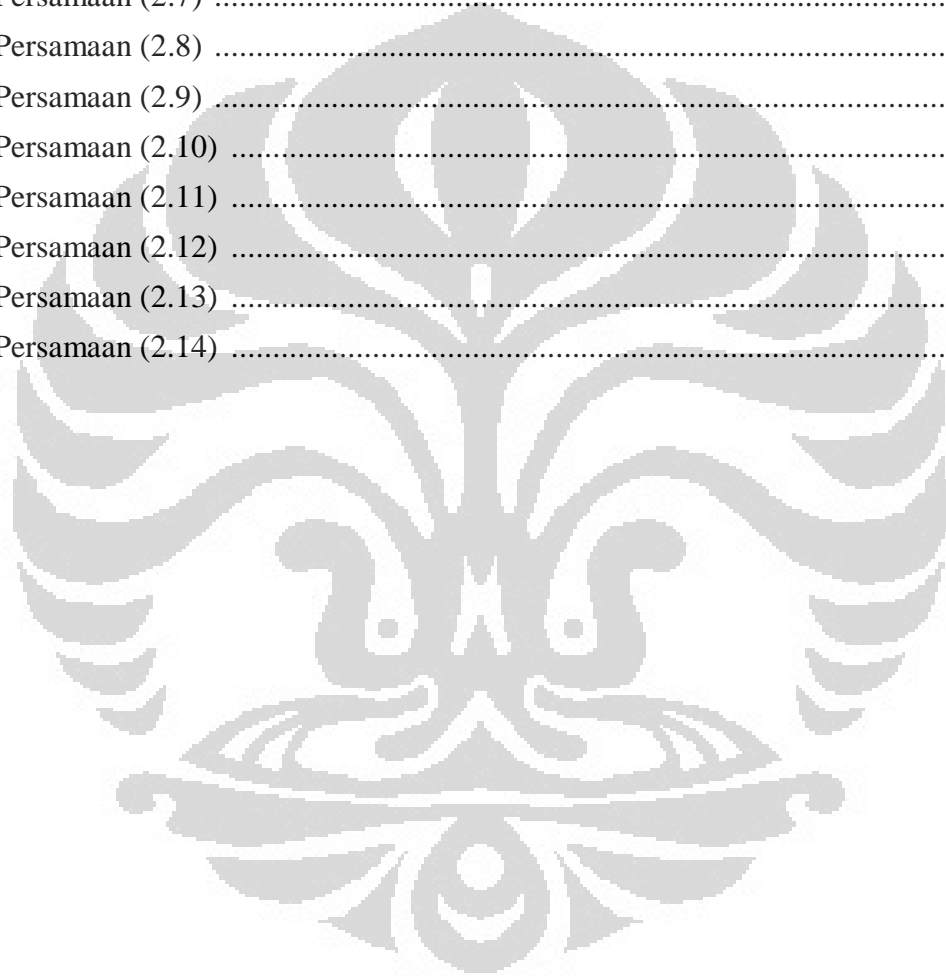
DAFTAR TABEL

Gambar 1. Proses pembakaran pada mesin diesel.....	7
Tabel 1. Komposisi penyusun natural gas	15
Tabel 2. Spesifikasi mesin Ricardo Hydra	17
Tabel 3. Parameter penentuan kondisi batas	21
Tabel 4. Kondisi awal yang ditentukan	22
Tabel 5. Proses simulasi yang dilakukan	22



DAFTAR PERSAMAAN

Persamaan (2.1)	9
Persamaan (2.2)	9
Persamaan (2.3)	9
Persamaan (2.4)	10
Persamaan (2.5)	10
Persamaan (2.6)	10
Persamaan (2.7)	11
Persamaan (2.8)	11
Persamaan (2.9)	11
Persamaan (2.10)	12
Persamaan (2.11)	13
Persamaan (2.12)	14
Persamaan (2.13)	14
Persamaan (2.14)	14



DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1. License file number Perangkat AVL Fire	44
Lampiran 2. Skala gambar visualisasi tekanan hasil simulasi	44
Lampiran 3. Skala gambar visualisasi temperatur hasil simulasi	44
Lampiran 4. Skala gambar visualisasi pembentukan NOx hasil simulasi	45
Lampiran 5. Skala gambar visualisasi pembentukan Soot hasil simulasi	45



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Masalah

Penggunaan bahan bakar alternatif dalam mesin pembakaran dalam telah menjadi obyek yang menarik untuk terus dikembangkan. Penggunaan bahan bakar alternatif tidak bisa lepas dari dua masalah global yaitu ketersediaan minyak mentah yang terus menurun dan masalah emisi gas buang yang semakin memprihatinkan. Usaha yang kini terus dilakukan yaitu mengembangkan bahan bakar alternatif yang dimungkinkan untuk menurunkan emisi gas buang serta biaya bahan bakar yang lebih rendah. Salah satu upaya untuk menjawab permasalahan tersebut yaitu dengan menggunakan bahan bakar ganda. Mesin bahan bakar ganda umumnya dilakukan dengan mencampurkan gas alam ke dalam saluran masuk sehingga bercampur udara dan dinyalakan dengan bantuan *pilot jet diesel*. Dari beberapa sumber, diversifikasi energi yang ditawarkan dengan penambahan gas alam bisa mencapai diatas 50% .

Kendala penggunaan bahan bakar ganda khususnya pada beban menengah dan tingkat substitusi yang tinggi sebagai akibat dari peningkatan *delay* propagasi pengapian akibat campuran miskin bahan bakar udara-gas, yang dalam kondisi seperti ini berakibat tidak sempurnanya pembakaran dan atau lebih banyak bahan bakar gas yang tidak terbakar dibanding aplikasi bahan bakar petrodiesel murni. Beberapa studi untuk meningkatkan operasi dual fuel telah diteliti dan dipublikasikan oleh berbagai penulis. Secara umum studi optimasi dilakukan dengan memodifikasi parameter di mesin dan beberapa peneliti yang lain memfokuskan pada potensi bahan bakar.

Ghasemi dan Djavreshkian (2010) melakukan penelitian secara numerik dengan menggunakan perangkat lunak AVL FIRE dengan tujuan mengetahui pengaruh pembakaran dan polusi dari mesin diesel bahan bakar ganda. Simulasi ini menggunakan data mesin OM-355 dengan jumlah silinder 6 buah, kompresi ratio 16,1:1 dan maksimal putaran mesin 1400 rpm. Pemodelan pembakaran yang digunakan yaitu pemodelan break-up. Hasil dari penelitian tersebut menjelaskan bahwa penambahan jumlah gas yang diberikan menyebabkan kenaikan temperatur

yang berakibat pada penambahan jumlah formasi NO_x dan penggunaan bahan bakar ganda jumlah soot yang dihasilkan lebih rendah dibandingkan dengan diesel.

1.2 Perumusan Masalah

Belum banyak ditemukan perhitungan secara numerik mengenai mesin diesel bahan bakar ganda. Studi secara ekperimental selain mahal juga hanya terbatas pada hasil unjuk kerja secara umum (power, torsi dan emisi). Untuk memahami mekanisme pembakaran mesin diesel bahan bakar ganda diperlukan simulasi pembakaran sehingga dapat memetakan mekanisme pembakaran dengan berbagai model pembakaran.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah :

- a. Melakukan simulasi pembakaran mesin diesel bahan bakar ganda dengan dua model pembakaran.
- b. Membandingkan unjuk kerja mesin dan emisi yang dihasilkan dari proses simulasi.

1.4 Batasan Masalah

Untuk membatasi agar pembahasan permasalahan tidak meluas, maka perlu untuk memberikan batasan masalah sebagai berikut :

1. Simulasi menggunakan paket aplikasi simulasi AVL FIRE.
2. Model pembakaran yang digunakan yaitu *Eddy Break-up Model* dan *Extended Coherent Flame Model*.

1.5 Metodologi Penelitian

Penelitian dilakukan dengan metodologi dan analisa model sebagai berikut :

1. Studi literatur

Pengumpulan bahan referensi penunjang yang dapat membantu penulis untuk mendapatkan dasar teori yang berhubungan dengan Tugas Akhir yang akan dikerjakan. Proses studi literatur dilakukan dengan cara

pencarian buku acuan yang berhubungan dengan tema permasalahan. Sumber-sumber bahan referensi ini bisa dicari melalui jurnal, paper, buku-buku, e-mail, e-book, dan e-news.

2. Pengumpulan data dan Spesifikasi mesin

Data-data yang diperlukan dalam penelitian ini adalah data hasil pengujian yang dilakukan di Laboratorium Motor Bakar BTMP-BPPT yang kemudian menjadi parameter *input* untuk proses simulasi

3. Simulasi

Simulasi menggunakan paket aplikasi simulasi AVL FIRE dimana harus menentukan parameter simulasi yaitu model pembakaran, model spray dan model emisi. Hasil dari simulasi kemudian di validasi dengan data pengujian di Laboratorium Motor Bakar BTMP-BPPT.

4. Pengolahan dan analisa data

Data yang diperoleh dari simulasi akan diolah dengan menggunakan dasar teori yang ada dalam pustaka tentang proses injeksi bahan bakar dengan menggunakan Software Excel. Hasil pengolahan data berbentuk tabel dan grafik untuk lebih mempermudah analisa sehingga diperoleh hubungan satu faktor dengan faktor lainnya. Dari bentuk grafik yang dihasilkan dilakukan analisa dengan melihat kecenderungan masing-masing, sehingga dapat diambil kesimpulan yang baik mengenai masalah yang telah dirumuskan.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika laporan tugas akhir adalah sebagai berikut :

BAB I. PENDAHULUAN

Bab ini terdiri dari latar belakang, perumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, metodologi penelitian, dan sistematika penelitian.

BAB II. DASAR TEORI

Bab ini berisi mengenai dasar teori yang akan dipakai dan berhubungan dalam penyelesaian masalah dan analisa data yang akan dibahas.

BAB III. METODOLOGI PENELITIAN

Bab ini memaparkan urutan proses simulasi dengan AVL Fire, Model numerik yang digunakan dalam software AVL FIRE

BAB IV. PENGOLAHAN DATA DAN ANALISA

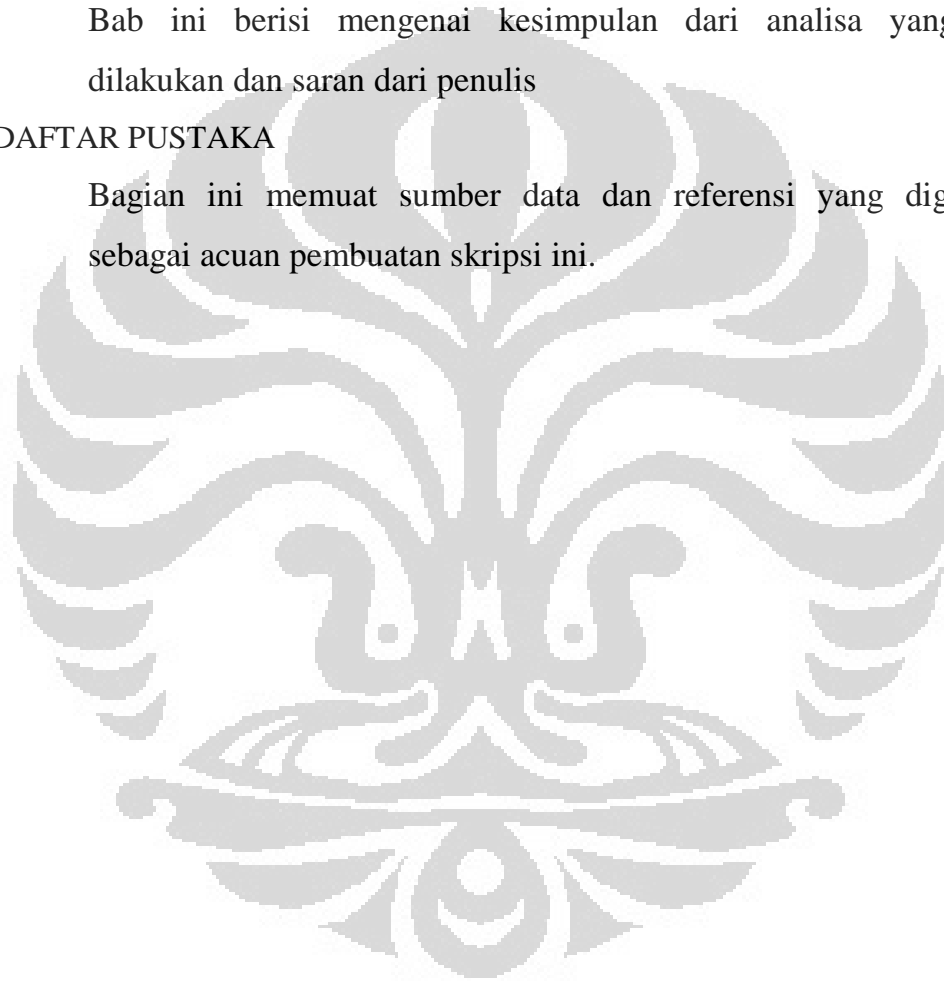
Bab ini berisi pengolahan data dari masalah yang dibahas dan analisa dari hasil pembahasan yang telah dilaksanakan.

BAB V. KESIMPULAN DAN SARAN

Bab ini berisi mengenai kesimpulan dari analisa yang telah dilakukan dan saran dari penulis

DAFTAR PUSTAKA

Bagian ini memuat sumber data dan referensi yang digunakan sebagai acuan pembuatan skripsi ini.



BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Mesin Diesel

Mesin disel dikategorikan dalam mesin pembakaran dalam (internal combustion engine). Mesin diesel memiliki perbedaan yang mendasar dengan mesin bensin. Perbedaan ini terletak pada proses pembakaran bahan bakar untuk menghasilkan kerja. Prinsip kerja motor diesel adalah udara masuk ke dalam ruang bakar pada saat langkah hisap, kemudian udara tersebut dikompresi sehingga mencapai tekanan dan temperatur tertentu yang nilainya dapat mengakibatkan bahan bakar meledak dan terbakar dengan sendirinya sesaat setelah bahan bakar diinjeksikan ke dalam ruang pembakaran.

Mesin diesel lebih banyak diaplikasikan untuk alat transportasi menggunakan mesin diesel dengan beban kerja berat, semisal bus, truk, dan industri perkapalan. Mesin diesel dipilih karena beberapa karakteristik mesin diesel yang mendukung untuk digunakan pada beban kerja yang berat. Beberapa karakteristik dari mesin diesel diantaranya adalah efisiensi dan *compression ratio* yang tinggi. Pada mesin diesel empat langkah, katup inlet dan exhaust mengontrol masukan udara dan pengeluaran gas yang dihasilkan setelah pembakaran. Biasanya terdapat satu atau dua katup yang berfungsi sebagai lubang masukan dan keluaran. Berikut merupakan prinsip kerja dari mesin diesel 4 langkah :

1. Langkah Hisap (*Intake*)

Bermula dari posisi piston yang berada dalam kondisi *Top Dead Center (TDC)*, piston akan bergerak turun dan meningkatkan volume dari silinder. Pada waktu yang bersamaan, katup masukan (*inlet valve*) terbuka sehingga udara masuk ke dalam silinder tanpa ada pengontrolan oleh katup pengontrol. Ketika piston berada pada posisi *bottom dead center (BDC)*, volume silinder berada dalam kondisi maksimum, yaitu volume piston ditambah volume kompresi

2. Langkah kompresi (*Compression*)

Pada tahap ini, katup inlet dan exhaust tertutup. Piston bergerak naik dan mengompresi udara yang telah masuk dan terjebak di dalam silinder hingga mencapai rasio kompresi dari mesin. Dalam proses ini, temperatur udara akan

meningkat hingga mencapai 900 derajat celcius. Ketika langkah kompresi sudah selesai, bahan bakar diinjeksikan pada tekanan yang tinggi ke dalam udara terkompresi yang berada dalam temperatur tinggi. Ketika piston berada dalam posisi TDC, volume silinder yang terbentuk merupakan volume terkecil.

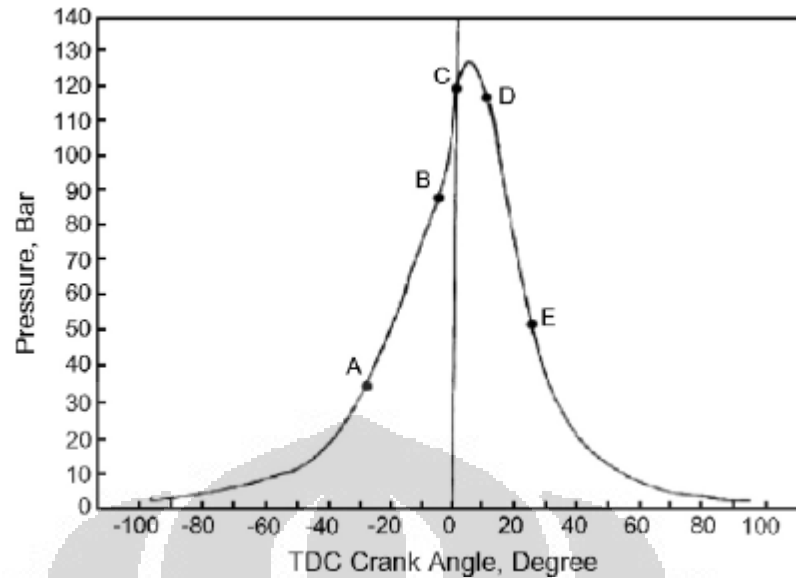
3. Langkah Penyalaan (*Ignition*)

Setelah keterlambatan pembakaran lewat, langkah pembakaran dimulai. Kemudian dengan sempurna atom terurai dan dengan mudah bahan bakar menyala secara spontan dan terbakar pada udara terkompresi dengan temperatur tinggi dalam ruang pembakaran. Sebagai hasilnya, silinder menerima kenaikan temperatur yang sangat tinggi dan kenaikan tekanan berkelanjutan dalam silinder. Jumlah energi yang dilepaskan dari hasil pembakaran didasarkan pada massabahan bakar yang diinjeksikan. Kemudian piston bergerak turun karena terkena gaya tekan. Energi kimia yang dihasilkan dari pembakaran, dikonversi ke dalam energi kinetik. *Crankshaft* yang berhubungan dengan piston melalui *connecting road*, menggambarkan energi kinetik piston ke dalam satuan torsi yang terjadi.

