

**PERBANDINGAN SIMULASI KEPALA PISTON PADA MESIN
DIESEL KUBOTA RD 85 DI 1 T *DIRECT INJECTION*
TERHADAP EFESIENSI BAHAN BAKAR DAN DAYA MESIN**

MUHAMMAD HAFIDZ GONDO KUSUMA

5315097048



**PROGRAM STUDI PENDIDIKAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS NEGERI JAKARTA
2016**

HALAMAN PENGESAHAN UJIAN SKRIPSI

Judul : Perbandingan Simulasi Kepala Piston Pada Mesin Diesel
Kubota RD 85 DI 1T Direct Injection Terhadap Efisiensi
Bahan Bakar dan Daya Mesin

Nama : Muhammad Hafidz Gondo Kusuma

No. Registrasi : 5315097048

Program Studi : Pendidikan Teknik Mesin

Jurusan : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Menyetujui,

Nama Dosen

Tanda Tangan

Tanggal

Dosen Pembimbing I

acc sidang / ujian

Drs. Adi Tri Tyassmadi, M.Pd
NIP. 196105211986021001

AT

Dosen Pembimbing II

acc ujian 26/1-16

Lukman Arhami, S.Pd., MT
NIP. 197901032005011003

Lukman

SURAT PERNYATAAN

Yang bertanda tangan dibawah ini :

Nama : Moch. Hafidz Gondo Kusuma

No. Reg : 5315097048

Prodi : Pendidikan Teknik Mesin (S1)

Fakultas : Fakultas Teknik Universitas Negeri Jakarta

Dengan ini saya menyatakan bahwa dalam Tugas Akhir Skripsi ini benar-benar karya saya sendiri dan tidak terdapat karya yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar sarjana pendidikan atau gelar lainnya di suatu perguruan tinggi, dan sepanjang pengetahuan saya juga tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis oleh orang lain, kecuali secara tertulis diacu dalam naskah ini dan dalam daftar pustaka.

Jakarta, Januari 2016

Penulis

Moch. Hafidz Gondo Kusuma
No. Reg 5315097048

ABSTRAK

MOCH HAFIDZ GONDO KUSUMA. Perbandingan Simulasi Kepala Piston Pada Mesin Diesel Kubota RD 85 DI 1T Direct Injection Terhadap Efisiensi Bahan Bakar dan Daya Mesin. Skripsi, Jakarta: Program Studi Pendidikan Teknik Mesin, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Jakarta, 2016.

Penelitian simulasi ini bertujuan untuk mengetahui perbandingan kepala piston dengan dengan 2 (dua) variable untuk mendapatkan hasil efisiensi bahan bakar dan daya mesin pada kecepatan 1200 Rpm sampai 2200 dengan merubah bentuk bowl piston standart pada mesin Kubota RD 85 DI

Penelitian ini menggunakan metode literatur, simulasi, kompratif, dan pengolahan data. Penelitian dilakukan dengan menjalankan simulasi dan software yang digunakan adalah software AVL fire dengan membandingkan mesin standart Kubota RD 85 DI 1T dengan model bowl piston type A dan type B dengan beberapa parameter yang telah ditentukan. Kemudian hasil dari simulasi tersebut berupa grafik yang selanjutnya dibuat kesimpulan.

Kesimpulan dari penelitian ini adalah hasil dari running simulasi pada piston type B yang memiliki Torsi, Power dan Konsumsi bahan bakar yang baik. Hal ini bisa dilihat dari nilai Torsi pada Rpm 1200 mendapatkan torsi maksimal 3,67 Kg.m, dan pada piston type A torsi maksimum pada Rpm 1600 mendapatkan hasil 3,21 Kg.m. Selanjutnya pada Power piston type B hasil yang didapat power maksimumnya 8,15 kW pada Rpm 2200, dan pada piston type power maksimumnya 3,78 kW. Dan terakhir untuk Konsumsi bahan bakar piston type B pada Rpm 2200 hasil yang didapat adalah 233,034 (g/kW.h), untuk piston type A hasil yang didapat pada Rpm 2200 adalah 299,971 (g/kW.h). Sehingga kesimpulan dari data tersebut menunjukkan hasil yang baik adalah piston type B

Kata kunci: kepala piston efisiensi bahan bakar dan daya mesin.

ABSTRACT

MUHAMMAD HAFIDZ GONDO KUSUMA. *Comparison of Simulation Bowl Piston Kubota Diesel Engines RD 85 DI IT Against Direct Injection Fuel Efficiency and Power Engineering.* Thesis, Jakarta: Study Program of Mechanical Engineering, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, State University of Jakarta, in 2016.

This simulation study aims to determine the piston head comparison with the 2 (two) variables to get the fuel efficiency and engine power at a speed of 1200 rpm to 2200 by changing the shape of the piston bowl standard on Kubota engines RD 85 DI.

This study uses literature, simulation, kompratif, and data processing. The study was conducted by running a simulation and software used is fire AVL software by comparing the standard engine Kubota RD 85 IN IT model piston bowl type A and type B with some parameters have been determined. Then the results of the simulation in the form of graphs which then made conclusions.

The conclusion from this study is the result of running the simulation in piston type B that have Torque, power and good fuel consumption. It can be seen from the value of torque at 1200 rpm to get maximum torque of 3.67 kg m, and the piston type A maximum torque at 1600 rpm 3.21 mendapatkan results Kg.m. Furthermore, the Power piston type B results obtained maximum power of 8.15 kW at 2200 rpm, and the piston-type maximum power of 3.78 kW. And final consumption of fuels for piston type B at 2200 rpm results obtained are 233.034 (g / kW.h), for piston type A results obtained on Rpm 2200 is 299.971 (g / kW.h). So that the conclusions from these data showed a good result is a piston type B

Keywords: piston bowl for fuel efficiency and engine power.

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT berkat rahmat serta hidayah-Nya penulis dapat menyelesaikan skripsi yang berjudul “ Perbandingan Simulasi kepala piston pada Mesin Diesel Kubota RD 85 DI 1T *Direct Injection* terhadap efisiensi bahan bakar dan daya mesin”.

Dalam penulisan ini, penulis banyak mendapat bimbingan dan dukungan dari berbagai pihak. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Bapak Ahmad Kholil, ST., MT. Selaku Koordinator Skripsi Jurusan Teknik Mesin, Universitas Negeri Jakarta.
2. Bapak Drs. Adi Tri Tyassmadi, M.Pd. Selaku Dosen Pembimbing I
3. Bapak Lukman Arhami, S.Pd., MT Selaku Dosen Pembimbing II
4. Bapak, Ibu, dan Keluarga, yang selalu memberi dukungan baik secara moral maupun material.
5. Ibu Prastiwi Dewanti Wulandari, SE. Yang selalu memberi dukungan moral.
6. Seluruh Dosen, Karyawan, dan Keluarga Besar Teknik Mesin, Universitas Negeri Jakarta serta seluruh pihak yang telah memberikan bantuan yang berguna bagi kelancaran penyusunan skripsi ini
7. Teman-teman Teknik Mesin, Universitas Negeri Jakarta (khususnya angkatan 2009)

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa tulisan ini masih banyak kekurangan, dan besar harapan penulis semoga skripsi ini dapat memberikan manfaat bagi penulis khususnya dan bagi pembaca semua pada umumnya.