4. Langkah Buang (*Exhaust*)

Sebelum piston berada pada posisi *BDC*, katup buang terbuka. Panas dan gas tertekan keluar silinder dikarenakan ada gaya yang timbul akibat adanya gerakan piston naik kembali. Pada akhir dari langkah buang, *crankshaft* telah selesai melakukan 2 kali revolusi dan siklus dari mesin empat langkah dimulai kembali dari *Induction Stroke*.

Pada akhir dari langkah buang, *crankshaft* telah selesai melakukan 2 kali revolusi dan siklus dari mesin empat langkah dimulai kembali dari langkah hisap. Dari hasil langkah kerja yang dilakukan oleh diesel konvensional di atas mulai dari tahap kompresi kemudian terjadinya pembakaran hingga menghasilkan tenaga, maka dapat di gambarkan pada grafik hubungan antara posisi piston yang diwakili oleh kedudukan atau besarnya sudut *crank angle* dengan tekanan yang terjadi dalam ruang pembakaran di dalam silinder sebagai berikut,



Gambar 1. Proses pembakaran pada mesin diesel

Sumber : Sahoo et.al. *Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesels*

Gambar di atas merupakan hubungan antara derajat dari crankshaft dengan tekanan total di dalam silinder (ruang bakar) sebelum, pada saat, ataupun setelah terjadinya pembakaran sehingga menghasilkan satu kali tenaga. Grafik ini merupakan gambaran secara umum kerja dari mesin diesel. Terdapat beberapa periode pembakaran yang terjadi pada diesel berdasarkan grafik di atas, yaitu :

1. Periode *Ignition Delay*

Periode ini terjadi selama jeda waktu pada saat tepat terjadinya injeksi bahan bakar hingga awal mula terjadinya proses pembakaran. Selama periode ini, bahan bakar yang diinjeksikan akan mengalami kenaikan suhu maupun temperatur akibat dari suhu dan temperatur yang tinggi pada udara terkompresi, sehingga mengakibatkan bahan bakar dapat terbakar dengan sendirinya.

2. *Flame Spread*

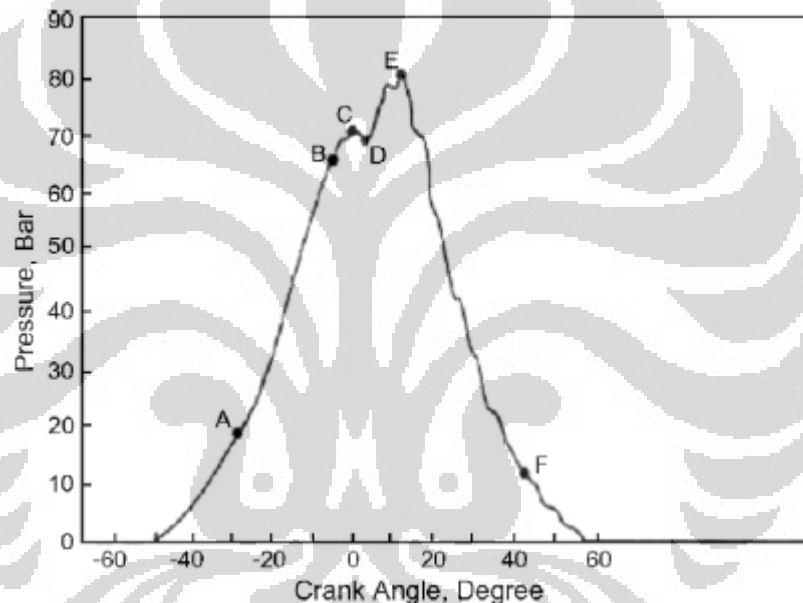
Periode ini terjadi pada saat awal terjadinya pembakaran hingga pembakaran berakhir. Peningkatan tekanan di dalam silinder disebabkan karena pembakaran yang mendadak dari bahan bakar yang telah diinjeksikan pada periode pertama.

3. *Direct Burning*

Pembakaran langsung dari bahan bakar yang berada dalam ruang pembakaran menghasilkan peningkatan nilai tekanan dalam silinder. Pada periode inilah terjadinya tenaga yang dihasilkan dari proses pembakaran bahan bakar dalam ruang pembakaran.

2.2 Mesin Diesel Bahan Bakar Ganda

Mesin diesel bahan bakar merupakan salah satu jenis motor pembakaran dalam yang dapat beroperasi dengan mengkombinasikan bahan bakar disel cair (semisal solar) dengan bahan bakar gas. Dalam konversi diesel konvensional menjadi mesin diesel dengan dua bahan bakar, maka diperlukan adanya penambahan katup pengisian untuk menyuplai gas ke dalam ruang pembakaran pada saat berlangsungnya langkah hisap dari mesin. Selain itu, untuk mengoptimalkan tekanan yang masuk ke dalam ruang pembakaran, maka diperlukan adanya pereduksi tekanan (pressure regulator) sebelum gas masuk ke dalam ruang pembakaran.



Gambar 2. Proses pembakaran pada mesin diesel bahan bakar ganda

Sumber : Sahoo et.al. *Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesels*

Pada Tugas Akhir ini, digunakan metode kedua, yaitu gas metana dikombinasikan dengan solar sebagai bahan bakar. Prinsip kerja dari diesel bahan bakar ganda adalah memasukkan gas metana bersamaan dengan udara bersih pada saat langkah hisap dan intake valve terbuka. Pada saat posisi piston mendekati *TDC*, bahan bakar solar diinjeksikan ke dalam ruang pembakaran sehingga terjadi proses pembakaran. Dalam proses ini, bahan bakar solar hanya digunakan sebagai penyalu dari campuran gas dan udara yang terkompresi. Hal ini dikarenakan gas metana membutuhkan temperatur yang tinggi untuk mencapai titik dimana gas tersebut dapat terbakar dengan sendirinya (*auto igniton temperature*).

2.3 Simulasi *Computational Fluid Dynamic (CFD)*

Pemodelan dengan metode komputasi atau lebih dikenal dengan istilah *Computational Fluid Dynamic (CFD)* pada dasarnya menggunakan persamaan dasar dinamika fluida, momentum, dan energi. Persamaan-persamaan ini merupakan pernyataan matematis untuk tiga prinsip dasar fisika :

1. Hukum kekekalan massa (*Equation of continuity*)

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho(x,t) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho(x,t) v_i(x,t)) = 0 \quad \dots\dots\dots (2.1)$$

2. Hukum kekekalan momentum (*Newton's Second Law of Motion*)

$$\rho \left(\frac{\partial}{\partial t} + v_j \frac{\partial}{\partial x_j} \right) v_i - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\tau_{ij} \left[\frac{\partial v_k}{\partial x_l} \right] \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + f_i \quad \dots\dots\dots (2.2)$$

3. Hukum kekekalan energi (*1st Law of Thermodynamics*)

$$\rho \left(\frac{\partial}{\partial t} + u_j \frac{\partial}{\partial x_j} \right) u - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} + \rho D_{(k)} \sum_{(k)} h_{(k)} \frac{\partial c_{(k)}}{\partial x_i} \right) = -p \frac{\partial v_i}{\partial x_i} + \tau_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \quad \dots\dots (2.3)$$

Persamaan yang digunakan dalam *CFD* untuk perhitungan pada penyelesaian masalah adalah menggunakan persamaan diferensial parsial. Disamping itu, perhitungan juga digunakan untuk menganalisa model perpindahan panas, laju aliran massa, perubahan periode, reaksi kimia sebagai proses pembakaran, model turbulensi, perpindahan mekanis semisal perputaran poros, deformasi dari struktur pejal, dan lain sebagainya.

Pada *CFD* semua kodenya terdiri dari tiga unsur utama yaitu:

- a). Pre processor, melibatkan definisi geometri dari daerah yang dianalisa, pengembangan grid, pemilihan fenomena fisik yang diperlukan dan spesifikasi dari kondisi batas yang sesuai.
- b). Solver, melibatkan aproksimasi dari variabel fluida yang tidak diketahui dengan bantuan fungsi sederhana, diskretisasi dari aproksimasi kedalam persamaan atur aliran dan manipulasi matematis dan solusi dari persamaan aljabar.
- c). Post processor, termasuk geometri domain dan grid display, pengeplotan vektor, garis dan plot kontour bayangan, plot permukaan 3 dimensi.

2.4 Permodelan Pembakaran

Didalam disiplin rekayasa, pembakaran adalah salah satu proses penting yang melibatkan: aliran fluida turbulenta, perpindahan panas, reaksi kimia, perpindahan panas dan proses kimia dan fisika yang kompleks. Untuk beberapa jenis aplikasi motor pembakaran dalam dipandang perlu untuk memprediksi jenis aliran, temperatur, konsentrasi dan emisi yang dihasilkan dari berbagai sistem pembakaran. Untuk merealisasi tujuan tersebut *CFD* merupakan sarana atau teknik yang dapat memudahkan dalam memodelkan sistem pembakaran.

Aplikasi hukum pertama termodinamika pada sebuah sistem pembakaran yaitu menggunakan volume V dan temperature absolut T sebagai dua buah variable yang mendiskripsikan kondisi (fasa) termodinamika sebuah sistem fluida pembakaran. Pada awalnya sistem berisi bahan bakar dan udara sebagai reaktan (yang ditunjukkan dengan indeks R pada kondisi (V_1, T_1) , dan setelah pembakaran berlangsung maka sistem berisi sebuah produk reaksi (yang ditunjukkan dengan indeks P pada kondisi (V_2, T_2) , dan dalam hal ini bisa diterapkan hukum pertama termodinamika terhadap sistem. Jika batas sistemnya adiabatik dan prosesnya adalah bukan proses aliran maka hukum pertama termodinamika menunjukkan bahwa panas yang dilepas oleh reaksi kimia harus sama dengan perubahan energi dalam U antar kondisi awal 1 dan kondisi akhir 2. Agar terhindar dari permasalahan penghitungan dalam kesetimbangan energi, maka panas yang dilepas dievaluasi pada sebuah kondisi referensi :

$$U_{P2} - U_{R1} = (U_{P2} - U_{P0}) + (U_{P0} - U_{R0}) + (U_{R0} - U_{R1}) \dots\dots\dots (2.4)$$

Pada persamaan diatas U adalah total energi dalam indeks "0" menyatakan referensi keadaan. Pada umumnya reaktan dan produk berupa campuran gas. Dalam hal ini perubahan energi dalam digabungkan dengan membawa reaktan dari kondisi "1" ke kondisi "2" dan produk dari kondisi "0" ke kondisi "2" dapat dinyatakan dalam istilah temperatur dengan mengasumsikan nilai rata-rata untuk panas spesifik C_v :

$$U_{R0} - U_{R1} = \sum_i^{\text{all reactants}} m_i c_{vi} (T_0 - T_1) \dots\dots\dots (2.5)$$

$$U_{P2} - U_{P0} = \sum_i^{\text{all products}} m_i c_{vi} (T_2 - T_0) \dots\dots\dots (2.6)$$

Pembentukan entalpi Δh_f didefinisikan sebagai kenaikan entalpi ketika sebuah senyawa dibentuk dari elemen-elemen penyusunnya dalam bentuk-bentuk alaminya pada standar temperatur dan tekanan. Jadi reaksi entalpi bisa dihitung dengan menggunakan pembentukan entalpi.

Sebelum dan sesudah pembakaran, volume gas pada umumnya akan berisi sebuah campuran spesies. Sehingga dipandang perlu untuk mempertimbangkan sifat-sifat dasar suatu campuran. Fraksi mol suatu spesies k didalam sebuah campuran didefinisikan sebagai:

$$X_k = \frac{n_k}{n_1 + n_2 + n_3 + \dots + n_N} = \frac{n_k}{n_{total}} \dots \dots \dots (2.7)$$

Tekanan parsial didefinisikan sebagai:

$$p_k = \frac{n_k}{n_{total}} p = X_k p \dots \dots \dots (2.8)$$

Fraksi massa suatu spesies k didalam sebuah campuran didefinisikan sebagai:

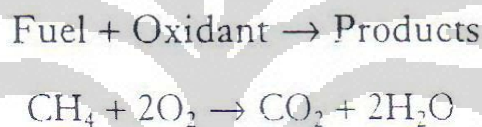
$$Y_k = \frac{m_k}{m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_N} = \frac{m_k}{m_{total}} \dots \dots \dots (2.9)$$

Didalam penghitungan pembakaran sering dilakukan analisa sederhana yang mengasumsikan bahwa bahan bakar terbakar seluruhnya untuk membentuk produk (pembakaran sempurna). Kebanyakan reaksi pembakaran melibatkan bahan bakar oksidasi hidrokarbon yang kandungan karbon (C) dan hidrogen (H) nya sangat tinggi. Bila pembakaran sempurna maka semua ato C didalam bahan bakar dikonsumsi untuk membentuk CO₂ dan semua atom H didalam bahan bakar menjadi H₂O. Beberapa elemen lain yang terbakar seperti sulfur (S) dsb juga bergabung dengan O₂. Persamaan kimia untuk pembakaran sempurna dapat ditulis dengan mempertingkan sebuah kesetimbangan atom. Hal ini akan berakibat jumlah oxidiser yang tepat untuk melengkapi pembakaran (yang dikenal dengan persyaratan stoikiometri oksidasi). Pada umumnya oxidiser-nya berupa udara sehingga jumlah udara yang tepat untuk melengkapi pembakaran disebut dengan persyaratan udara stoikiometri. Perhitungan rasio udara terhadap bahan bakar yang diperlukan untuk melengkapi pembakaran, yang disebut rasio udara/bahan bakar stoikiometri.

Pembakaran dengan jumlah udara kurang dari persyaratan udara stoikiometri adalah bahan bakar kaya, dan pembakaran dengan udara lebih dari persyaratan udara stoikiometri disebut pembakaran miskin. Ekuivalen rasio digunakan dalam penghitungan pembakaran untuk mendefinisikan kekuatan sebuah campuran dengan mengikuti aturan kekuatan campuran stoikiometri. Ekuivalen rasio menunjukkan kekuatan sebuah campuran dengan mengikuti aturan tentang rasio stoikiometri udara/bahan bakar, yang didefinisikan sebagai berikut:

$$\phi = \frac{(A/F)_{st}}{(A/F)_{actual}} = \frac{(F/A)_{actual}}{(F/A)_{st}} \dots\dots\dots (2.10)$$

Didalam penghitungan pembakaran dituliskan persamaan pembakaran sebagai sebuah reaksi tunggal atau reaksi global:



Didalam praktek, reaksi ini tidak terjadi didalam tahapan tunggal ini karena hal tersebut perlu mempertemukan tiga buah molekul reaktan yang berbeda secara simultan. Reaksi kimia pada umumnya terjadi disebabkan karena tumbukan antar pasangan molekul, dimana ikatan kimianya membelah selama tumbukan dan ikatan baru terbentuk. Didalam proses, beberapa ikatan perantara dan spesies (jenis) perantara terbentuk. Reaksi tertentu dikenal sebagai reaksi elementer dan melibatkan spesies perantara yang stabil dan radikal. Sebagai contoh, beberapa radikal umum yang terlibat didalam reaksi adalah H, O, OH, CH, HO₂, C₂. Radikal tersebut tidak stabil dan sangat reaktif karena mereka bersisi elektron-elektron ganjil.

Didalam pemodelan pembakaran ditentukan laju konsumsi reaktan dan pembentukan produk. Hal ini digunakan sebagai sumber istilah dalam persamaan perpindahan untuk masing-masing spesies. Telah disebutkan bahwa beberapa persamaan perantara dilibatkan dalam pembakaran, dan sebuah spesies tertentu mungkin terbentuk dan dikonsumsi dalam sejumlah reaksi yang berbeda, yang mana beberapa reaksi tersebut mungkin reversible.

2.5 Model Eddy Break-Up (Ebu)

Bahan bakar kebanyakan cepat terbakar dan tingkat keseluruhan reaksi dipengaruhi oleh pencampuran turbulensi. Dalam pembakaran *non-premixed* turbulensi terbentuk secara perlahan akibat campuran bahan bakar dan oksidator ke dalam zona reaksi dimana hal tersebut menyebabkan pembakaran dengan cepat. Dalam pembakaran *premixed*, turbulensi terbentuk secara perlahan akibat campuran reaktan dingin dan produk panas ke dalam zona reaksi, di mana reaksi terjadi dengan cepat. Dalam kasus tersebut, pembakaran dikatakan pencampuran terbatas dan kompleks sehingga sering tidak diketahui tingkat kinetik kimia yang terjadi sehingga dapat diabaikan.

Model *Eddy break-up (Ebu)* mengasumsikan reaktan dan produk panas pembakaran terletak pada golongan yang terpisah. Reaksi kimia memiliki skala waktu yang lebih pendek dibandingkan dengan karakteristik dari proses turbulent transport. Laju pembakaran ditentukan oleh skala molekul golongan yang terkandung pada reaktan dan produk panas pembakaran. Perhitungan laju reaksi menggunakan persamaan dibawah ini :

$$R = \frac{A}{\tau_r} \cdot \text{MIN} \left[\frac{\bar{y}_{fu}}{S}; \frac{\bar{y}_{O_2}}{S}; B \frac{\bar{y}_{Pr}}{1+S} \right] \dots\dots\dots (2.11)$$

dimana ditentukan oleh konsentrasi bahan bakar, konsentrasi oksigen dan konsentrasi produk yang dihasilkan. Dalam persamaan tersebut terdapat konstanta empiris A dan konstanta empiris B. Konstanta empiris A tersebut mengandung nilai kisaran 3-25 dan Konstanta empiris B tersebut mengandung nilai kisaran 0-1. Nilai konstanta empiris tergantung pada parameter turbulensi dan bahan bakar (Borghini; Cant dan Bray) Konstanta tersebut merupakan parameter laju reaksi kimia yang ditentukan oleh skala waktu besarnya golongan pencampuran seperti dalam model yang sebelumnya dikembangkan oleh *Spalding*. Hasil pembakaran setiap kali turbulensi hadir dan sumber pengapian tidak diperlukan untuk memulai pembakaran. Ini biasanya diterima untuk pembakaran *non-premixed*, tetapi dalam pembakaran *premixed*, reaktan akan terbakar sesaat turbulensi terbentuk dan masuk ke domain komputasi. Laju reaksi bersih diambil sebagai minimal dua tingkat. Setelah terjadi pembakaran, tingkat disipasi golongan umumnya lebih kecil dari laju Arrhenius, dan reaksi pencampuran terbatas.

2.6 Model *Extended Coherent Flame (Ecfm)*

Pembakaran *premixed-turbulent* ditentukan dengan menggunakan sifat yang berbeda seperti skala waktu kimia, skala panjang integral dan intensitas turbulensi. Mengacu pada asumsi bahwa banyak perangkat pembakaran skala waktu kimia (misalnya mesin reciprocating) jauh lebih kecil dibandingkan dengan turbulensi, konsep pembakaran yang dapat diterapkan adalah *extended coherent flamelet model (Ecfm)*.

Ecfm berlaku untuk kedua kondisi *premixed* dan *non-premixed* berdasarkan konsep flamelet laminar, dimana kecepatan dan ketebalan lidah api adalah nilai rata-rata, terintegrasi sepanjang bagian depan api, hanya tergantung pada tekanan, suhu dan banyaknya udara segar (*fresh air*). Model seperti menarik karena perlakuan kimia dan turbulensi dianggap dipisahkan. Semua model flamelet berasumsi bahwa reaksi terjadi dalam lapisan relatif tipis yang memisahkan fresh unburned gas dari fully burnt gas. Menggunakan asumsi ini laju reaksi rata-rata dihitung sebagai produk dari kepadatan permukaan api Σ dan kecepatan laminar pembakaran S_L sebagai berikut :

$$\overline{\rho \dot{r}_{fu}} = -\omega_L \Sigma \quad \dots\dots\dots (2.12)$$

Dengan ω_L sebagai laju konsumsi bahan bakar rata-rata per laminar permukaan unit sepanjang bagian depan api.

Untuk pembakaran kurus

$$\omega_L = \rho_{fu,fr} S_L \quad \dots\dots\dots (2.13)$$

$$\rho_{fu,fr} = \rho_{fr} y_{fu,fr} \quad \dots\dots\dots (2.14)$$

Dalam persamaan ini $\rho_{fu,fr}$ adalah densitas bahan bakar parsial fresh gas, ρ_{fr} kepadatan fresh gas dan $y_{fu,fr}$ adalah fraksi massa bahan bakar dalam fresh gas. Ketika pembakaran dimulai persyaratan baru dihitung, *source terms* dan dua kuantitas menggunakan persamaan Σ dan S_L . Model *Ecfm* digunakan untuk aplikasi kondisi bahan bakar yang kaya atau kurus yang digabungkan dengan modul spray untuk menggambarkan fenomena pembakaran mesin DI maupun *spark ignition*.

2.7 Natural Gas

Pada tahun 1991, Italia menjadi negara pertama yang melakukan penelitian tentang natural gas vehicles yaitu gas alam yang digunakan untuk bahan bakar pada kendaraan bermotor. Sebelum penelitian tersebut, penggunaan natural gas sebagai bahan bakar alternatif pengganti bahan bakar minyak hanya terbatas pada industri lokal yang berkaitan dengan proses pemanasan.

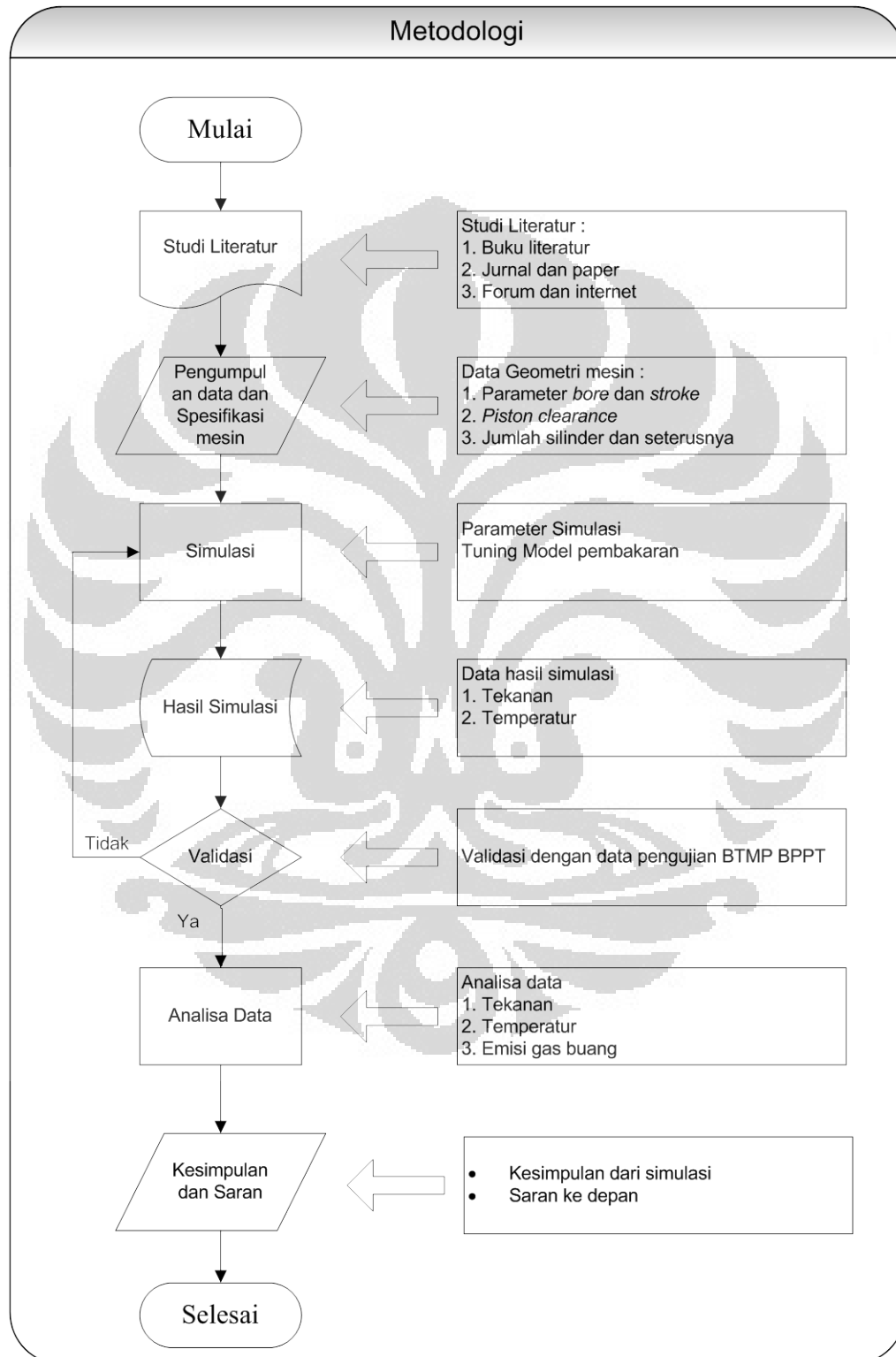
Natural gas disebut bahan bakar yang bersih dengan alasan hasil pembakarannya menghasilkan emisi yang rendah untuk carbon dioxide (CO₂), carbon monoxide (CO), nitrogen oxide (NO_x), dan hidrokarbon yang tidak terbakar pada emisi motor bakar.. Penemuan ini diharapkan dapat mengurangi bahkan menggantikan konsumsi terhadap bahan bakar minyak. Berdasarkan informasi tentang natural gas diatas, dapat dilihat harapan yang tinggi pada peningkatan penggunaan natural gas dalam industri otomotif. Mempelajari lebih jauh tentang pemahaman pada komposisi natural gas serta pengaruh dari hasil pembakarannya, merupakan hal yang sangat penting dalam konferensi mesin konvensional kendaraan menjadi dual fuel engine.

Secara umum, gas alam (natural gas) termasuk dalam ikatan hidrokarbon yang terdiri dari atom karbon dan atom hidrogen. Natural gas terdiri dari percampuran ikatan hidrokarbon yaitu metana (CH₄) sebagai penyusun utama. Selain itu, komponen lain penyusun natural gas adalah etana, propana, butana, nitrogen, dan gas karbon dioksida. Belum ada standar acuan dalam perancangan mesin diesel berbahan bakar gas, ini terjadi karena komposisi gas alam adalah bervariasi sesuai dengan sumber ladang gasnya. Pada umumnya komposisi penyusun dari natural gas dapat dilihat pada tabel 1. Komposisi dari gas alam membantu dalam pengolahan dan analisa hasil.

Components	Mole %
Methane	83.44
Ethane	10.55
Propane	1.13
Iso butane	0.13
Normal butane	0.07
Iso Pentane	0.01
Hexane	0.01
Carbon dioxide	4.17
Nitrogen	0.31

Tabel 1. Komposisi penyusun natural gas

BAB III METODOLOGI PENELITIAN



Gambar 3. Diagram alir metodologi penelitian

3.1 Studi Literatur

Pengumpulan bahan referensi penunjang yang dapat membantu penulis untuk mendapatkan dasar teori yang berhubungan dengan Tugas Akhir yang akan dikerjakan. Proses studi literatur dilakukan dengan cara pencarian buku acuan yang berhubungan dengan tema permasalahan. Sumber-sumber bahan referensi ini bisa dicari melalui jurnal, paper, buku-buku, e-mail, e-book, dan e-news. Studi literatur tertuang pada landasan teori dan pendekatan analisa yang digunakan.

3.2 Pengumpulan Data

Pada tahap ini dilakukan pengumpulan data-data tentang mesin diesel yang akan digunakan dalam pemodelan menggunakan software untuk menganalisa performa mesin diesel dengan beberapa variasi komposisi antara bahan bakar dengan udara.

Mesin yang akan digunakan untuk pemodelan adalah mesin diesel bahan bakar ganda. Spesifikasi mesin yang digunakan dalam simulasi adalah sebagai berikut :

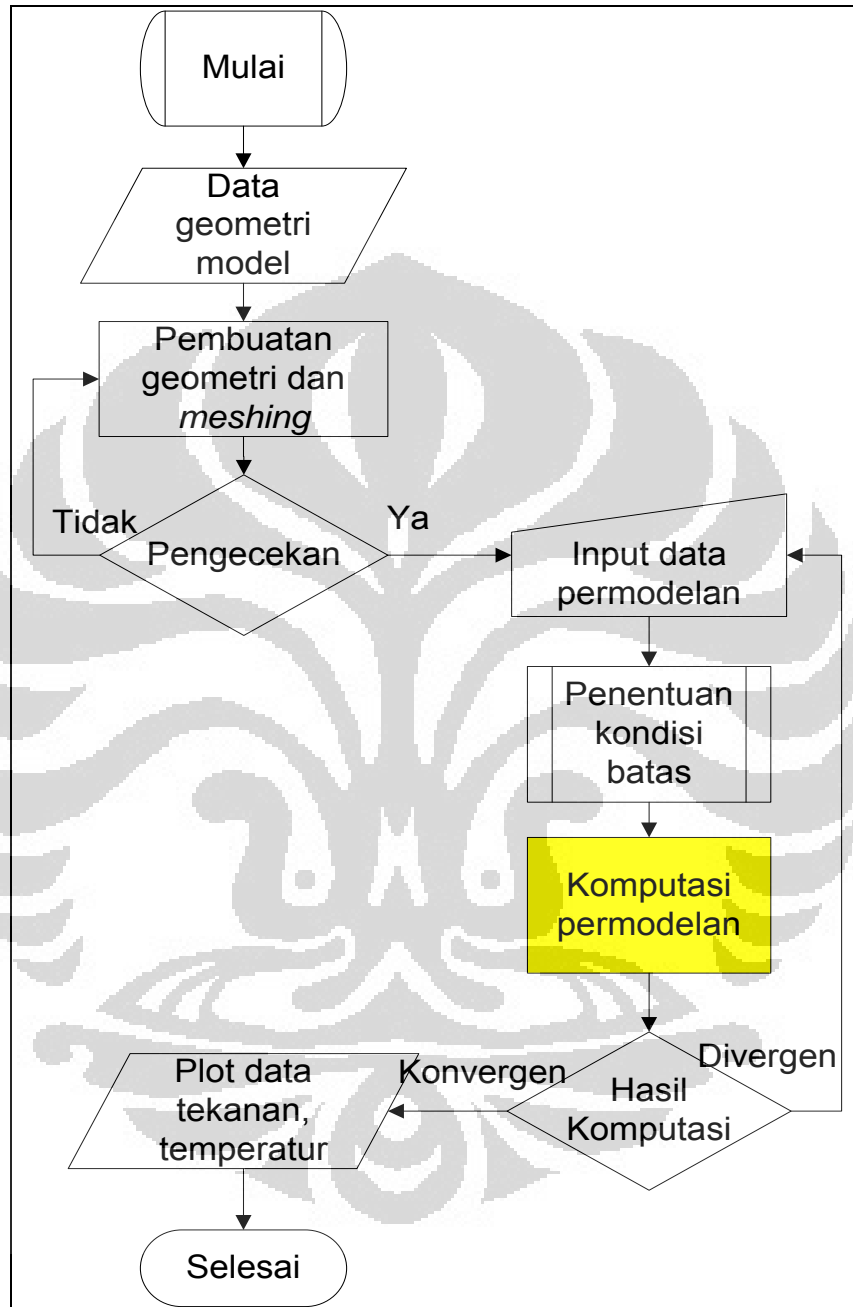
Subjects	Description
Model	Ricardo Hydra
Engine type	DI diesel
Number of cylinder	1
Number of valve	2
Swept volume (lit)	0.45
Bore (mm)	80.26
Stroke (mm)	88.9
Compression ratio	19 :1
Combustion chamber shape	Bowl in piston
Injector operation pressure	250
Valve timing	IVO 8 BTDC, IVC 42 ATDC, EVO 60BBDC, EVC 12 ATDC

Tabel 2. Spesifikasi mesin Ricardo Hydra

3.3 Simulasi

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

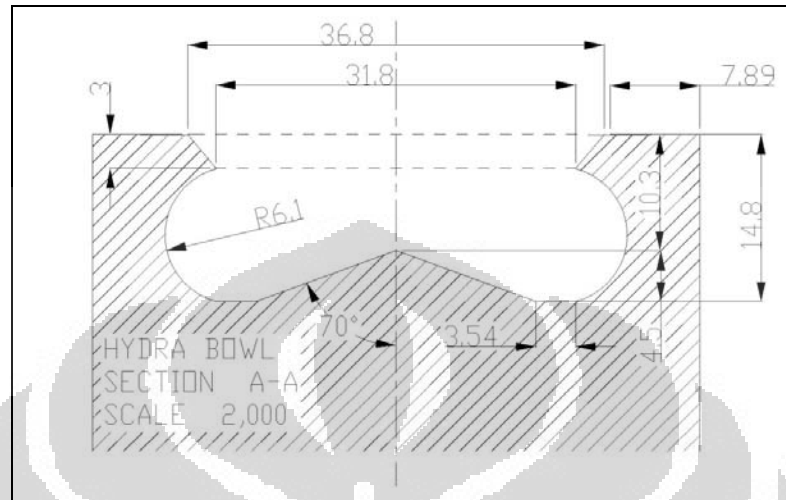
untuk mensimulasikan reaksi Pembakaran terutama mesin diesel. Berikut merupakan diagram alir simulasi.