Jakarta, Januari 2016

Muhammad Hafidz G.K

DAFTAR ISI

ABSTRAK	iii
KATA PENGANTAR	iv
DAFTAR ISI.....	vi
DAFTAR GAMBAR	vii
DAFTAR TABEL.....	xii
DAFTAR LAMPIRAN	xiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang Masalah.....	1
1.2 Identifikasi Masalah	3
1.3 Batasan Penelitian	3
1.4 Perumusan Masalah.....	4
1.5 Tujuan Penelitian.....	4
BAB II LANDASAN TEORI.....	5
2.1 Motor Diesel.....	5
2.2 Prinsip Pembakaran Motor Diesel.....	6
2.3 Prinsip Kerja Motor Diesel 4 Langkah.....	7
2.3.1 Langkah Hisap	7
2.3.2 Langkah Kompresi	8
2.3.3 Langkah Hisap	8
2.3.4 Langkah Buang	9
2.4 Ruang Bakar Motor Diesel.....	10
2.4.1 Ruang Bakar Injeksi Tidak Langsung (Indirect Injection)	10
2.4.2 Ruang Bakar Kamar Pusat	11
2.4.3 Ruang Bakar Injeksi Langsung (Direct Injection).....	12
2.5 Piston dan Kelengkapannya	13
2.5.1 Konstruksi mekanisme Piston.....	13
2.5.2 Cincin Piston dan Kerapatan Udara	15
2.5.3 Cincin Minyak Pelumas	15
2.6 Parameter dan Terminologi pada Motor Diesel	16
2.6.1 Torsi (Torque)	16
2.6.2 Kerja (usaha)	16
2.6.3 Daya (power)	17
2.6.4 Brake Mean Effective Pressure (BMEP)	19
2.6.5 Konsumsi Bahan Bakar / Fuel Consumption (FC)	19
2.6.6 Efisiensi Motor Bakar	19
2.6.7 Efisiensi Numerik	20
2.7 Common Rail	21
2.8 Aplikasi Software Avl Fire	23
2.9 Kerangka Berfikir	25
3.0 Hipotesis	25

BAB III	METODOLOGI PENELITIAN	26
3.1	Tempat dan Waktu Penelitian	26
3.2	Metode Penelitian	26
3.3	Validate Software	26
3.4	Alur Pengujian	28
3.5	Deskripsi Alat Analisa	29
3.6	Prosedur Pelaksanaan Operasi	29
3.6.1	Persiapan Mekanis	29
3.6.2	Model Piston	31
3.7	Pengambilan Data	34
3.7.1	Output Report	35
3.8	Avl Fire Workflow	36
3.8.1	Kesimpulan dan Saran	37
BAB IV	HASIL PENELITIAN	38
4.1	Deskripsi Data	38
4.2	Data Pengukuran Piston	38
4.2.1	Analisa Torsi	45
4.2.2	Analisa Power	46
4.2.3	Analisa BSFC (Brake Spesific Fuel Compsumtion)	47
4.2.4	Hasil Pembakaran dalam	48
4.2.4.1	Pembakaran pada 1200 Rpm	48
4.2.4.2	Pembakaran pada 1400 Rpm	50
4.2.4.3	Pembakaran pada 1600 Rpm	52
4.2.4.4	Pembakaran pada 1800 Rpm	54
4.2.4.5	Pembakaran pada 2000 Rpm	56
4.2.4.6	Pembakaran pada 2200 Rpm	58
4.3	Menjalankan Simulasi Ese Diesel	60
4.3.1	General data	60
4.3.2	Piston Movement Spesification	60
4.3.3	Sketcher	61
4.3.4	Meshher	64
4.3.5	Simulasi Parameter	65
4.3.6	Running Simulasi	67
4.3.7	Analysier	68
4.3.8	Report Generator	69
4.4	Menjalankan Simulasi Avl fire Workflow	69
BAB V	KESIMPULAN DAN SARAN	78
5.1	Kesimpulan	78
5.2	Saran	78
DAFTAR PUSTAKA	79
LAMPIRAN – LAMPIRAN	80

DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar 2.1 Langkah Hisap	7
Gambar 2.2 Langkah Kompresi	8
Gambar 2.3 Langkah Usaha	9
Gambar 2.4 langkah Buang	9
Gambar 2.5 Ruang bakar <i>Prechamber</i>	10
Gambar 2.6 Ruang bakar kamar pusat	11
Gambar 2.7 Ruang bakar Injeksi langsung	12
Gambar 2.8 Piston dan kelengkapannya	15
Gambar 2.9 Torsi	16
Gambar 2.10 ECU Commonrail.....	22
Gambar 2.11 Halaman Utama Avl fire	24
Gambar 2.12 Kerangka Pemikiran Teoritis	25
Gambar 3.1 Diagram metode penelitian	29
Gambar 3.2 Diagram Alur Simulasi	30
Gambar 3.3 Model Bowl 2D	31
Gambar 3.4 Spray Model 3D	31
Gambar 3.5 Piston type A	32
Gambar 3.6 Piston type B	32
Gambar 3.7 contoh Meshes	36
Gambar 3.8 Ouput report	36
Gambar 3.9 hasil 3D <i>Combution</i>	37
Gambar 4.1 Mesin Kubota RD 85	38

Gambar 4.2 Piston 3D Standart Kubota RD 85	40
Gambar 4.3 Piston 2D Standart Kubota RD 85	40
Gambar 4.4 Piston 3D Type A	41
Gambar 4.5 Piston 2D Type A	41
Gambar 4.6 Piston 3D Type B	42
Gambar 4.7 Piston 2D Type B	42
Gambar 4.8 Grafik hasil simulasi untuk Torsi	45
Gambar 4.9 Grafik hasil simulasi untuk Power	46
Gambar 4.10 Grafik hasil simulasi untuk BSFC	47
Gambar 4.11 CA 707 1200 Rpm	48
Gambar 4.12 CA 720 1200 Rpm	48
Gambar 4.13 CA 765 1200 Rpm	49
Gambar 4.14 CA 770 1200 Rpm	49
Gambar 4.15 CA 720 1400 Rpm	50
Gambar 4.16 CA 755 1400 Rpm	50
Gambar 4.17 CA 765 1400 Rpm	51
Gambar 4.18 CA 770 1400 Rpm	51
Gambar 4.19 CA 720 1600 Rpm	52
Gambar 4.20 CA 755 1600 Rpm	52
Gambar 4.21 CA 765 1600 Rpm	53
Gambar 4.22 CA 770 1600 Rpm	53
Gambar 4.23 CA 720 1800 Rpm	54
Gambar 4.24 CA 745 1800 Rpm	54
Gambar 4.25 CA 755 1800 Rpm	55
Gambar 4.26 CA 770 1800 Rpm	55