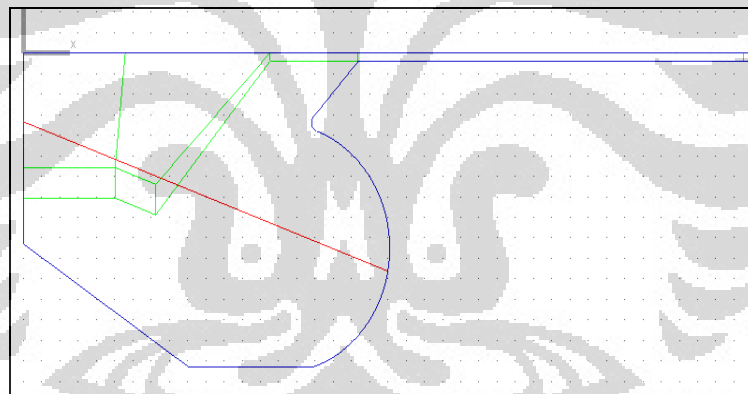
Gambar 4. Diagram alir simulasi

Proses simulasi terdiri dari beberapa tahapan sesuai dengan diagram alir . Adapun tahapan pertama dari proses simulasi yaitu pembuatan data geometri kalkulasi yang akan dilakukan. Dari data mesin hydra yang tertera pada tabel 2 maka langkah selanjutnya membuat sebuah model piston yang akan dilakukan

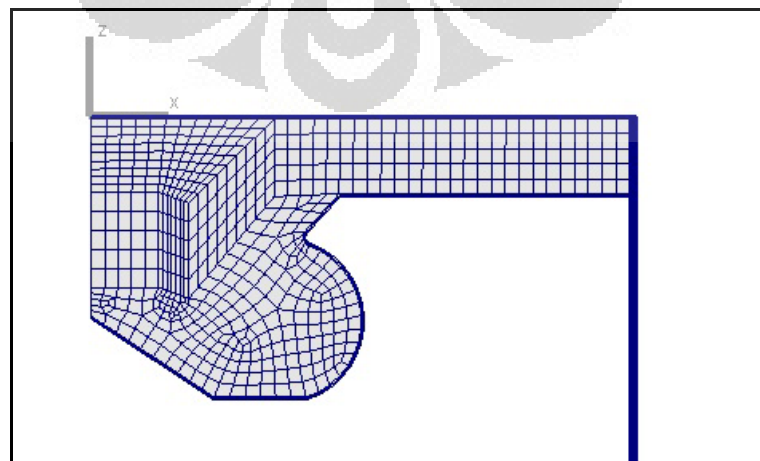
kalkulasi dimulai dari geometri 2 dimensi, kemudian dilakukan proses meshing dan dilakukan pembentukan kedalam model 3 dimensi. Berikut merupakan proses pembuatan geomtri dari tahap data awal sampai dengan model 3 dimensi :



Gambar 5. Data geometri piston Hydra

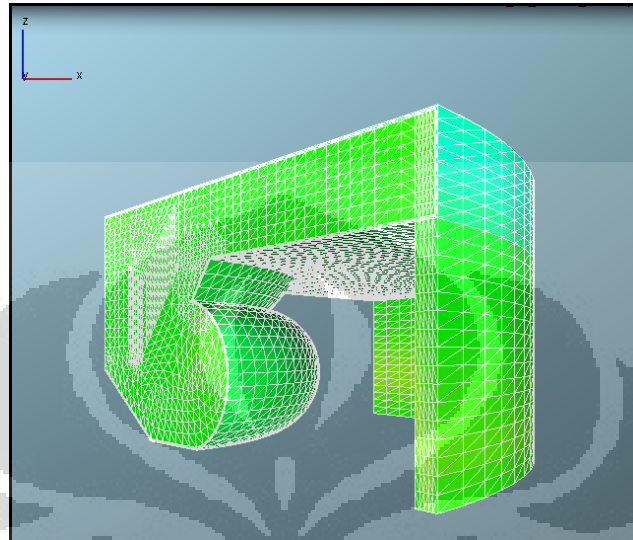


Gambar 6. Proses pembentukan model 2 dimensi



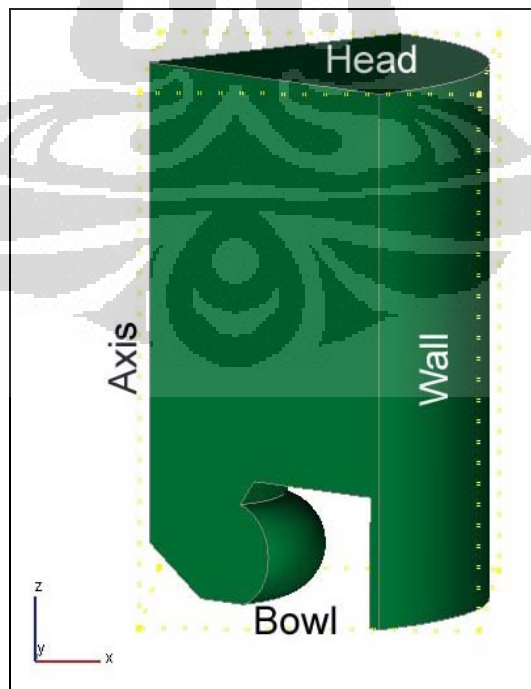
Gambar 7. Proses pembentukan *meshing* model kalkulasi

Proses meshing atau pembentukan sel kedalam bagian-bagian yang lebih kecil menggunakan ukuran skala 0.001 meter. Setelah dilakukan proses meshing maka langkah selanjutnya yaitu membuat kedalam model 3 dimensi. Berikut hasil geometri dan meshing ke dalam model 3 dimensi.



Gambar 8. Model 3 dimensi kalkulasi pada *crank angle 690 deg*

Setelah terbentuk model 3 dimensi maka dilakukan penentuan kondisi batas kalkulasi yang akan dilakukan. Kondisi batas kalkulasi terdiri dari piston, liner, axis dan head. Berikut kondisi batas yang diterapkan pada simulasi :



Gambar 9. Penentuan kondisi batas yang dilakukan

Kondisi batas yang diterapkan harus dimasukkan parameter-parameter yang terdapat pada kondisi tersebut seperti temperatur dan perpindahan panas. Pendekatan parameter-parameter yang diterapkan mengacu pada konsisi pengujian yang dilakukan. Dan berikut nilai-nilai yang diterapkan pada kondisi batas.

BND_Piston	Sel. For BC	BND_Piston	
	Name of BC	BND_Piston	
	Type of BC	Wall	
	Movement	Mesh Movemnet	
	Thermal	Temperature	570.15 K
BND_Liner	Sel. For BC	BND_Liner	
	Name of BC	BND_Liner	
	Type of BC	Wall	
	Thermal	Temperature	470.15 K
BND_Axis	Sel. For BC	BND_Axis	
	Name of BC	BND_Axis	
	Type of BC	Symetry	
BND_Segment_1	Sel. For BC	BND_Segment_1	
	Name of BC	BND_Segment_1	
	Type of BC	Inlet/Outlet	
	Inlet/Outlet	Periodic	
	Arbitrary interface	Select Boundary_conection1 from the pull-down menu and BND_Segment_2 appears in Sel.for shadow boundary	
	Sel.for shadow boundary	BND_Segment_2	
BND_Comp_Vol	Sel. For BC	BND_Comp_Vol	
	Name of BC	BND_Comp_Vol	
	Type of BC	Wall	
	Movement	Mesh Movement	
	Thermal	Heat Flux	0 W/m ²
BND_Head	Sel. For BC	BND_Comp_Vol	
	Name of BC	BND_Comp_Vol	
	Type of BC	Wall	
	Movement	Velocity	
	Thermal	Temperature	570.15 K

Tabel 3. Parameter penentuan kondisi batas

Setelah pembentukan geometri dan penentuan kondisi batas maka simulasi siap dilakukan. Sebelum memulai simulasi maka harus ditentukan kondisi awal dari simulasi berupa parameter-parameter yang terlibat. Parameter tersebut merupakan pendekatan sesuai dengan data pengujian, dengan begitu proses validasi dapat dilakukan. Data kondisi awal yang telah ditentukan tersaji pada tabel 4. Perlu diketahui pendekatan gas alam yang digunakan yaitu menggunakan spesies metana (CH_4) hal ini dikarenakan gas methane merupakan komponen penyusun terbesar pada gas alam.

Parameter	Unit	Diesel	CH_4 90%
Start angle	Deg	560	560
End angle	Deg	840	840
Cylinder head temp.	K	570.15	570.15
Cylinder liner temp.	K	470.15	470.15
Piston Surface temp.	K	570.15	570.15
Cylinder Pressure	Pa	101324	101120
Inlet gas Temperature	K	305.15	298.05
Engine Speed	rpm	1200	1200
Turb. kinetic energy	m^2/s^2	0.968	0.968
Turb. length scale	m^2/s^3	0.00400	0.00400
Mass of solar	kg	1.793E-05	1.197E-06
Mass of CNG	kg	0	0.24520
Mass of air	kg	0.00049	0.00037

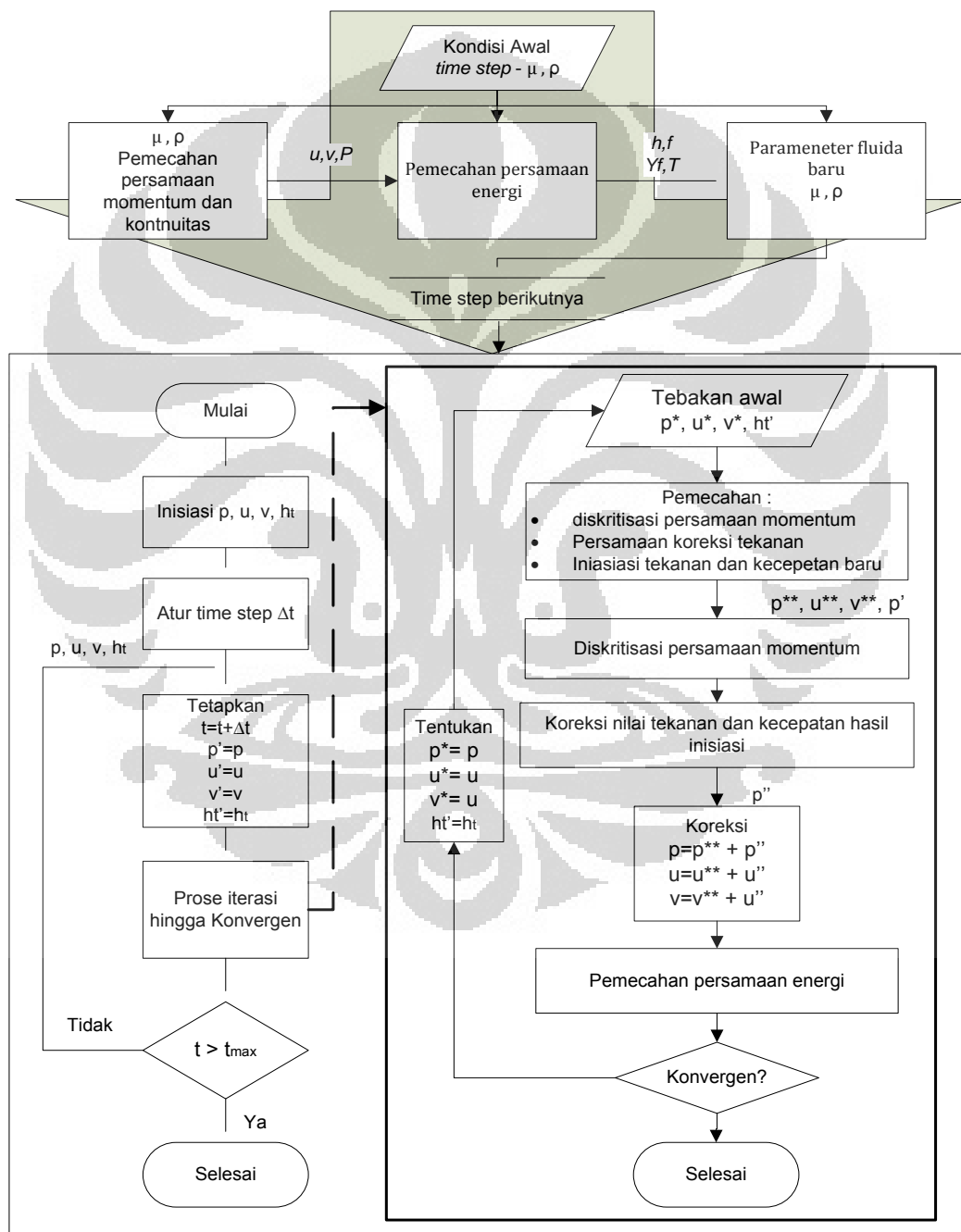
Tabel 4. Kondisi awal yang ditentukan

Setelah dilakukan penentuan kondisi awal maka dilakukan komputasi permodelan. Terdapat beberapa model pembakaran yang berkembang pada sistem komputasi permodelan pembakaran. Komputasi permodelan dilakukan pada penelitian ini menggunakan dua permodelan pembakaran. Permodelan pembakaran yang digunakan yaitu model *Eddy break-up* dan model *Extended coherent flamelet*. Pemilihan model pembakaran yang digunakan berdasarkan proses simulasi dilakukan secara *trial & error*. Berikut simulasi yang dilakukan pada penelitian ini.

Case	1	2	3	4
Operating Condition	Diesel	CH_4 90%	Diesel	CH_4 90%
Combustion Model	Ebu	Ecfm	Ebu	Ecfm
Reaction Time scale	Local	Loca	Local	Local

Tabel 5. Proses simulasi yang dilakukan

Komputasi permodelan mengacu pada proses iterasi numerik *Computational Fluid Dynamics (CFD)*. Iterasi numerik menggunakan persamaan *Reynolds-averaged Navier–Stokes (RANS)*. Dari proses iterasi tersebut dimulasi dari iterasi yang melibatkan kondisi awal dan kemudian menghasilkan nilai-nilai baru untuk perhitungan selanjutnya sampai hasil yang didapatkan konvergen atau mengarah pada satu titik. Dan hasil tersebut kemudian di plot ke dalam hasil simulasi. Berikut diagram alir iterasi numerik permodelan yang dilakukan.

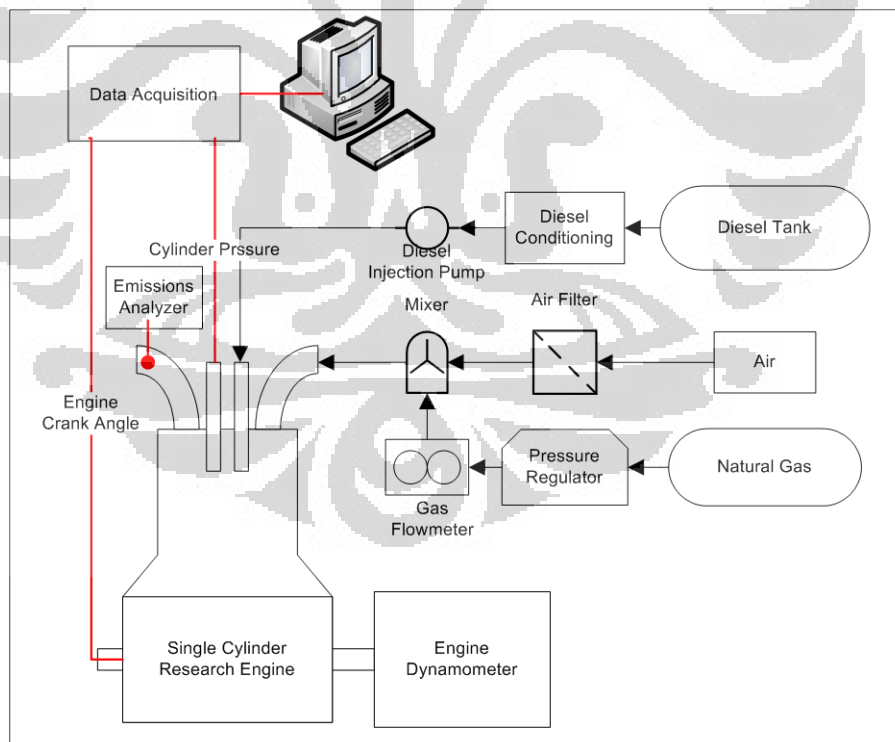


Gambar 10. Proses iterasi numerik permodelan

Setelah dilakukan perhitungan dengan iterasi numerik seperti diagram alir gambar 10 maka selanjutnya dilakukan plot data hasil simulasi. Data-data yang dihasilkan berupa grafik dan gambar visualisasi bagaimana proses tersebut terjadi di dalam ruang bakar. Plot data yang dilakukan yaitu plot data tekanan, data temperature, data *heat release rate*, data prediksi NOx dan data prediksi Soot. Dari masing-masing data tersebut akan ditampilkan visualiasasi masing-masing data yang dihasilkan.