Gambar 4.27 CA 720 2000 Rpm	56
Gambar 4.28 CA 745 2000 Rpm	56
Gambar 4.29 CA 765 2000 Rpm	57
Gambar 4.30 CA 770 2000 Rpm	57
Gambar 4.31 CA 720 2200 Rpm	58
Gambar 4.32 CA 745 2200 Rpm	58
Gambar 4.33 CA 765 2200 Rpm	59
Gambar 4.34 CA 770 2200 Rpm	59
Gambar 4.35 General Data	60
Gambar 4.36 Piston <i>Movement Spesification</i>	61
Gambar 4.37 <i>Sketcher</i> (piston)	61
Gambar 4.38 Template Picture	62
Gambar 4.39 <i>Sketcher (Injector)</i>	63
Gambar 4.40 <i>Sketcher (Block Structure)</i>	64
Gambar 4.41 <i>Meshes</i>	64
Gambar 4.42 <i>Simulation Parameters</i>	65
Gambar 4.43 <i>Simulation (Run Mode)</i>	66
Gambar 4.44 <i>Running Simulation</i>	67
Gambar 4.45 Hasil Analisa <i>Grapich</i>	68
Gambar 4.46 Output spesifikasi total	69
Gambar 4.47 <i>Run Model</i>	70
Gambar 4.48 <i>Module Activation</i>	71
Gambar 4.49 <i>Boundary Condition</i>	71
Gambar 4.50 Kondisi awal	72
Gambar 4.51 Equation control	73

Gambar 4.52 Output control	73
Gambar 4.53 Modules	74
Gambar 4.54 <i>Combution control</i>	75
Gambar 4.55 <i>Combution model</i>	76
Gambar 4.56 <i>Particle Introduction methodes</i>	77

DAFTAR TABEL

	Halaman
Tabel 3.1 Spesifikasi Engine Kubota RD 85 DI 1 T	28
Tabel 3.2 Parameter penentuan kondisi batas	32
Tabel 3.3 Data Awal mesin Kubota RD 85 DI 1T	33
Tabel 4.1 Hasil simulasi mesin Kubota	42
Tabel 4.2 Hasil simulasi pada piston Type A	42
Tabel 4.3 Hasil simulasi pada piston Type B.....	43

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran	Judul	Halaman
Lampiran 1	: Hasil Output ESEkubTYPEA	80
Lampiran 2	: Hasil Output ESEKubTYPEB	84
Lampiran 3	: Grafik Output Type A	88
Lampiran 4	: Grafik Output Type B.....	89

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar belakang masalah

Masalah lingkungan hidup dan pemanasan global yang diakibatkan oleh kendaraan kini menjadi fokus perhatian di banyak negara, termasuk di Indonesia. Ada berbagai hal yang menyebabkan dan berkaitan antara masalah lingkungan dengan kendaraan diantaranya emisi gas buang kendaraan bermotor dan penggunaan bahan bakar, gas buang kendaraan menghasilkan beberapa jenis zat yang berbahaya bagi kesehatan manusia, beberapa diantaranya adalah karbon monoksida (CO), Sulfur Oksida (SO_x) dan Nitrogen Oksida (NO_x). Sedangkan pemakaian bahan bakar pada kendaraan bermotor dapat berdampak pada semakin berkurangnya bahan bakar dari fosil - fosil tumbuhan dan hewan yang merupakan bahan bakar tak terbarukan, contoh dari bahan bakar fosil yaitu minyak bumi, gas alam dan batu bara.

Data dari Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral (KESDM) cadangan minyak bumi di Indonesia selalu turun dari tahun ke tahun, di tahun 2010 cadangan minyak bumi di Indonesia sebesar 7,76 milyar barel, kemudian di tahun 2011 cadangan minyak bumi di Indonesia sebesar 7,7 milyar barel, sedangkan pada tahun 2012 cadangan minyak bumi di Indonesia sebanyak 7,40 milyar barel¹.

Selain itu menurut data dari Badan Pusat Statistik (BPS) jumlah seluruh kendaraan meliputi sepeda motor, mobil penumpang, bus dan truk yang ada di Indonesia pada tahun 2012 berjumlah 94.373.324 unit². Jika seandainya 1 kendaraan perhari menggunakan 1 liter bahan bakar maka

¹ "Cadangan minyak bumi di Indonesia tahun 2012"

<http://prokum.esdm.go.id/Publikasi/Statistik/Statistik%20Minyak%20Bumi.pdf> (Kamis , 18.40 WIB)

² "Jumlah kendaraan di Indonesia tahun 2012"

http://www.bps.go.id/tab_sub/view.php?tabel=1&id_subyek=17¬ab=12 (Jumat, 14.30 WIB)

dalam 1 hari per kendaraan memerlukan 94.373.324 liter bahan bakar. Dapat dibayangkan Indonesia akan mengalami krisis bahan bakar minyak dalam beberapa tahun lagi jika tidak ditemukan cadangan minyak bumi baru dalam jumlah yang besar.

Peningkatan efisiensi proses pembakaran perlu dilakukan sebagai upaya untuk menekan jumlah bahan bakar yang digunakan oleh kendaraan. Ada berbagai macam upaya agar mampu menghasilkan tenaga yang lebih besar dengan efisiensi yang lebih baik, salah satu diantaranya dengan merubah kepala piston, mengapa kepala piston mesin diesel injeksi langsung (*direct injection*), karena mesin diesel direct injection bahan bakar disemprotkan langsung ke seluruh volume sisa. Dapat dikatakan motor diesel putaran tinggi dengan ruang bakar terbuka bekerja dengan puncak piston berongga supaya dapat diperoleh pusaran udara, karena perbandingan kompresi yang lebih tinggi pada puncak piston jika dibandingkan dengan yang terjadi pada dasar rongga, jadi semacam pusaran dengan tekanan³.

Distribusi bahan bakar harus dilaksanakan sedemikian baiknya, tetapi hendaknya diusahakan bahan bakar tidak mengenai dinding silinder. Namun menurut Meurer kira – kira 95% dari bahan bakar yang disemprotkan dapat di buat mengenai dinding dalam rongga pada kepala piston tersebut, sehingga membentuk lapisan⁴. Dalam hal tersebut terakhir, temperatur piston dapat dipertahankan pada 340°C untuk mengontrol penguapan pada permukaan rongga tersebut, sedangkan udara masuk dibuat berpusar⁵.

Apabila 5% bahan bakar sisanya yang disemprotkan tanpa pembentukan lapisan, cairan mulai terbakar sesudah melewati kelambatan penyalaan, maka bahan bakar yang ada pada permukaan dinding rongga akan menguap dan terbakar dengan cepat, dengan laju kenaikan tekanan

³ Wiranto Arismunandar dan Koichi Tsuda. 1986. *Motor Diesel putaran tinggi*. (Jakarta: PT Pradnya Paramita) hal. 85

⁴ *Ibid* halaman 87

⁵ *ibid*

yang rendah, tetapi dalam waktu total pembakaran yang pendek. Dengan demikian pembakaran berlangsung tanpa asap sehingga dapat diperoleh tekanan efektif rata – rata yang tinggi⁶.

Untuk mengetahui efisiensi bahan bakar, dan daya mesin maka diperlukan pengujian pembakaran dalam ruang mesin, dalam hal ini penulis menggunakan aplikasi AVL Fire, Aplikasi AVL fire sendiri telah diterapkan di BTMP untuk membandingkan nilai standart Daya mesin dan bahan bakarnya. Karna software Avl fire tersebut memang untuk mengetahui di daerah ruang bakar.