3.4 Validasi Pemodelan

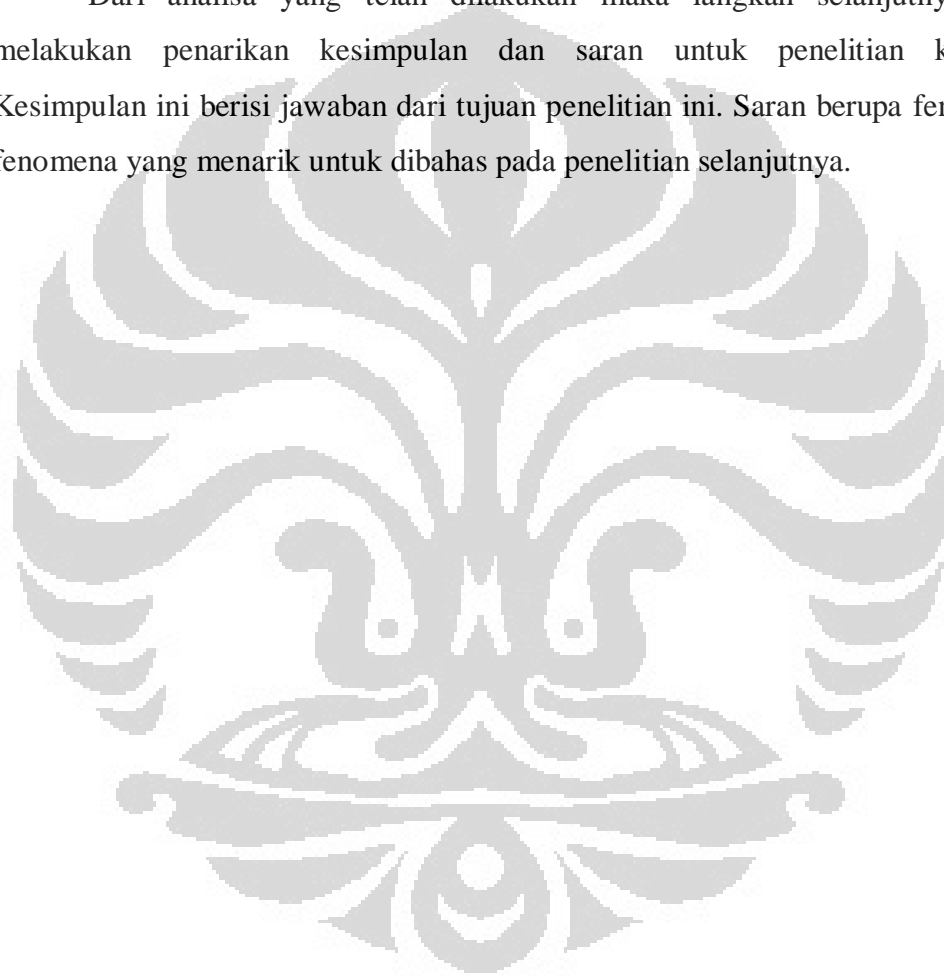
Validasi pemodelan ini merupakan tahapan dimana dilakukan penyesuaian dengan hasil pengujian yang telah dilakukan sebelumnya dari jurnal rujukan yang berhubungan. Data yang divalidasi yaitu data tekanan dan prediksi emisi NOx. Validasi bertujuan untuk mengetahui apakah data hasil simulasi bisa dipertanggungjawabkan. Dan berikut rangkaian pengujian yang menjadi data validasi hasil simulasi.



Gambar 11. Skema pengujian data validasi

Dari data yang didapatkan maka selanjutnya dilakukan analisa data, analisa dilakukan untuk mengetahui fenomena-fenomena yang terjadi pada proses pembakaran. Dari fenomena tersebut maka akan diketahui penyebab pembentukan hasil simulasi. Analisa berupa analisa data tekanan, analisa data temperature, analisa data heat release dan analisa prediksi emisi. Analisa yang dilakukan mencakup pengaruh pembakaran mesin diesel bahan bakar ganda dan pengaruh model pembakaran yang digunakan.

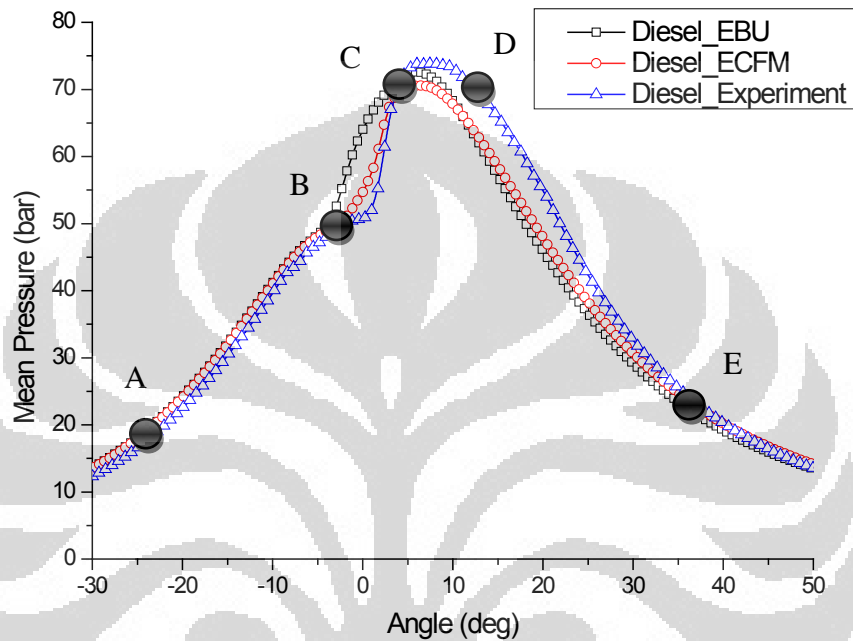
Dari analisa yang telah dilakukan maka langkah selanjutnya yaitu melakukan penarikan kesimpulan dan saran untuk penelitian kedepan. Kesimpulan ini berisi jawaban dari tujuan penelitian ini. Saran berupa fenomena-fenomena yang menarik untuk dibahas pada penelitian selanjutnya.



BAB IV

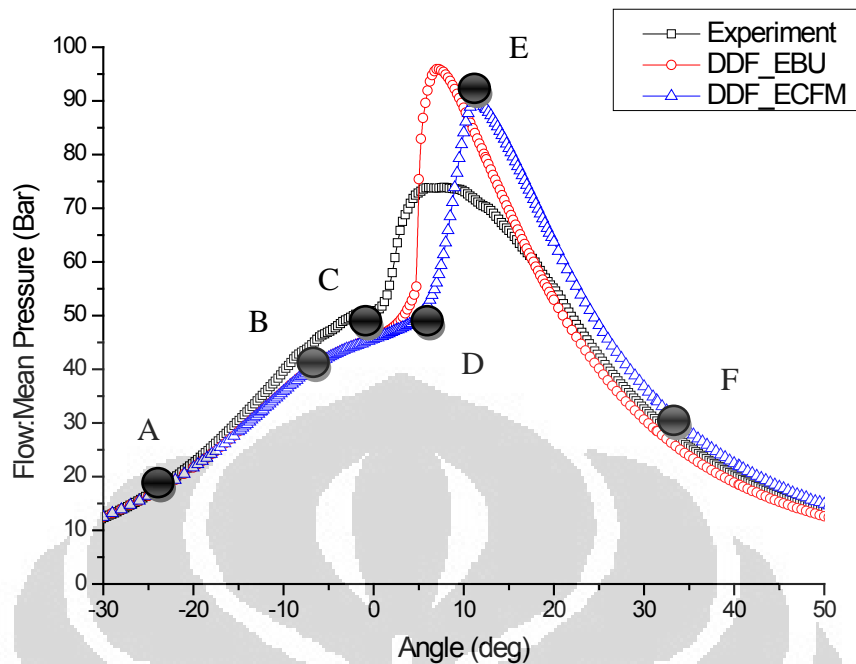
HASIL DAN ANALISA

4.1 Analisa Tekanan Silinder



Gambar 12. Grafik tekanan hasil simulasi pada mesin diesel

Nilai tekanan silinder hasil simulasi dari mesin diesel disajikan dalam **gambar 12** diatas. Hasil simulasi tersebut kemudian dibandingkan dengan hasil eksperimen yang telah dilakukan. Perbandingan nilai tekanan silinder antara hasil simulasi dengan hasil eksperimen memiliki kecenderungan bentuk yang baik. Proses pembakaran dalam mesin diesel terbagi kedalam empat tahapan seperti yang terlihat dalam grafik diatas. Tahapan pertama yaitu dari titik A ke titik B merupakan periode ignition delay, dari titik B ke titik C merupakan *premixed combustion* (terjadi peningkatan tekanan secara signifikan), kemudian dari titik C ke titik D merupakan pembakaran terkendali, dan dari titik D ke titik E merupakan pembakaran tertinggal (*late combustion*). Titik A merupakan awal dari bahan bakar di ijsksikan dan titik B merupakan titik mulainya pembakaran.



Gambar 13. Grafik tekanan hasil simulasi pada mesin diesel bahan bakar ganda

Proses pembakaran pada diesel bahan bakar ganda dibagi kedalam lima tahapan seperti yang terlihat pada **gambar 13** diatas. Tahapan pertama yaitu dari titik A ke titik B merupakan periode *pilot ignition delay*. dari titik B ke titik C merupakan *pilot premixed combustion*, kemudian dari titik C ke titik D merupakan periode *primary fuel ignition delay*, dan dari titik D ke titik E merupakan *rapid combustion* atau *primary fuel*. Dan terakhir tahapan dari titik D ke titik E merupakan pembakaran difusi.

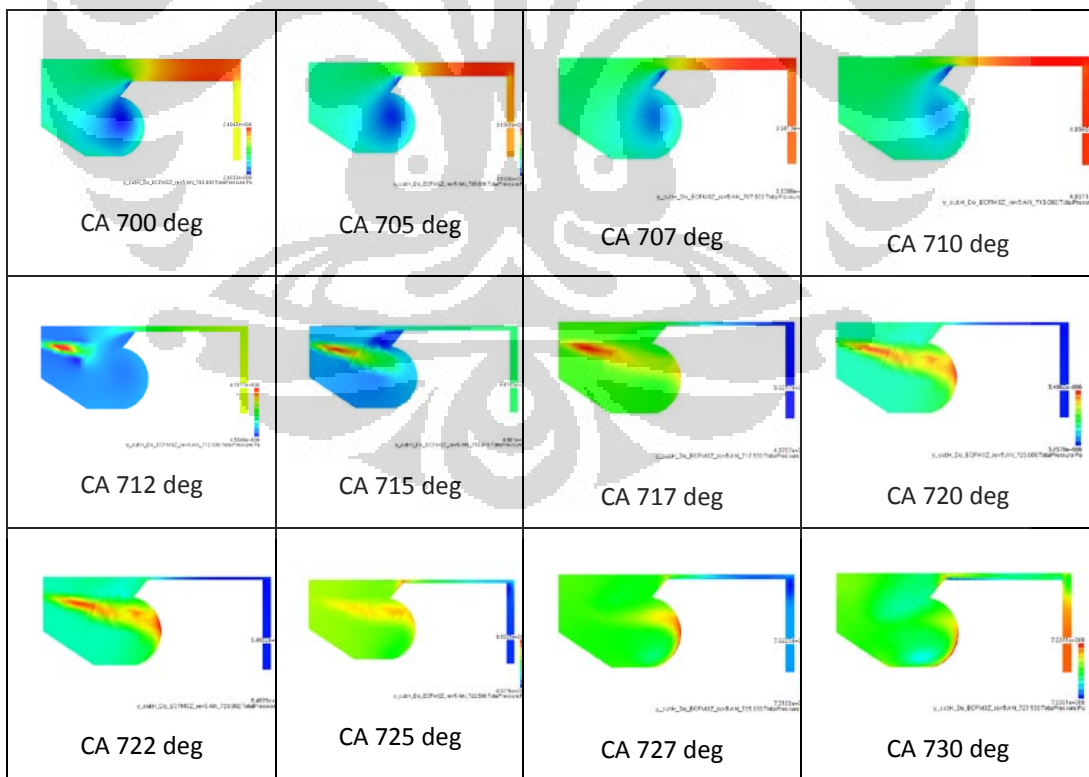
Pada pembakaran diesel bahan bakar ganda *ignition delay* yang terjadi dari titik A ke titik B atau durasi injeksi pilot bahan bakar yang terjadi lebih panjang dibandingkan dengan pembakaran diesel murni. Hal ini disebabkan oleh penurunan konsentrasi oksigen yang terkandung dalam konsentrasi gas substitusi yang menggantikan udara. Peningkatan tekanan dari titik B ke titik C pada pembakaran dual fuel umumnya lebih rendah apabila dibandingkan dengan pembakaran diesel murni yang disebabkan oleh penyalaan bahan bakar yang diinjeksikan oleh pilot jumlahnya lebih sedikit.

Periode *primary fuel ignition delay* lebih pendek dibandingkan dengan periode *pilot ignition delay*. Nilai tekanan mengalami konstan secara perlahan

sampai terjadi pembakaran yang sebenarnya disaat gas mulai terbakar. Pada tahapan pembakaran (dari titik D ke titik E) merupakan fase pembakaran yang sangat tidak stabil yang disebabkan oleh dimulainya propagasi api yang penyalannya di inisiasi secara spontan oleh bahan bakar yang di injeksikan.

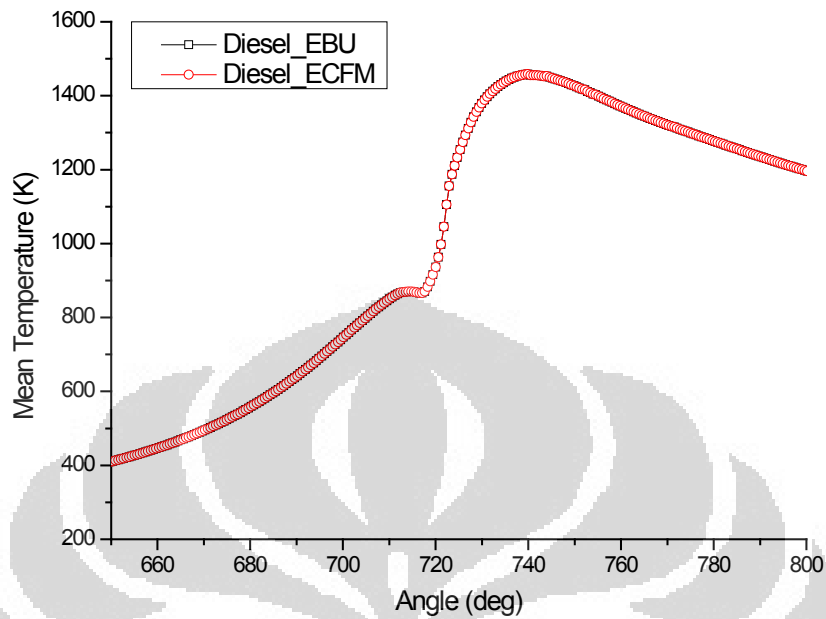
Tahapan pembakaran difusi (dari titik E ke titik F) dimulai pada saat akhir dari peningkatan kecepatan yang signifikan dan terus berlanjut hingga langkah ekspansi. Hal ini disebabkan oleh laju pembakaran yang lambat dari bahan bakar gas dan sisa bahan bakar dari pilot injeksi. Sejumlah campuran gas-udara dimungkinkan tidak terjadi pembakaran karena konsentrasi oksigen yang terkandung rendah, *valve overlap*, *flame quenching* pada dinding silinder. Proses pembakaran diesel bahan bakar ganda tergantung pada panjang *ignition delay*.

Pada visualisasi hasil tekanan silinder pada **gambar 14** dibawah proses penyemprotan bahan bakar dimulai sebelum crank angle 7127 deg, skala grafik terlampir. Terlihat bahwasanya sesaat setelah dilakukan penyemprotan bahan bakar nilai tekanan meningkat hingga akhir proses penyemprotan selesai dan kemudian kembali turun perlahan seiring berputarnya poros silinder.



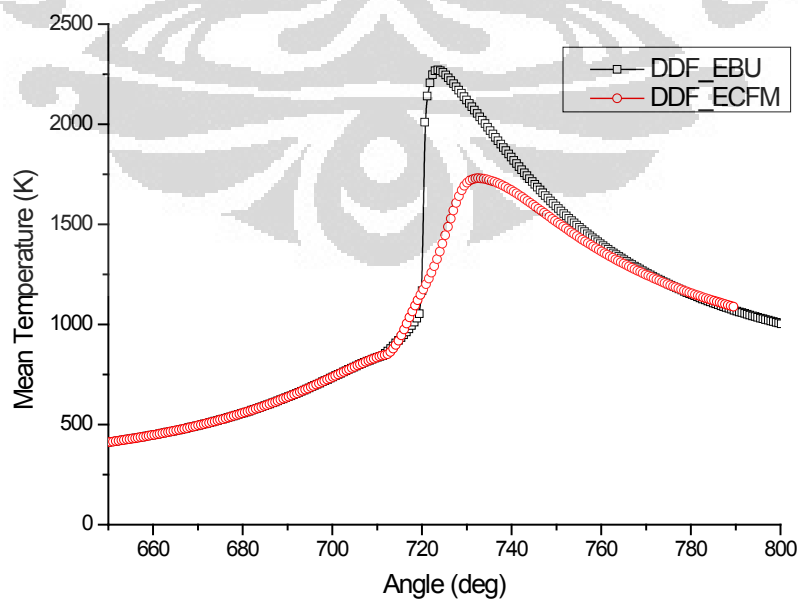
Gambar 14. Visualisasi parameter tekanan hasil simulasi

4.2 Analisa Temperatur Silinder



Gambar 15. Grafik temperature hasil simulasi pada mesin diesel

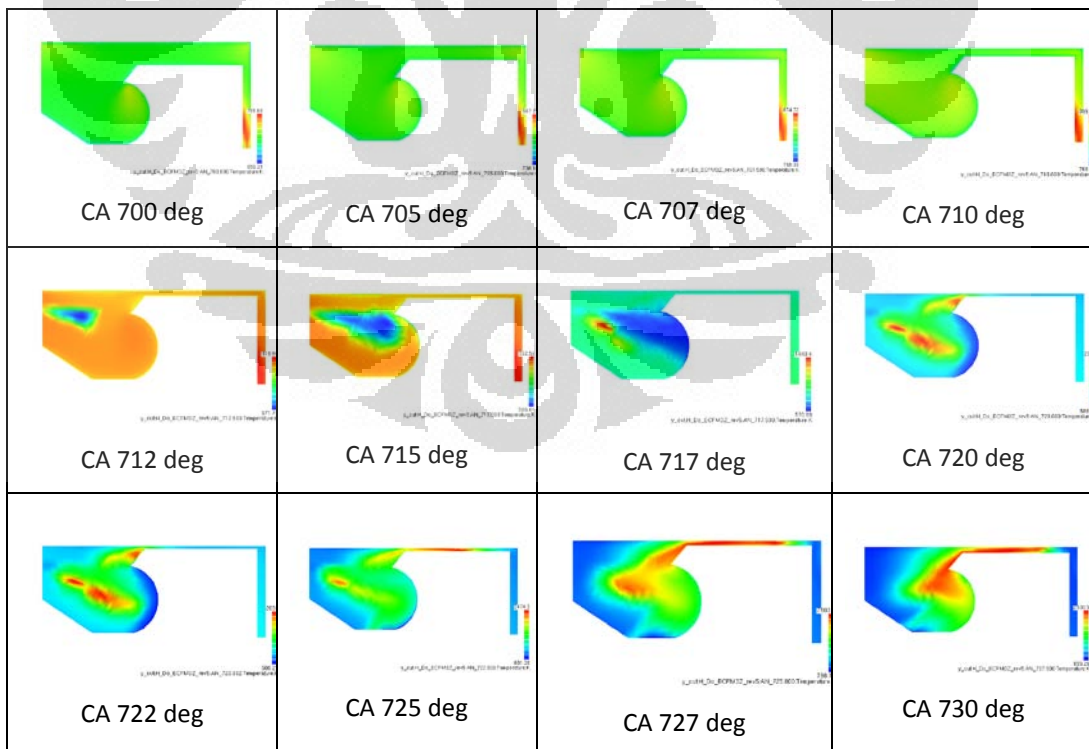
Nilai temperatur hasil simulasi mesin diesel ditunjukkan pada **gambar 15** diatas. Dari kedua grafik menunjukkan hasil perhitungan yang berimpit. Hal ini dimungkinkan bahwasnya untuk perhitungan mesin diesel dapat diasumsikan kedua model pembakaran memiliki pendekatan perhitungan yang sama.