AVL Fire adalah software simulator yang dapat mengetahui uji performa dan pembakaran. Setelah dilakukan serangkaian tes yg digunakan untuk menganalisa efisiensi bahan bakar dan Daya mesin menggunakan avl Fire, maka dari itu penulis akan mengembangkan teknologi yang sedang diteliti bertujuan untuk mengetahui konsumsi Bahan bakar dan Daya nya pada mesin itu sendiri.

1.2 Identifikasi Masalah

Berdasarkan latar belakang masalah yang telah diuraikan, maka dapat diidentifikasi masalah yang berkaitan dengan proses, seperti berikut :

1. Apakah perbedaan bentuk bowl piston dapat mempengaruhi daya dan torsi pada mesin?
2. Seberapa besar perbandingan hasil pengujian simulasi bahan bakar dan daya mesin pada mesin standart?
3. Bagaimana cara proses simulasi untuk mengetahui konsumsi bahan bakar, Torsi dan Daya mesin pada Software Avl Fire?

1.3 Batasan Penelitian

Berdasarkan Identifikasi masalah di atas, dengan metode simulasi penulis membatasi permasalahan penelitian pada Penelitian ini menggunakan mesin Diesel dengan menggunakan Software Simulator yang digunakan adalah

⁶ *ibid*

AVL Fire dan hal-hal yang akan diuji adalah piston untuk mengetahui Konsumsi Bahan bakar dan Daya mesin. Tidak meluas sampai ke coordinate injeksi dan koefisien aliran udara.

1.4 Perumusan Masalah

1. Apakah ada pengaruh kepala Piston Type A terhadap Bahan bakar dan Daya mesin?
2. Apakah ada pengaruh kepala piston Type B terhadap Bahan bakar dan Daya mesin?
3. Bagaimana proses menjalankan Simulasi Avl Fire untuk membuat kepala piston Type A dan Type B?

1.5 Tujuan Penelitian

Tujuan dalam penelitian ini adalah untuk mengetahui konsumsi Bahan bakar dan Daya pada mesin diesel dan pada piston standart dengan piston yang sudah diubah dengan menggunakan metode simulasi.

BAB II

LANDASAN TEORI

2.1 Motor Diesel

Motor yang digunakan pada motor bensin dan motor diesel adalah motor jenis gerak bolak balik (*reciprocating engine*). Komponen dasar dari motor ini terdiri dari mekanisme engkol dan piston yang komponen utamanya meliputi : silinder, piston, batang piston dan poros engkol. Dari mekanisme tersebut terbentuklah suatu ruangan di atas piston yang biasa disebut sebagai ruang bakar. Prinsip kerja dari motor adalah merubah energi panas menjadi energi gerak. Panas pada motor diperoleh dari proses pembakaran di dalam motor. Karena itu agar motor dapat bekerja, maka udara dan bahan bakar harus masuk ke dalam ruang bakar, udara dan bahan bakar tersebut kemudian harus bercampur secara homogen. Setelah udara dan bahan bakar bercampur secara homogen, maka dengan adanya panas yang masuk campuran udara dan bahan bakar tersebut terbakar. Dengan terbakarnya campuran udara dan bahan bakar di dalam ruang bakar, maka panas di dalam ruang bakar akan meningkat beberapa kali lipat dan hal ini akan mengakibatkan tekanan di dalam ruang bakar menjadi tinggi sekali. Tekanan ini akan menyebabkan piston terdorong kebawah di dalam silinder. Gerakan piston ini kemudian diteruskan oleh batang piston untuk memutar poros engkol. Gerakan inilah yang menghasilkan tenaga pada motor. Campuran udara dan bahan bakar yang telah terbakar kemudian di buang.

Posisi tertinggi dari piston disebut Titik Mati Atas (TMA), sedangkan posisi paling bawah disebut Titik Mati Bawah (TMB), jarak antara TMA-TMB disebut dengan langkah piston.

Dari prinsip kerja motor diatas dapat disimpulkan bahwa agar motor dapat bekerja ada 4 proses yang harus dilakukan :

1. Motor harus memasukkan udara dan bahan bakar ke dalam silinder. Proses ini disebut proses *Isap*.

2. Agar udara dan bahan bakar dapat dibakar maka udara dan bahan bakar harus dicampur secara homogen dan berbentuk gas. Untuk mencapai hal ini maka motor harus melakukan proses *Kompresi*.
3. Setelah campuran udara dan bahan bakar bercampur secara homogen maka untuk memperoleh panas, campuran tersebut harus dibakar, kemudian panas hasil pembakaran tadi dirubah menjadi tenaga gerak oleh mekanisme piston. Proses ini disebut proses *Usaha*.
4. Agar motor dapat bekerja kembali, maka gas sisa pembakaran harus dikeluarkan dalam silinder. Proses ini disebut proses buang.

Ke empat proses tersebut harus berlangsung secara urut dan secara terus menerus. Proses isap, kompresi, usaha dan buang ini disebut satu siklus. Dilihat dari cara menyelesaikan siklus tersebut motor dapat dibagi menjadi 2 yaitu : motor 4 langkah dan motor 2 langkah.

Motor 4 langkah (biasa disebut 4 tak) adalah motor yang menyelesaikan satu siklus kerja tersebut diperlukan 4 kali gerakan piston atau 2 kali putaran poros engkol. Karena setiap langkah piston menyelesaikan 1 proses, maka pada motor 4 tak tiap langkah diberi nama sesuai dengan proses yang dilakukan. Sedangkan motor 2 langkah (2 tak) adalah motor yang menyelesaikan satu siklus hanya memerlukan 2 kali gerakan piston atau 1 putaran poros engkol.

2.2 Prinsip Pembakaran Motor Diesel

Motor diesel ditemukan akhir abad 19, pada saat itu bahan bakar disuplaikan ke motor dengan udara bertekanan tinggi, akan tetapi beberapa waktu kemudian metode tersebut telah mengalami beberapa perbaikan, salah satunya dengan menginjeksikan bahan bakar langsung ke dalam ruang bakar.