Gambar 16. Grafik temperature hasil simulasi pada mesin diesel bahan bakar ganda

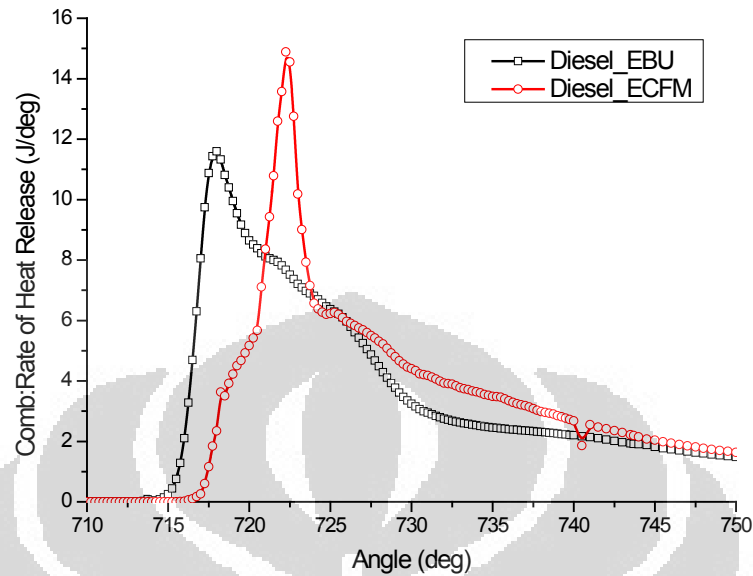
Namun apabila melihat nilai temperatur hasil simulasi mesin diesel bahan bakar ganda terlihat pada **gambar 16**, kedua model pembakaran memiliki prediksi nilai temperatur yang berbeda. Hal ini menunjukkan bahwasanya kedua model pembakaran yang digunakan terdapat indikasi terhadap sensitivitas akibat penambahan gas. Terlihat model *Ebu* memiliki peningkatan temperatur yang signifikan setelah periode *ignition delay*, namun model *Ecfm* memiliki bentuk yang cenderung lebih rendah dan lembut akibat penambahan gas.

Pada salah satu referensi menyebutkan bahwasanya penambahan gas sangat berpengaruh terhadap hasil temperatur dengan model pembakaran *Ebu*, hal ini dikarenakan parameter penyusun turbulent kinetic energy pada model *Ebu* di bentuk oleh rasio perbandingan udara dan gas sebagai bahan bahan ganda. Oleh karena itu semakin besar nilai *turbulent kinetic energy* maka semakin tinggi nilai temperatur yang dihasilkan. **Gambar 17** merupakan visualiasi pada model pembakaran *Ecfm* pada simulasi mesin diesel. Semakin merah pada gambar visualiasi hasil simulasi maka semakin tinggi nilai temperatur, skala grafik terlampir.



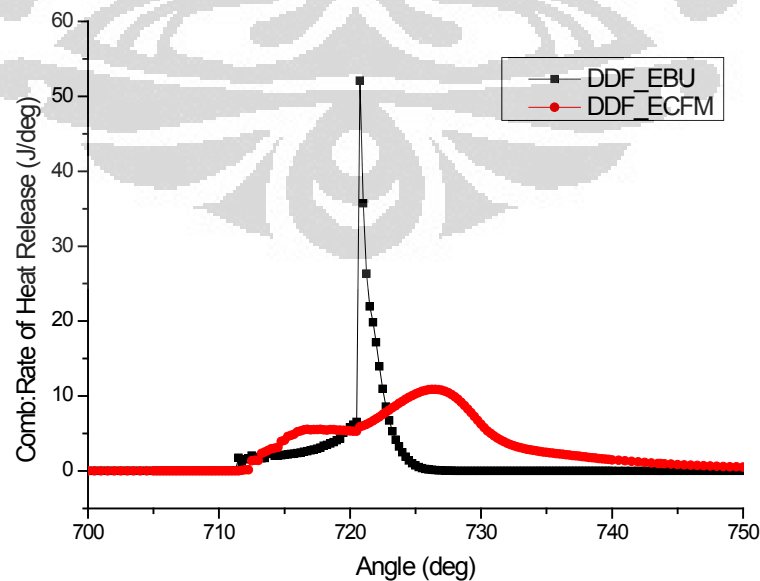
Gambar 17. Visualisasi parameter temperatur hasil simulasi

4.3 Analisa *Heat Release Rate*



Gambar 18. Grafik *heat release rate* hasil simulasi pada mesin diesel

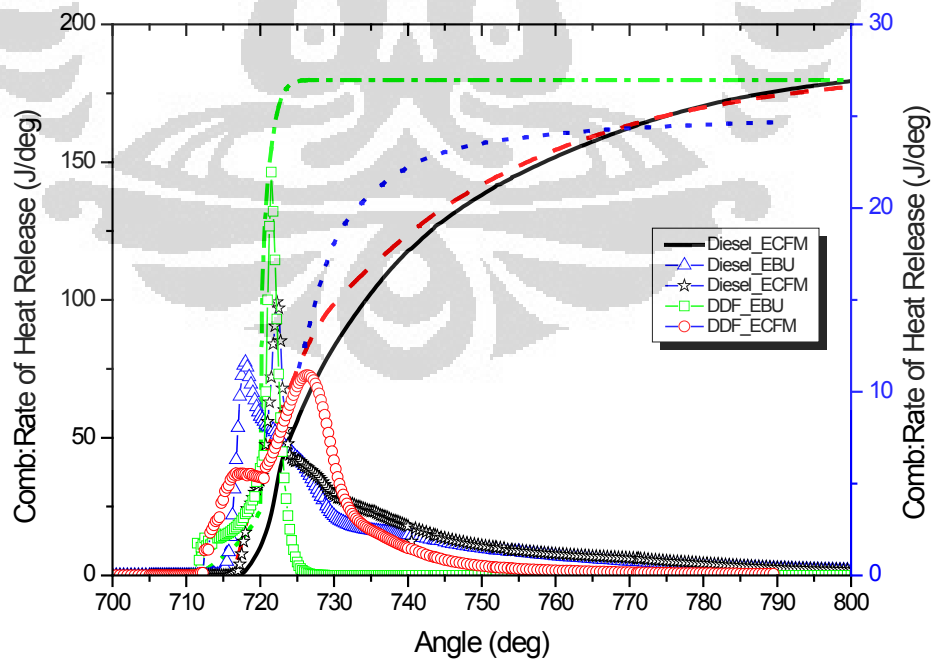
Gambar 18 diatas merupakan parameter *heat release rate* hasil simulasi mesin diesel. **Heat release rate** merupakan indikasi pelepasan panas pada ruang bakar yang menunjukkan kecepatan pelepasan panas yang dihasilkan. Pada hasil simulasi mesin diesel model *Ebu* memiliki bentuk grafik yang lebih besar dibandingkan dengan model *Ecfm* hal ini diakibatkan pengaruh temperatur pada model *Ebu* yang lebih tinggi dibandingkan model *Ecfm*.



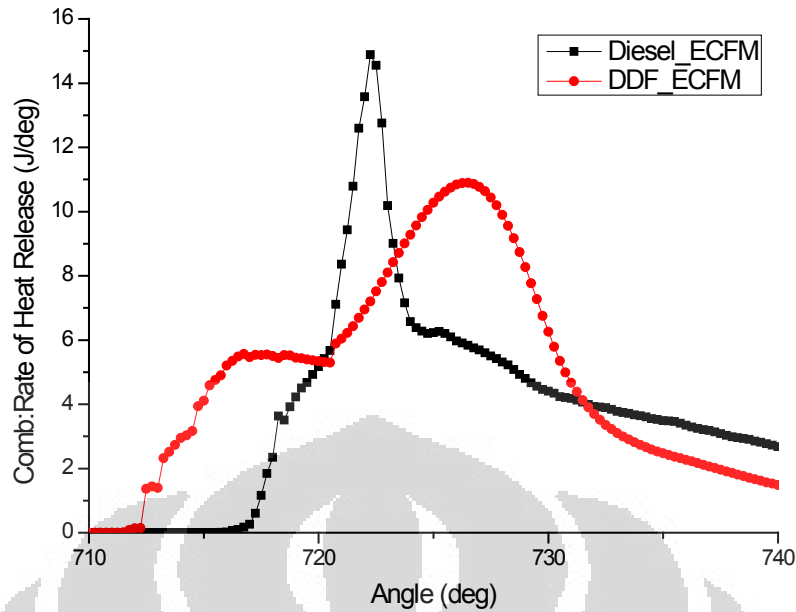
Gambar 19. Grafik *heat release rate* hasil simulasi pada mesin diesel bahan bakar ganda

Berikut parameter *heat release rate* hasil simulasi mesin diesel bahan bakar ganda. Model *Ebu* memiliki puncak grafik yang sangat tinggi dibandingkan dengan model *Ecfm*, model *Ecfm* memiliki bentuk grafik *heat release rate* yang cenderung lebih besar namun memiliki puncak grafik yang lebih rendah, hal ini berkaitan dengan grafik temperatur yang disajikan sebelumnya bahwasanya pada hasil model *Ecfm* cenderung memiliki grafik yang lebih lembut, dalam beberapa referensi disebutkan bahwasanya pengaruh turbulensi cenderung lebih kecil dibandingkan dengan kecepatan lidah api pada saat pembakaran.

Menurut referensi lonjakan yang drastis pada model *Ebu* dipengaruhi oleh terbakarnya fraksi gas bahan bakar ganda yang berlangsung secara signifikan. Dan hal ini juga dipengaruhi oleh konstanta *turbulent kinetic energy* yang diberikan. Dengan lonjakan yang dratis pada grafik *heat release rate* mesin diesel bahan bakar ganda maka menghasilkan akumulasi *heat release* yang lebih tinggi seperti terlihat pada gambar dibawah. Hal ini mengindikasikan bahwasanya semakin banyak penambahan gas maka semakin tinggi akumulasi *heat release* yang dihasilkan.



Gambar 20. Grafik akumulasi *heat release rate* hasil simulasi

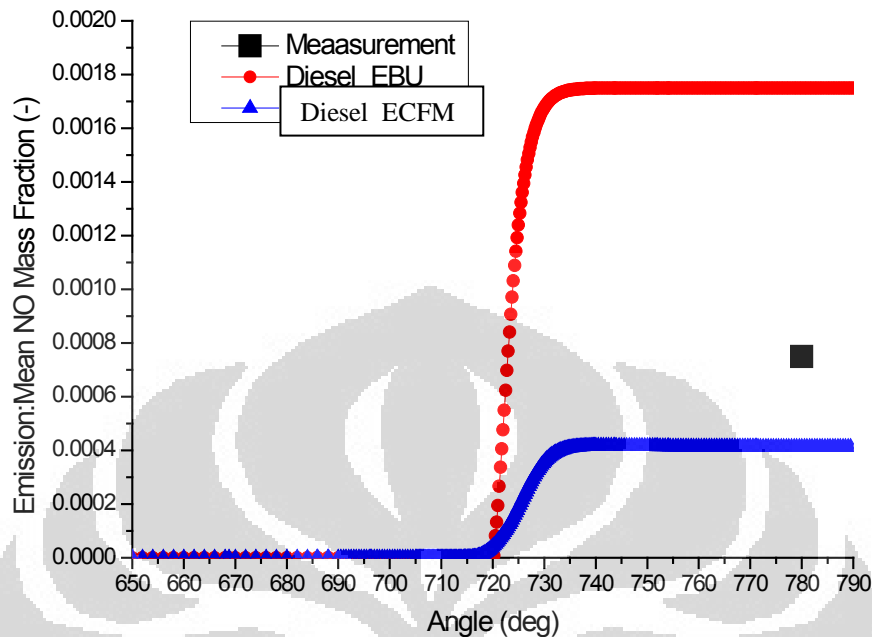


Gambar 21. Grafik perbandingan *heat release rate* mesin diesel dengan mesin diesel bahan bakar ganda

Pada gambar 21 diatas disajikan grafik *heat release rate* antara pembakaran mesin diesel dibandingkan dengan diesel bahan bakar ganda. Terlihat dengan jelas pada grafik *heat release* pada proses pembakaran diesel bahan bakar ganda dimulai lebih cepat. Hal ini disebabkan oleh *pilot premixed combustion* (pembakaran yang disebabkan oleh pilot injeksi), kemudian dilanjutkan pada periode *premixed combustion* pada hasil mesin diesel hanya terjadi sekali pembakaran sedangkan pada pembakaran mesin diesel bahan bakar ganda setelah periode *pilot premixed combustion* terjadi pembakaran kembali yang disebabkan oleh gas terlihat pada grafik terdapat tanjakan grafik setelah bahan bakar mesin diesel di semprotkan.

Sedangkan pada mesin diesel *heat release* dimulai terlambat, hal ini disebabkan oleh efek pendinginan dari peng injeksian bahan bakar cair. Pada pembakaran dual fuel terjadi *pre-oksidasi (pre-oxidation)* dari bahan bakar gas dimulasi sebelum bahan bakar diinjeksikan oleh pilot. Pilot bahan bakar kemudian membuat rata grafik laju *heat release* pada daerah ini. Pada gambar diatas terlihat initial *heat release* yang disebabkan oleh pilot injeksi. Pada gambar ini juga menggambarkan bahwa pembakaran dual fuel berlanjut dengan baik sampai langkah ekspansi.

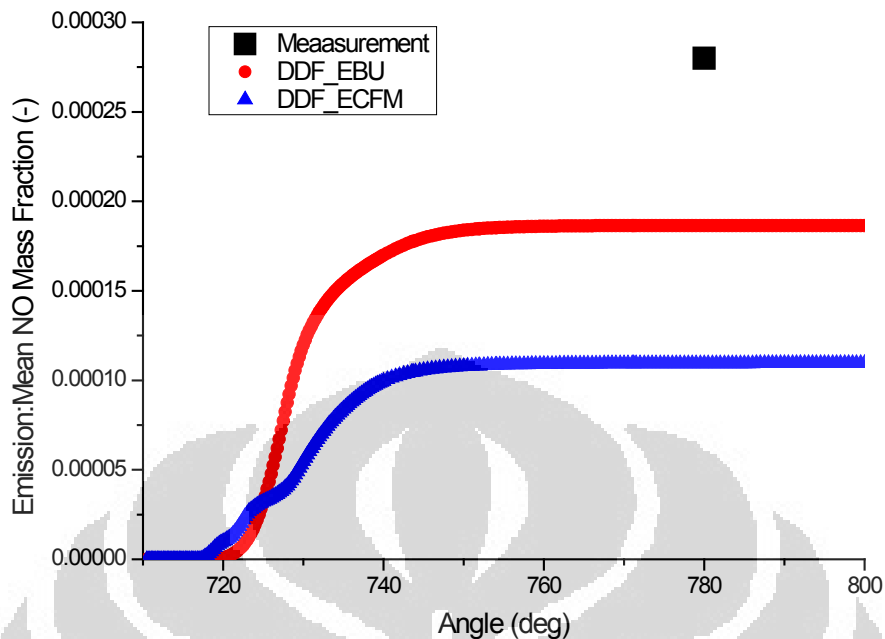
4.4 Analisa Pembentukan Emisi NOx



Gambar 22. Grafik prediksi emisi NOx pada mesin diesel dibandingkan dengan data pengukuran

Gambar 22 di atas menyajikan grafik pembentukan emisi NOx dari hasil simulasi mesin diesel dengan pengukuran mesin diesel yang dilakukan pada saat pengujian. Pengukuran hasil pengujian dilakukan dengan *AVL Emission Analysis and Measurement* yang terdapat di laboratorium motor bakar. Dari hasil pengukuran tersebut kemudian dikonversi kedalam fraksi massa.