Untuk memulai pembakaran, sumber panas pada motor diesel tidak diambil dari loncatan bunga api dari busi. Tetapi sebagai sumber panas

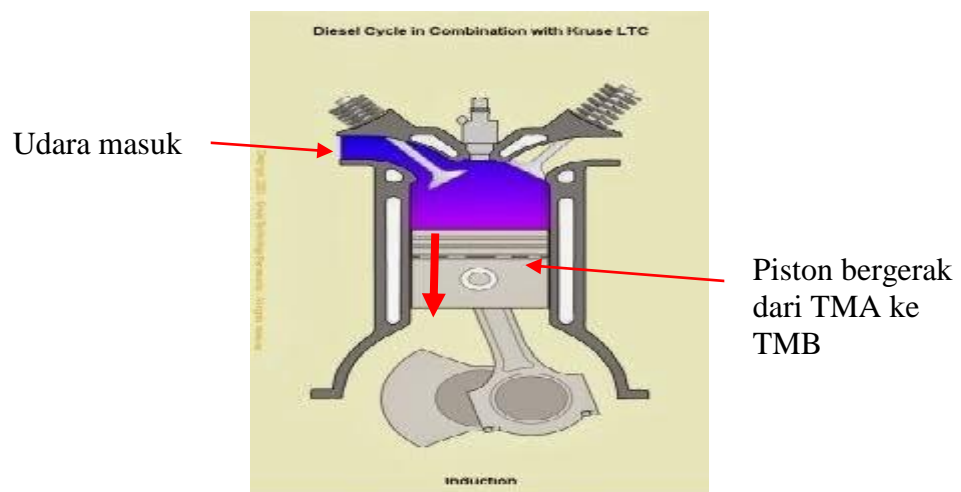
diperoleh dari tekanan kompresi (campuran bahan bakar dan udara terbakar dengan sendiri akibat tekanan kompresi). Agar campuran bahan bakar dan udara dapat terbakar sendiri diperlukan suhu minimal 350°C . Karena itu perbandingan kompresi motor diesel dibuat antara 15-22, dengan tekanan akhir langkah kompresi mencapai 20-40 bar dan suhu $500\text{-}700^{\circ}\text{C}$.

2.3 Prinsip Kerja Motor Diesel 4 Langkah

Pada motor diesel 4 langkah, katup masuk dan katup buang digunakan untuk mengontrol proses pemasukan dan pembuangan gas dengan membuka dan menutup saluran masuk dan saluran buang.

2.3.1 Langkah Isap

Pada langkah ini posisi piston berada pada Titik Mati Atas (TMA) kemudian piston bergerak turun sehingga volume ruang bakar meningkat. Pada saat yang sama katup masuk terbuka dan katup buang menutup sehingga udara segar masuk ke dalam silinder akibat adanya kevakuman melalui intake manifold. Ketika piston berada pada posisi TMB, volume ruang bakar berada pada kondisi maksimum, yaitu volume piston + volume kompresi ($V_h + V_c$).

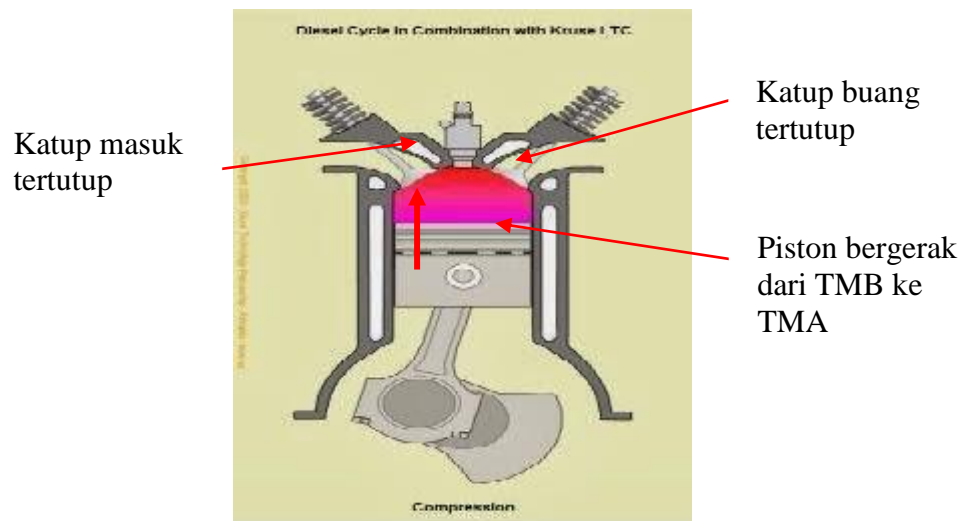


Gambar 2.1 Langkah hisap, Sumber :

<https://kembarconcept.wordpress.com/2012/06/06/cara-kerja-piston/>

2.3.2 Langkah Kompresi

Pada langkah kompresi, katup masuk dan katup buang tertutup, udara yang sudah masuk ke dalam silinder akan ditekan oleh piston yang bergerak dari TMB ke TMA. Perbandingan kompresi pada motor diesel berkisar antara 1 : 15 sampai 1 : 22. Akibat proses kompresi ini udara menjadi panas dan temperaturnya dapat mencapai 800 °C. Pada akhir langkah kompresi injektor / nozel menyemprotkan bahan bakar ke dalam udara panas yang tekanannya dapat mencapai 40 bar.

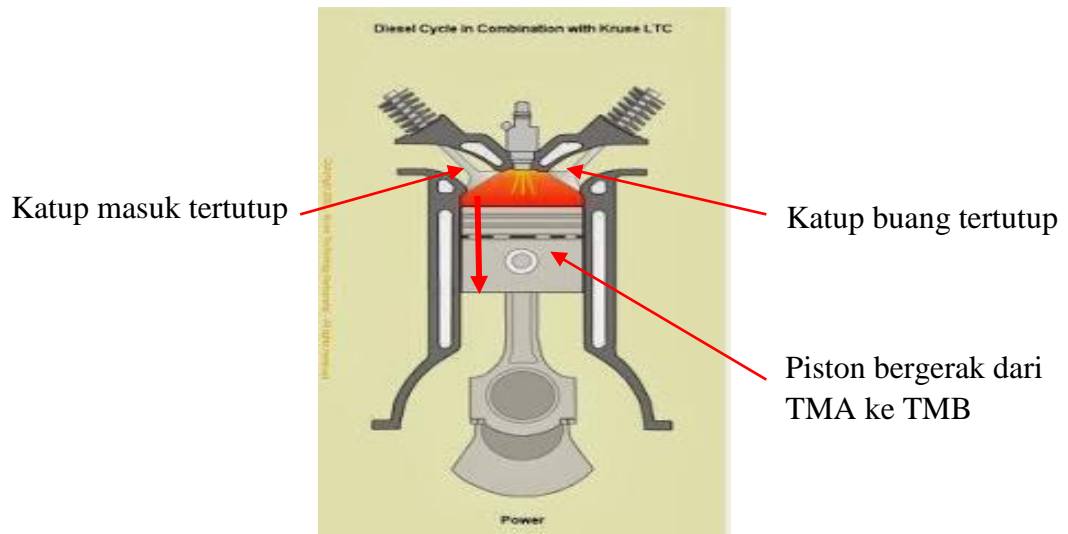


Gambar 2.2 Langkah kompresi, Sumber :

<https://kembarconcept.wordpress.com/2012/06/06/cara-kerja-piston/>

2.3.3 Langkah Usaha

Di ikuti oleh pembakaran tertunda, pada awal langkah usaha bahan bakar yang sudah teratomisasi akan terbakar sebagai hasil pembakaran langsung dan membakar hampir seluruh bahan bakar. Mengakibatkan panas di silinder meningkat dan tekanan di dalam silinder bertambah besar. Tenaga yang dihasilkan oleh pembakaran diteruskan ke piston. Piston terdorong dari TMA ke TMB akibat tekanan pembakaran dan tenaga pembakaran dirubah menjadi tenaga mekanik oleh poros engkol menjadi gerak putar. Tenaga yang dihasilkan pada langkah usaha ini sebagian disimpan dalam flywheel untuk melanjutkan proses kerja motor selanjutnya.

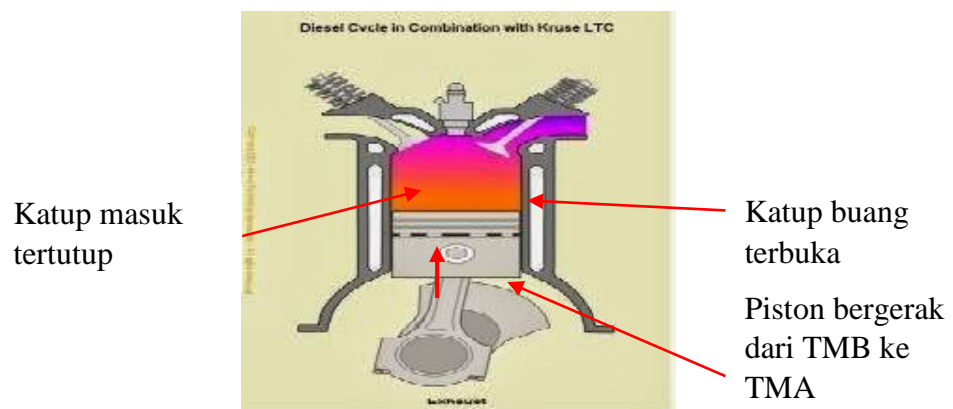


Gambar 2.3 Langkah hisap, Sumber :

<https://kembarconcept.wordpress.com/2012/06/06/cara-kerja-piston/>

2.3.4 Langkah Buang

Sebelum piston berada pada posisi TMB, katup buang terbuka dan katup masuk masih tertutup. Piston bergerak dari tmb ke TMA sehingga mendorong gas sisa pembakaran (gas buang) keluar melalui katup buang yang terbuka. Pada akhir langkah buang katup masuk terbuka sehingga udara segar masuk ke dalam silinder dan ikut mendorong gas buang keluar. Crankshaft telah selesai melakukan 2 kali revolusi dan siklus dari mesin 4 langkah dimulai kembali dari langkah Isap.



Gambar 2.4 Langkah buang, Sumber :

<https://kembarconcept.wordpress.com/2012/06/06/cara-kerja-piston/>

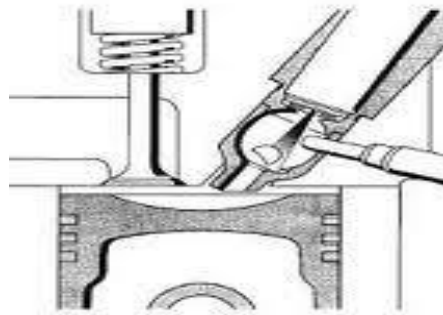
2.4 Ruang Bakar Motor Diesel

Ruang bakar yaitu suatu tempat pembakaran campuran udara dan bahan bakar. Ruang bakar dituntut untuk memungkinkan terjadinya pembakaran yang sempurna, untuk mendapatkan pembakaran yang sempurna campuran bahan bakar dan udara haruslah homogen, untuk menjadi homogen didalam ruang bakar harus terjadi turbulensi. Saat ini ada 2 macam ruang bakar yang digunakan pada motor diesel, yaitu :

2.4.1 Ruang Bakar Injeksi Tidak Langsung (*Indirect Injection*)

a. Ruang Bakar *Prechamber*

Pada ruang bakar motor diesel injeksi tak langsung campuran bahan bakar disemprotkan ke dalam ruang bakar pendahuluan (*prechamber*) yang telah dipanaskan dan disinilah awal pembakaran terjadi untuk mendapatkan campuran yang baik kemudian dilanjutkan dengan pembakaran utama di ruang bakar utama.



Gambar 2.5 Ruang bakar *prechamber*, Sumber :

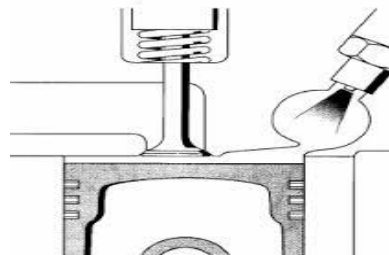
<http://www.kitapunya.net/2014/01/macam-ruang-bakar-mesin-diesel.html>

Ruang bakar diinjeksikan oleh injektor jenis throttling pintle nozel / satu lubang dengan tekanan relatif rendah (di bawah 150 bar). Permukaan ruang *prechamber* di desain secara khusus agar penyemprotan bahan bakar berada sedekat mungkin dengan udara sehingga memungkinkan bahan bakar bercampur dengan udara secara homogen.

Pembakaran dimulai di ruang bakar muka dan pada saat yang sama penyemprotan bahan bakar masih berlangsung. Saat ini campuran udara dan bahan bakar sebagian dibakar di ruang bakar prechamber kemudian disalurkan ke ruang bakar utama di atas silinder. Pada ruang bakar utama ini pencampuran bahan bakar dengan udara terus terjadi dan pembakaran dilanjutkan sampai sempurna. Proses pembakaran yang lambat dan pengontrolan pelepasan energi pada semua tingkat tekanan di dalam ruang bakar utama, menghasilkan suara mesin yang lebih rendah.

2.4.2 Ruang Bakar Kamar Puser

Ruang bakar kamar puser biasanya digunakan pada motor diesel yang digunakan untuk mobil penumpang. Pembakaran pendahuluan terjadi dalam ruang bakar tambahan yang berbentuk bola (ruang bakar kamar puser) yang dihubungkan dengan ruang bakar utama melalui sebuah leher yang membentuk sudut tangensial.



Gambar 2.6 Ruang bakar kamar puser

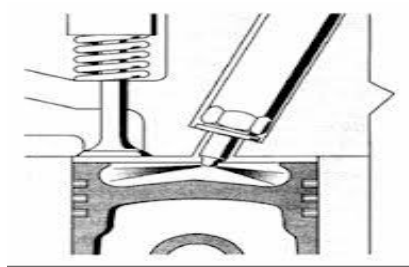
Pusaran udara yang kuat dibangkitkan selama langkah kompresi, dan bahan bakar di injeksikan ke dalam udara berpusar ini, sehingga bahan bakar dapat bercampur secara homogen dengan udara.

Pada awal proses pembakaran, campuran udara – bahan bakar disemprotkan ke dalam ruang bakar utama melalui saluran leher dan dicampur dengan udara sisa pembakaran.

Dibandingkan dengan ruang bakar *prechamber*, kerugian aliran antara ruang bakar utama dan ruang bakar tambahan lebih rendah, karena penampang saluran lebih besar. Hal ini menjadikan kehilangan panas lebih rendah, konsumsi bahan bakar lebih hemat dan efisiensi panas lebih baik.

2.4.3 Ruang Bakar Injeksi Langsung (*Direct Injection*)

Ruang bakar injeksi langsung saat ini banyak digunakan pada kendaraan komersial. Pada jenis ini ruang bakar hanya satu bagian saja yang berada langsung di atas piston dan bahan bakar diinjeksikan secara langsung ke ruang bakar tersebut (gambar 2.3). Proses atomisasi bahan bakar, pemanasan, pengabutan dan pencampuran udara bahan bakar harus terjadi di ruang bakar dalam tempo yang sangat cepat.