Hasilnya terlihat pada grafik di atas bahwasanya data pengukuran berada diantara hasil simulasi dengan model *Ebu* dan model *Ecfm*. Dari kedua hasil simulasi menunjukkan trend grafik yang sama kemudian setelah terjadi pembakaran kedua hasil simulasi mengalami kenaikan yang signifikan. Kenaikan yang terjadi pada model *Ebu* lebih besar dibandingkan dengan kenaikan model *Ecfm*, kenaikan ini terjadi setelah proses pembakaran terkendali selesai, kemudian grafik mulai konstan sejak late combustion berakhir, disitu menunjukkan hasil prediksi NOx yang terbentuk. Prediksi yang paling mendekati adalah Model *Ecfm*, hal ini menunjukkan bahwasanya kecepatan dan ketebalan lidah api pembakaran yang merupakan karakteristik model *Ecfm* cenderung menghasilkan prediksi NOx yang peka terhadap efek pembakaran.



Gambar 23. Grafik prediksi emisi NOx pada mesin diesel bahan bakar ganda dibandingkan dengan data pengukuran

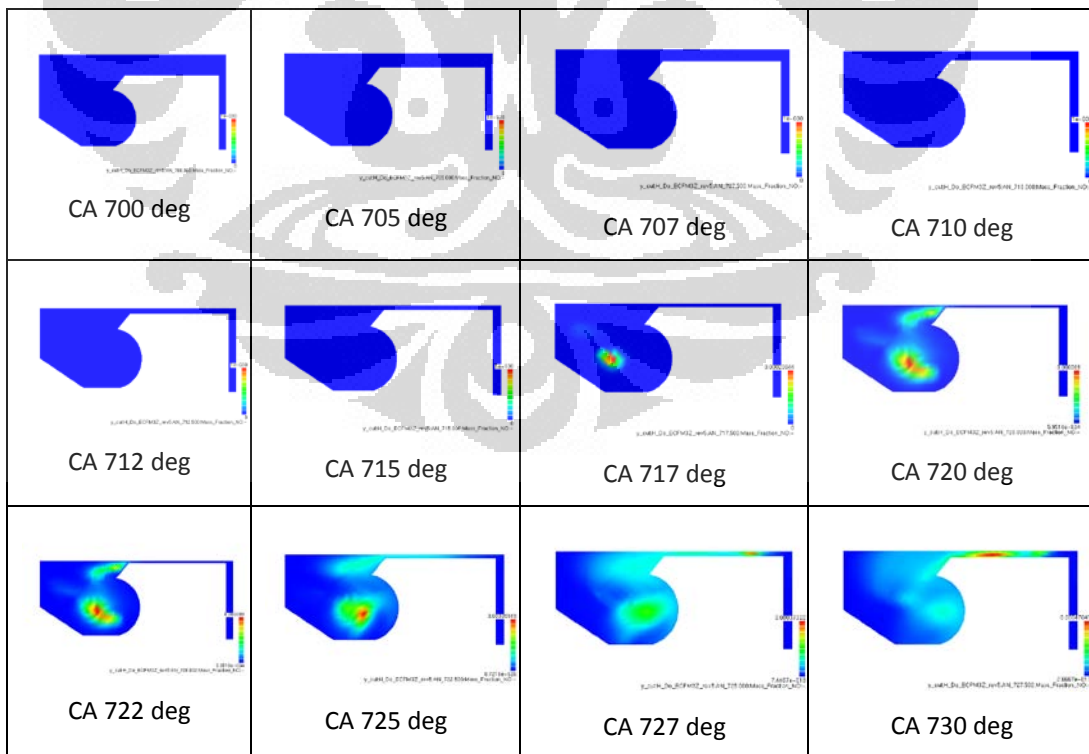
Gambar 23 diatas menyajikan grafik pembentukan emisi NOx dari hasil simulasi diesel bahan bakar ganda dengan pengukuran diesel dual yang dilakukan pada saat pengujian. Dari hasil pengukuran dikonversi kedalam fraksi massa. Hasilnya terlihat pada grafik diatas bahwasanya data pengukuran berada diatas dari kedua simulasi dengan model *Ebu* dan model *Ecfm*. Prediksi yang paling mendekati adalah model *Ebu* diakarenakan model ini memiliki grafik yang lebih besar dibandingkan dengan model *Ecfm*, hal ini menunjukkan bahwasanya kedua model cenderung memberikan inisiasi pembentuka emisi yang kurang peka terhadap efek penambahan gas yang terbakar.

Secara umum, tahapan pembentukan NOx secara terdapat tiga prinsip pembentukan :

1. Panas NO terbentuk akibat pemisahan diri dari molekul udara-nitrogen. (Bowman; Hanson and Salimian; Polifke)
2. Baik NO (maupun lebih banyak lagi NO) terbentuk akibat 'tumbukkan' dari potongan-potongan rantai hidrokarbon pada nitrogen-udara (Bowman; Görner)
3. NO terbentuk dari nitrogen yang terkandung dalam bahan bakar.

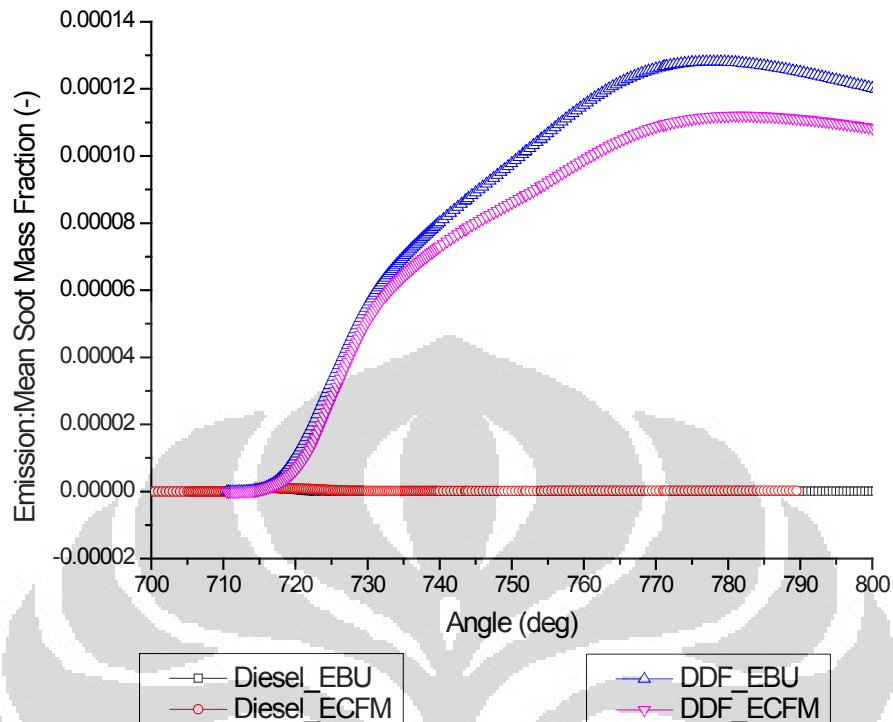
Dalam pembakaran, NO_x terbentuk dari dua sumber yaitu dari molekul nitrogen (N₂) yang ada di udara pembakaran dan dari nitrogen yang terikat dalam bahan bakar. Terdapat empat mekanisme kimia yang berbeda yang menjelaskan pembentukan NO_x dalam pembakaran yaitu mekanisme termal NO_x, mekanisme cepat NO_x, mekanisme bahan bakar NO_x dan reburning. Mekanisme thermal NO_x terbentuk dari oksidasi nitrogen atmosfer yang muncul molekul di udara pembakaran pada suhu yang relatif tinggi.

Mekanisme cepat NO_x terbentuk oleh reaksi nitrogen atmosfer dengan radikal hidrokarbon dalam bahan bakar kaya di daerah api pembakaran, yang kemudian teroksidasi untuk membentuk NO_x. Mekanisme bahan bakar NO_x terbentuk dari nitrogen terikat dalam bahan bakar dan biasanya diasumsikan dilanjutkan melalui pembentukan HCN dan / atau NH₃ yang teroksidasi menjadi NO ketika sedang bereaksi dikurangi menjadi N₂ sesuai dengan reaksi keseluruhan (*De Soete*). Mekanisme reburning mengurangi emisi NO_x total dengan penambahan hidrokarbon yang mengandung bahan bakar yang bereaksi dengan NO_x. **Gambar 24** menunjukkan proses pembentukan emisi NO_x yang muali terbentuk setelah terjadi pembakaran, skala grafik terlampir.



Gambar 24. Visualisasi parameter pembentukan emisi NO_x hasil simulasi

4.5 Analisa Pembentukan Emisi Soot



Gambar 25. Grafik prediksi emisi soot hasil simulasi

Gambar 25 di atas menyajikan grafik pembentukan emisi Soot proses pembakaran mesin diesel maupun diesel bahan bakar ganda dari hasil simulasi. Dari grafik di atas menunjukkan bahwasanya diesel bahan bakar ganda memiliki emisi Soot yang lebih tinggi dibandingkan dengan mesin diesel murni. Dari dua model pembakaran yang digunakan menunjukkan trend yang sama dimana proses pembentukan emisi Soot dimulai setelah terjadinya pembakaran.

Proses pembentukan partikel jelaga ditandai dengan konversi gas-padat, dimana fase padat tidak menunjukkan bahan kimia yang seragam dan topologi fisik. Pembentukan jelaga, yaitu konversi hidrokarbon kaya, senyawa alifatik hanya melibatkan sejumlah kecil atom karbon menjadi gumpalan yang terdiri dari hasil proses kimia yang sangat kompleks yang melibatkan ratusan reaksi dan spesies radikal. Partikel oksidasi terjadi terutama karena tumbukan atom oksigen ke partikel karbon dalam kondisi suhu tinggi.

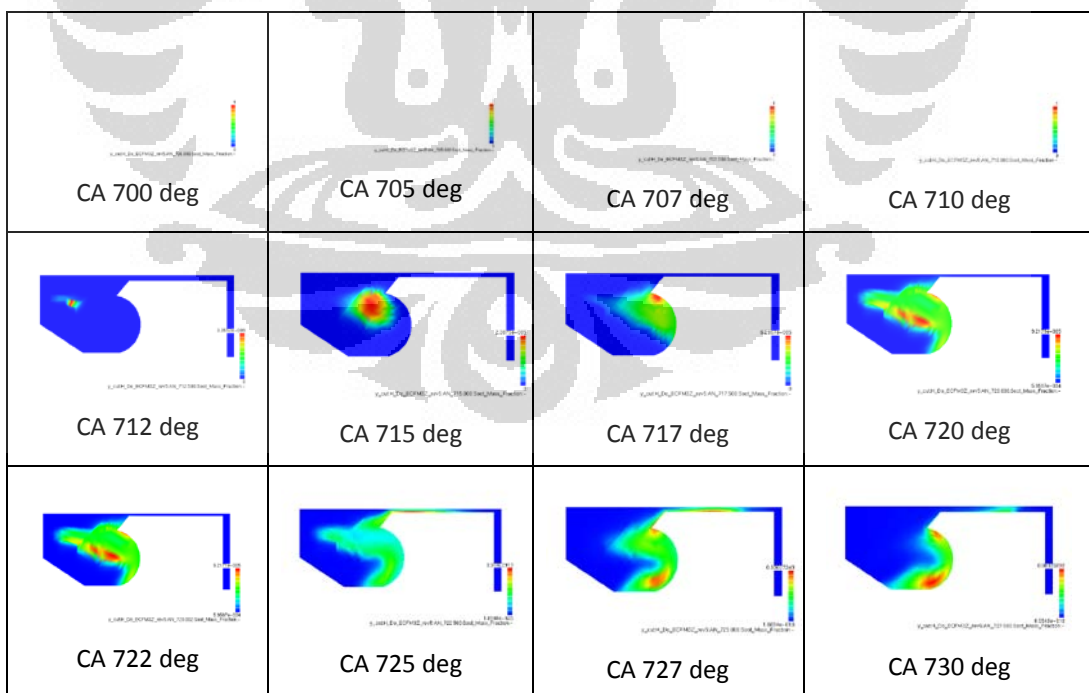
Terlepas dari kompleksitas proses dasar, reaksi individu berkontribusi terhadap pembentukan jelaga dan tingkat oksidasi dapat dikaitkan dengan

parameter api, seperti fraksi bakar massa, tekanan parsial oksigen, temperatur nyala dan atau intensitas pencampuran turbulen.

Model pembakaran yang digunakan menghitung jelaga dari sebagian kecil volume yang ada, terintegrasi dengan kepadatan probabilitas dari fraksi campuran, sebagai fungsi dari laju disipasi skalar, tekanan dan suhu oksidator. Empat faktor kontribusi yang berpengaruh dalam proses pembentukan jelaga adalah pertumbuhan permukaan api, oksidasi, partikel awal dan fragmentasi molekul.

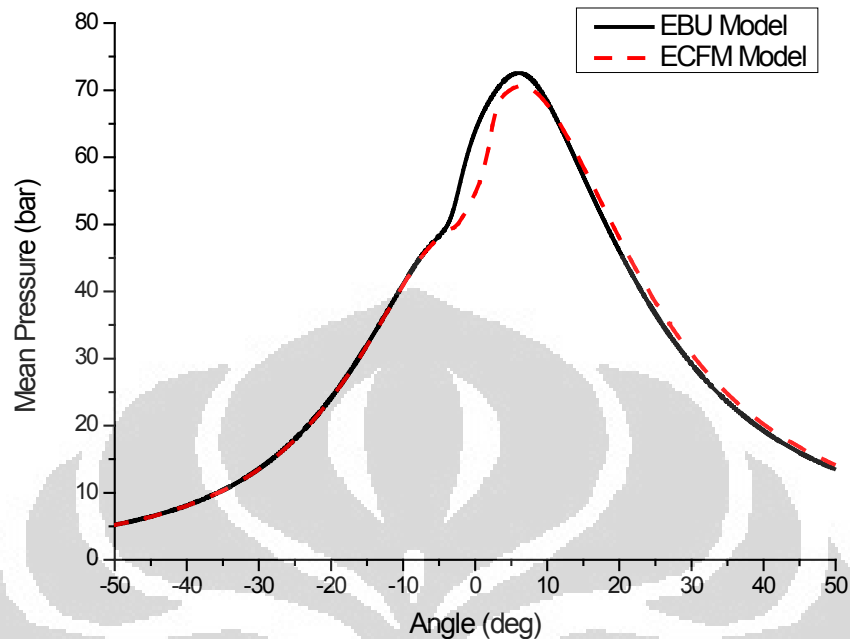
Dari keempat faktor tersebut memiliki skala masing-masing yang dihubungkan dengan distribusi tekanan skalar, tingkat disipasi dan suhu. (Mauss dan Balthasar). Faktor skala dikalikan dengan luas integral dari luas permukaan dari distribusi tekanan skalar, tingkat disipasi dan suhu. Daerah yang terpisahkan menentukan secara kualitatif seberapa besar kontribusi dari masing-masing hubungan tersebut.

Gambar 26 dibawah ini merupakan hasil visualisasi pembentukan emisi soot. Skala grafik terlampir, pembentukan emisi soot terlihat pada gambar bahwasanya baru terbentuk setelah proses pembakaran.



Gambar 26. Visualisasi parameter pembentukan emisi soot hasil simulasi

4.6 Analisa Model Pembakaran

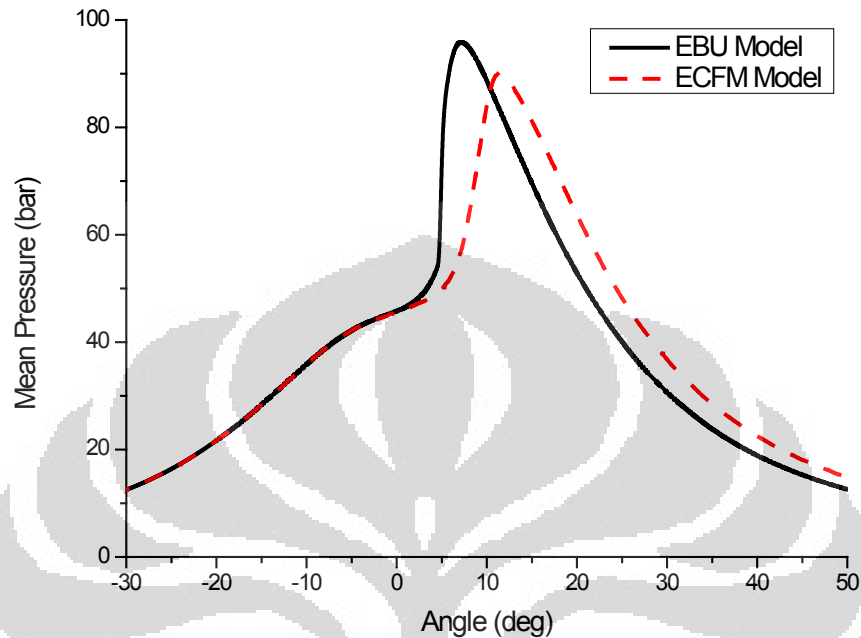


Gambar 27. Grafik perbandingan tekanan mesin diesel model Ebu dengan model Ecfm

Dari kedua model pembakaran mesin diesel baik yang digunakan untuk simulasi mesin diesel maupun mesin dual fuel hasil yang disajikan pada **gambar 27** memiliki kecenderungan bentuk yang sama. Dari grafik diatas terlihat bahwasanya kedua model pembakaran mempunyai trend yang sama disaat periode *ignition delay*, model *Ecfm* mempunyai *ignition delay* yang lebih panjang dibandingkan dengan model *Ebu*, hal ini dikarenakan model *Ecfm* mengasumsikan proses pembakaran dihitung dari kecepatan dan ketebalan lidah api yang cenderung sedikit lama terjadi pembakaran, sedangkan model *Ebu* mengasumsikan proses pembakaran terjadi apabila golakan antara reaktan dan oksidan.