Gambar 2.7 Ruang bakar injeksi langsung

Seperti proses yang terjadi pada ruang bakar kamar pusar, pusaran udara dibangkitkan selama langkah isap dan kompresi. Pusaran ditimbulkan oleh bentuk saluran masuk (*intake port*) pada kepala silinder, konstruksi bagian atas piston dipadukan dengan bentuk ruang bakar menghasilkan pusaran udara pada akhir langkah kompresi, atau pada awal injeksi bahan bakar. Berbagai bentuk ruang bakar mulai dikembangkan pada motor diesel *direct injection*. Untuk memperbaiki turbulensi udara, bahan bakar harus didistribusikan secara seragam agar diperoleh campuran yang

homogen. Nozel yang digunakan adalah nozel dengan banyak lubang, posisi penyemprotannya harus dioptimalkan sesuai dengan desain ruang bakar.

2.5 Piston dan Kelengkapannya

2.5.1 Konstruksi mekanisme piston

Piston dalam bahasa Indonesia biasa disebut dengan torak. Kebanyakan piston motor diesel putaran tinggi dibuat dari bahan logam paduan aluminium, supaya ringan sehingga gaya inersia yang terjadi pada putaran tinggipun tidak terlalu besar. Gaya-gaya yang bekerja pada piston terdiri atas gaya gas pada puncak piston. Gaya inersia piston, gaya gesek antara piston dan dinding silinder, dan gaya samping piston yang tergantung pada sudut inklinasi batang penggerak maupun pada gaya – gaya tersebut diatas. Piston haruslah tahan terhadap semua gaya tersebut dan dibuat sedemikian rupa sehingga tidak terjadi kebocoran gas dari ruang bakar, tetapi harus dapat memindahkan kalor dari piston ke dinding silinder dengan sebaik-baiknya, supaya piston tidak terlalu panas⁷.

Fungsi piston adalah :

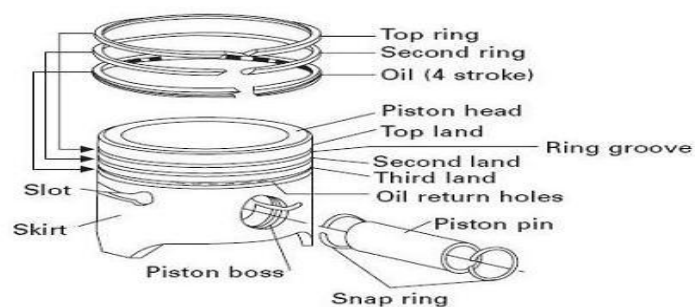
1. Untuk meneruskan tekanan gas dari ruang pembakaran ke *crank shaft*.
2. Membuat tekanan samping yang menyebabkan gerakan anguler dari *connecting rod*.
3. Sebagai perapat bagian dalam silinder, sehingga tidak terjadi kebocoran-kebocoran gas ke crank case.
4. Meneruskan panas yang diterima selama pembakaran ke dinding silinder.

⁷ Hartono, *Perencanaan Piston Motor Diesel 4 Tak Dengan Daya 340 HP Pada Putaran 1500 RPM*, (Institut Keguruan dan Ilmu Pendidikan : Jakarta, 1995). hal. 30.

Piston disamping harus dapat memenuhi fungsinya seperti yang telah disebutkan, harus juga diperhatikan berat dan kekuatan piston dengan pertimbangan :

1. Kemampuan menahan gaya ke samping karena miringnya gaya penggerak.
2. Perpindahan panas ke silinder harus baik.
3. Kuat menahan impuls tekanan gas.
4. Beratnya seminimal mungkin.
5. Sanggup memberikan pelumasan yang baik di samping gesekan yang terjadi sekecil mungkin.

Persyaratan ini dianggap paling dapat dipenuhi oleh paduan alumunium (*alluminium alloy*) yang bersifat : ringan, kekuatan tinggi serta pemindahan panas yang besar. Pada motor diesel putaran tinggi piston harus dibuat dengan pendingin yang baik. Paduan alumunium mempunyai koefisien pemuaian ± 2 kali lebih besar dari silinder besi tuang atau baja. Pendinginan piston dapat dilakukan dengan menyemprotkan minyak pelumas dari ujung *connecting rod* ke bagian bawah puncak piston, jadi piston dapat dibuat lebih tipis, ringan dan beda temperatur antara bagian atas dan bawah puncak piston dapat dikurangi⁸.



Gambar 2.8 Piston dan Kelengkapannya, Sumber : <http://teknik-otomotive.blogspot.co.id/2015/03/cara-memasang-ring-piston-pada-piston-motor-empat-tak.html>

⁸ *Ibid* hal 31

2.5.2 Cincin Piston dan Kerapatan Udara

Untuk memperkecil kebocoran udara melalui celah antara piston dan dinding silinder, maka piston harus dilengkapi dengan cincin piston (*piston ring*). Cincin piston tersebut dinamakan cincin kompresi. Cincin kompresi selain berfungsi sebagai penyekat juga berfungsi memindahkan panas dari piston ke dinding silinder.

Bahan cincin piston harus mempunyai sifat –sifat sebagai berikut :

1. Tahan aus.
2. Konduktor yang baik.
3. Karakteristik pegas tidak dipengaruhi oleh perubahan temperatur dalam silinder.

Untuk mendapatkan bahan – bahan tersebut, maka bahan cincin piston dipilih dari paduan besi tuang (*Cast Iron Alloy*).

2.5.3 Cincin Minyak Pelumas

Pada motor diesel putaran tinggi, penyaluran minyak pelumas kepermukaan piston dan silinder yang saling bergesekan, dilakukan oleh percikan minyak pelumas dari pena piston dan pangkal batang penggerak yang disebabkan oleh gaya sentrifugal. Pelumasan bantalan pangkal batang penggerak dilakukan dengan jalan menyalurkan minyak pelumas dari pompa minyak pelumas melalui saluran yang ada di dalam poros engkol. Cincin minyak pelumas berfungsi menggaruk minyak pelumas dari dinding silinder dan mengalirkannya ke dalam piston melalui saluran yang terdapat pada piston. Proses penggarukan minyak pelumas tidak berarti menghilangkan sama sekali minyak pelumas dari permukaan silinder, tetapi masih harus meninggalkan lapisan minyak pelumas secukupnya. Cincin minyak pelumas dapat dibuat dengan menggabungkan beberapa pelat tipis⁹.