Pada periode *premixed combustion* model *Ebu* memiliki nilai yang lebih tinggi dibandingkan dengan model *Ecfm*, hal ini menunjukkan bahwasanya proses golakan lebih dominan dibandingkan dengan kecepatan dan ketebalan lidah api. Dominan model *Ebu* terus dilanjutkan pada saat pembakaran terkendali terjadi dimana puncak dari grafik tekanan dimiliki oleh model *Ebu*. Setelah terjadi

pembakaran terkendalai, kedua model memiliki trend garfik yang sama, hal ini menunjukkan bahwasanya golakan yang terjadi sudah mulai teredam.



Gambar 28. Grafik perbandingan tekanan mesin diesel bahan bakar ganda model Ebu dengan model Ecfm

Dari kedua model pembakaran diesel bahan bakar ganda baik yang digunakan untuk simulasi mesin diesel maupun mesin dual fuel hasil yang disajikan pada **gambar 28** memiliki kecenderungan bentuk yang sama. Dari grafik diatas terlihat bahwasanya kedua model pembakaran mempunyai nilai *ignition delay* yang sama. Kemudian dilanjutkan dengan pilot *premixed combustion* mempunyai lama pembakaran yang sama, dari kedua model mulai terdapat perbedaan ketika terjadi *primary fuel ignition delay* dan kemudian dilanjutkan dengan *rapid combustion* atau *primary fuel* terlihat perbedaan yang cukup signifikan, hal ini dikarenakan gas yang menjadi bahan bakar kedua mulai terbakar, proses golakan yang menjadi dasar perhitungan model *Ebu* mempunyai nilai yang besar sedangkan model *Ecfm* sedikit lebih halus yang mengamsumsikan kecepatan dan ketebalan lidah api.

Pada periode pembakaran difusi model *Ebu* memiliki nilai yang lebih tinggi dibandingkan dengan model *Ecfm*, Dominan model *Ebu* terus dilanjutkan pada saat pembakaran terkendalai terjadi dimana puncak dari grafik tekanan

dimiliki oleh model *Ebu*. Setelah terjadi pembakaran terkendali, kedua model memiliki trend grafik yang sama, hal ini menunjukkan bahwasanya golakan yang terjadi sudah mulai teredam.

Dari kedua model pembakaran yang digunakan memiliki karakteristik masing masing bahwasanya model *Ebu* pada setiap periode pembakaran cenderung memiliki grafik yang lebih besar dibandingkan dengan model *Ecfm*. Trend grafik model *Ebu* memiliki kecenderungan yang bagus pada saat memprediksi pembakaran mesin diesel, sedangkan trend garfik model *Ecfm* memiliki kecenderungan yang bagus pada saat meprediksi pembakaran diesel bahan bakar ganda.

Model pembakaran *Ebu* mengasumsikan *premixed turbulence flames*, reaktan (bahan bakar dan oksigen) terkandung dalam pusaran yang sama dan terpisah dari pusaran yang mengandung hasil panas pembakaran. Reaksi kimia biasanya mempunyai time scale sangat pendek dibandingkan dengan karakteristik proses turbulent trasport. Dengan demikian dapat diasumsikan bahwa laju pembakaran ditentukan oleh laju percampuran skala molekul dari pusaran yang mengandung reaktan dan produk yang mengandung panas, dengan kata lain merupakan laju disipasi pusaran. Fitur menarik dari model ini adalah tidak memerlukan prediksi fluktuasi spesies yang bereaksi.

Sedangkan model *Ecfm* berlaku untuk kedua kondisi *premixed* dan *non-premixed* berdasarkan konsep flamelet laminar, dimana kecepatan api dan ketebalan lidah api adalah nilai rata-rata, terintegrasi sepanjang bagian depan api, hanya tergantung pada tekanan, suhu dan banyaknya udara segar (*fresh air*). Model seperti menarik karena perlakuan kimia dan turbulensi dianggap dipisahkan.

Semua model *flamelet* berasumsi bahwa reaksi terjadi dalam lapisan relatif tipis yang memisahkan *fresh unburned gas* dari *fully burnt gas*. Sampai sekarang (standar *Ecfm*) deskripsi untuk penentuan kecepatan api laminar dan ketebalan terbatas untuk ϕ kekayaan tingkat antara 0,6 ~ ke ~ 1,7 (tergantung jenis bahan bakar). Oleh karena itu dimungkinkan bahwasanya simulasi dengan menggunakan model ini bisa lebih akurat apabila tingkat penentuan kecepatan dan ketebalan api lebih akurat.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisa yang dilakukan terhadap simulasi model pembakaran *Eddy Break Up* dan *Extended Coherent Flame Model* kemudian divalidasi dengan data pengujian maka dapat ditarik kesimpulan :

1. Hasil simulasi memiliki kecenderungan bentuk yang baik apabila divalidasi dengan data pengujian. Hal ini terlihat pada grafik tekanan dimana masing-masing simulasi baik simulasi mesin diesel maupun mesin diesel bahan bakar ganda memiliki kecenderungan bentuk yang baik, namun demikian pada periode tertentu masing masing model pembakaran memiliki kecenderungan yang berbeda, hal ini dikarenakan perbedaan pendekatan perhitungan yang digunakan oleh masing-masing model pembakaran.

2. Prediksi emisi hasil simulasi dari setiap model pembakaran memiliki nilai yang berbeda. Prediksi emisi NOx pada mesin diesel prediksi model *Ecfm* lebih mendekati dengan data pengukuran, sedangkan prediksi emisi NOx pada diesel bahan bakar ganda perhitungan model *Ebu* lebih mendekati dengan data pengukuran.

5.1 Saran

Berdasarkan kesimpulan diatas maka saran untuk penelitian kedepan adalah :

1. Terdapat kajian yang menarik untuk diteliti kedepan yaitu mengenai hubungan konstanta *turbulent kinetic energy* terhadap karakteristik model pembakaran.

2. Adanya potensi *extended coherent flame model* untuk diteliti lebih lanjut sebagai model pembakaran simulasi mesin diesel bahan bakar ganda.

DAFTAR PUSTAKA

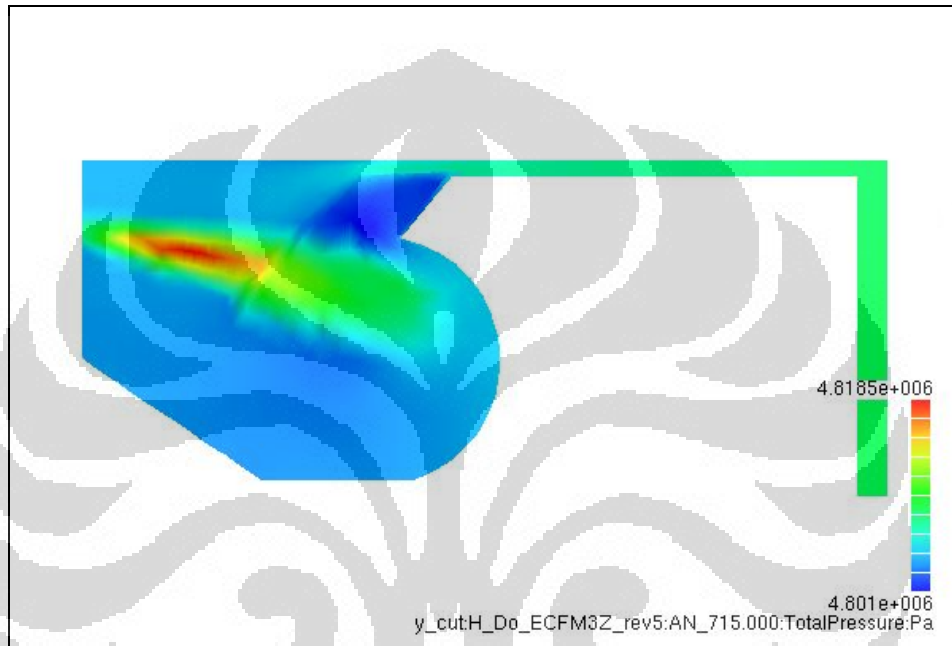
- Adrian Britas, Radu Chiriac. U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol. 73, Iss. 4, 2011 ISSN 1454-2358
- AVL FIRE Combustion Module.Revised E 17-May-2004 CFD Solver v8.3 – Combustion 08.0205.0699. Copyright © 2004, AVL
- Colin, O., Benkenida, A. *The 3-Zones Extended Coherent Flame Model (ECFM3Z) for Computing Premixed/Diffusion Combustion*. Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 59 (2004), No. 6, pp. 593-609. Copyright © 2004, Institut français du pétrole
- Ghasemi A. and M.H Djavareskhian. *Investigation of the effect of natural gas equivalence ratio and piston bowl flow field on combustion and pollutant formation of a DI dual fuel engine*. Journal of Applied Science, 2010. ISSN 1812-5654. Asian Network for Scientific Information.
- Kaario, O.T, Larmi, M, Tanner, F.X, *Comparing Single-Step and Multi-Step Chemistry Using the Laminar and Turbulence Characteristic Time Combustion Model in Two Diesel Engine*. SAE Paper 2002-01-1749, Reno, 6.5.-9.5.2002
- Kaario, Ossi. Larmi, M, Tanner, F.X., *Relating integral length scale to turbulent scale and comparing k-ε and RNG k-ε turbulence models in diesel combustion simulation*. SAE 202 Transactions Journal of Engines, pp. 1886.1900, SAE 2002-01-1117,2002.
- 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.
- Mansour, Cheikh et al. *Gas-Diesel (Dual-Fuel) Modeling in Diesel Engine Environment*. Int. J. Therm. Sci., Vol. 40 (2001): 409-424.
- Moshaberi, R., Y.Fotrosy and S.Jalalifar. *Modeling of spark ignition engine combustion : A computational and experimental study of combustion process effects on NOx emissions*.Asian Journal of Applied Science 2009. ISSN 1996-3343. Malaysia
- Nwafor OMI. *Combustion characteristics of dual fuel diesel engine using pilot injection ignition*. Institution of Engineers (India) Journal April 2003;84:22–5.
- Pirouzpanah V. and R. Khoshbakhti Saray. *A predictive for the model combustion process in dual fuel engine at part loads using a quasi dimensional multi zone model and detailed chemical kinetics mechanism.. IJE Transactions B: Applications Vol. 19, No. 1, December 2006*
- Pirouzpanah V. and K.R. Saray,. *Comparasion of thermal and radical effect of EGR gases on combustion process in dual fuel engine at part loads*. Energy CONvers. Manage. 48:1909-1918. 2007
- Sahoo a, BB., N. Sahoo b, U.K. Saha b. *Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines—A critical review* 1364-0321/\$ – see front matter 2008 Elsevier Ltd. All rights reserved.doi:10.1016/j.rser.2008.08.003
- Scarcelli, Riccardo. *Lean burn operation for natural gas/air mixtures: "The dual-fuel engines"*. Phd Thesis Universita' Degli Studi Di Roma "Tor Vergata". 2008

LAMPIRAN

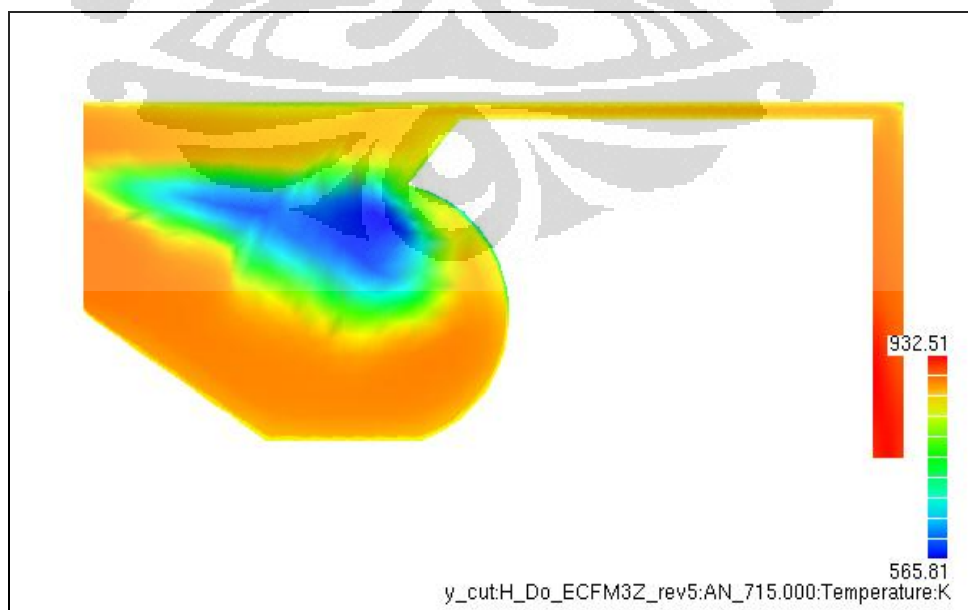



License Number File : BTMP-BPPT. Version 9.0
 INCREMENT lifetimeLimit avl 2010.0 31-dec-2012 99999 HOSTID=ANY \SIGN="029E 320B 877D 0F00 1D43 07F3 CFA1 091B 33D7
 5F58 3703 \EF75 C2A1 3A62 CCAE 2587 7638 E04D B30A A4A3 21D2" SIGN2="0017 \99BB C6FA D85C 12A9 A7D8 4F8D 1C67
 67ED E045 0501 84EA EA6C \1D07 049C 6DB6 10F7 5E89 1B8F 977F 91B9"

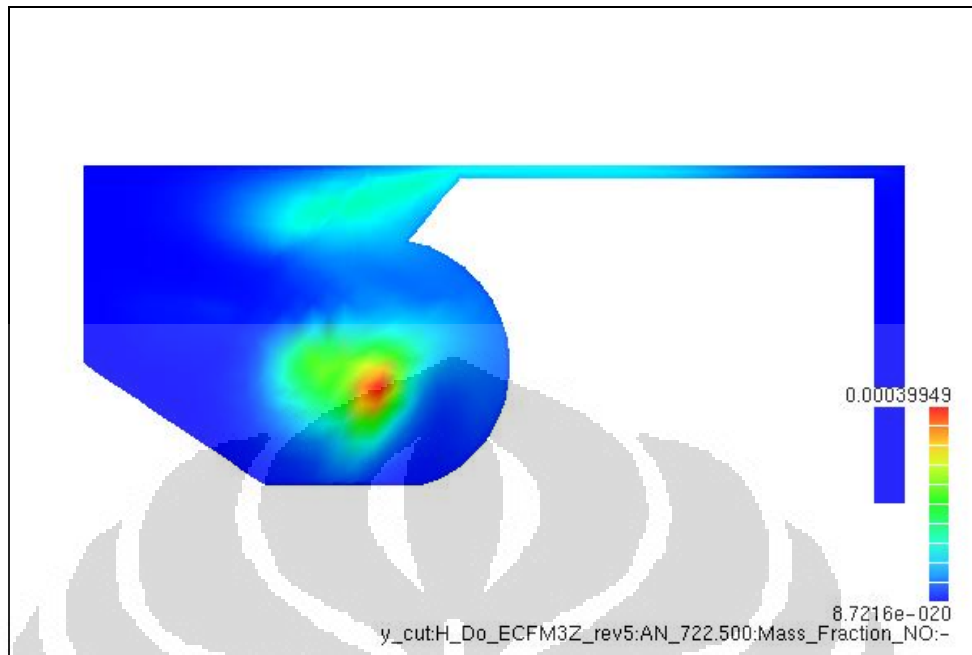
Lampiran 1. License file number Perangkat AVL Fire



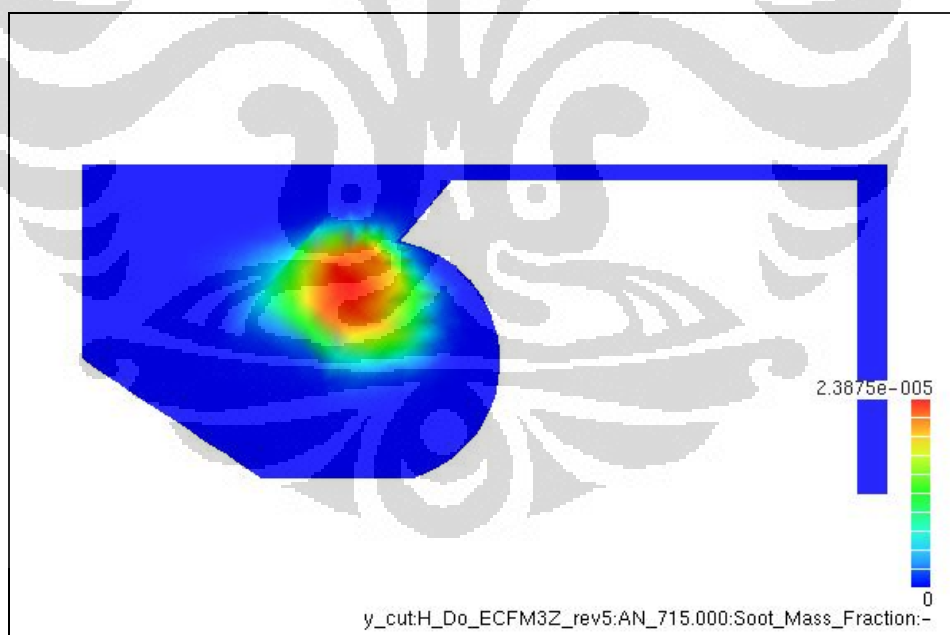
Lampiran 2. Skala gambar visualisasi tekanan hasil simulasi



Lampiran 3. Skala gambar visualisasi temperatur hasil simulasi



Lampiran 4. Skala gambar visualisasi pembentukan NOx hasil simulasi



Lampiran 5. Skala gambar visualisasi pembentukan Soot hasil simulasi