⁹ *Ibid* hal 35

2.6 Parameter dan Terminologi Pada Motor Diesel

2.6.1 Torsi (*Torque*)

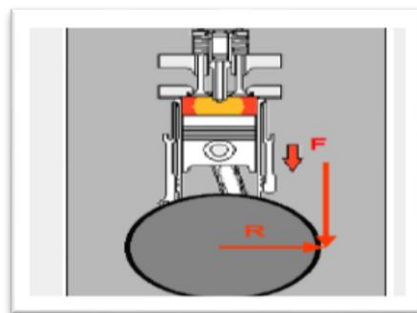
Pada saat motor bakar *running*, gaya [F] yang terjadi hasil dari pembakaran didalam silinder menyebabkan *piston* bergerak kebawah menuju BDC, Gerakan ke bawah *piston* menekan *connecting rod* menyebabkan *crankshaft* berputar. Gaya tekan kebawah dari *piston* dikalikan dengan jarak dari titik sumbu *rod journal* ke titik sumbu *main journal crankshaft* [R] disebut torsi [τ].

$$\tau = F \times R \quad ^{10}$$

dimana :

F = gaya yang bekerja pada *piston* [N]

R = jarak dari gaya yang bekerja ke titik sumbu *crankshaft* [m]



Gambar 2.9 Torsi

2.6.2 Kerja (Usaha)

Usaha (W) adalah gaya (F) yang bekerja pada suatu jarak atau lintasan tertentu.

$$W = F \times d \quad ^{11}$$

dimana :

F = gaya yang bekerja pada *piston* [N]

d = jarak lintasan [m]

¹⁰ lit. Konsep Dasar Engine, Bogor. PT. Trakindo Utama, 2003.hal 26

¹¹ ibid, hal. 27

2.6.3 Power (Daya)

Power adalah usaha atau kerja yang dilakukan dalam satuan waktu tertentu.

$$P = \frac{W}{t} \quad 12$$

dimana :

$$P = \text{power(daya)} \text{ [kW]}$$

$$W = \text{usaha [Nm]}$$

$$t = \text{waktu [sec]}$$

$$P = \frac{F \times d}{t} \quad 13$$

Maka,

$$P = F \times 2 \pi r \times N \quad 14$$

dimana :

$$N = \text{putaran poros per menit [rpm]}$$

Karena putaran mesin masih dalam satuan rpm harus diubah terlebih pada satuan radian per detik. Kemudian diketahui 1 [kW] adalah 1000 [Nm/sec]. Maka rumusnya menjadi:

Rumus untuk satuan lain adalah:

$$P = \frac{F \times r \times 2\pi \times N}{60000}$$

Maka,

$$P = \frac{\tau \times 2 \pi \times N}{60000} \quad 15$$

¹² ibid, hal. 27

¹³ ibid,

¹⁴ ibid

¹⁵ ibid, hal 40

dimana satuan yang digunakan adalah:

$$P = \text{daya [kW]}$$

$$\tau = \text{torsi [Nm]}$$

$$N = \text{putaran poros [rpm]}$$

Terminologi yang berhubungan dengan *Power* motor bakar yang dihasilkan oleh motor bakar terdiri dari :

a. *Indicated Power* (P_i)

Indicated Power adalah total *Power* yang dihasilkan motor bakar berdasarkan perhitungan (teoritis), yang ditentukan oleh nilai :

- *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP)
- Displacement

b. *Friction Power* (P_f)

Friction power adalah *power* yang dibutuhkan oleh motor bakar untuk melawan gesekan antara ring *piston* dengan *liner*, *shaft* dengan *bearing*, roda gigi dengan komponen bergerak lainnya yang berada didalam motor bakar. *Frictional Power* tergantung pada ukuran dan kecepatan motor bakar.

c. *Brake Power* (P_b)

Brake power adalah *power* yang dihasilkan motor bakar yang diperoleh saat melakukan pengukuran pada *dynamometer* tanpa ada *parasitic load* yang terpasang.

Hubungan antara ke tiga *Power* ini adalah :

$$P_b = P_i - P_f \quad ^{16}$$

2.6.4 *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP)

BMEP adalah nilai tekanan rata-rata yang terjadi didalam silinder selama langkah *power* untuk menghasilkan *brake power* di *flywheel*. BMEP merupakan parameter untuk mengukur seberapa efektif *piston displacement*

¹⁶ *ibid*, hal. 60

dari motor bakar menghasilkan torsi sehingga semakin besar BMEP semakin besar pula torsi yang dihasilkan motor bakar.

$$BMEP = \frac{P_b nr}{V_d N} \quad 17$$

$BMEP$ = *brake mean effective pressure* [kPa]

P_b = *brake power* [kW]

nr = jumlah putaran *crankshaft* [2 untuk sistem empat langkah]

V_d = volume langkah *piston* [m³]

N = putaran poros motor [rpm]

2.6.5 Konsumsi bahan bakar / Fuel Consumption (FC)

$$BFC = \frac{V_f}{t} \times \frac{3600}{1000}$$

Keterangan :

BFC = Konsumsi Bahan Bakar (L/Jam)

V_f = Konsumsi Bahan Bakar selama t Detik (ml)

t = Interval waktu pengukuran konsumsi bahan bakar (detik)

2.6.6 Efisiensi Motor Bakar

Efisiensi merupakan istilah yang dipergunakan pada motor bakar untuk menunjukkan persentase *power* actual jika dibandingkan terhadap *power* secara teoritis .

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_i} \quad 18$$

dimana,

η_m = efisiensi motor bakar/mekanis

P_b = *brake power* [kW]

P_i = *indicated power* [kW]

¹⁷ ibid, hal. 60

¹⁸ lit. Pulkrabek, Willard W., *Engineering Fundamentals of Internal Combustion*. Prentice Hall.hal. 64

2.6.7 Efisiensi Volumetrik

Efisiensi volumetrik adalah kemampuan pengisian udara kedalam silinder pada langkah intake dibandingkan dengan jumlah udara didalam silinder pada tekanan atmosfer.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a V_d} \quad 19$$

dimana,

η_v = efisiensi volumetrik

\dot{m}_a = laju aliran udara yang masuk ke silinder [kg/sec]

ρ = massa jenis udara [kg/m³]

V_d = volume langkah *piston* [m³]

Jumlah udara yang dapat masuk kedalam silinder pada langkah *intake* dipengaruhi :

- Kecepatan gerakan *piston* (RPM motor bakar)
- Besarnya *boost pressure*.

Kapasitas mesin (*displacement*) dengan satuan (V) adalah menghitung sebuah volume yang didapat dari perbindahan piston dari TDC menuju BDC, dimana untuk menghitung volume tersebut, bisa dihitung dengan sebuah rumus:

$$V = \frac{\pi \times (D \times D) \times L \times N}{4}$$

Ket :

D : Diameter silinder (Bore)

L : Langkah (Stroke)

π : Rumus absolute sebuah lingkaran (3.14)

N : Jumlah silinder

¹⁹ lit. Heywood, Jhon., *Internal Combustion Engines Fundamentals*. Mc Graw Hill; 1989.

Kecepatan piston dilihat dari nilai kecepatan rata-rata dari masing-masing putaran mesin (Rpm). Tetapi sebelumnya perlu diketahui bahwa pergerakan piston dari TMB menuju ke TMA itu berbeda beda, dimana kecepatan piston terendah (paling lambat) terjadi ketika piston berada di TMA dan TMB, sedangkan untuk kecepatan piston yang tertinggi pada berada diantara TMA dan TMB alias ditengah silinder atau pertengahan langkah. Begitu juga dengan kecepatan piston, adapun rumus yang harus diket, yaitu:

$$V = \frac{2LN}{60} = \frac{LN}{30}$$

Ket : V : Kecepatan piston rata-rata

L : Langkah (m)

N : Putaran mesin (Rpm)

2.7 Common Rail

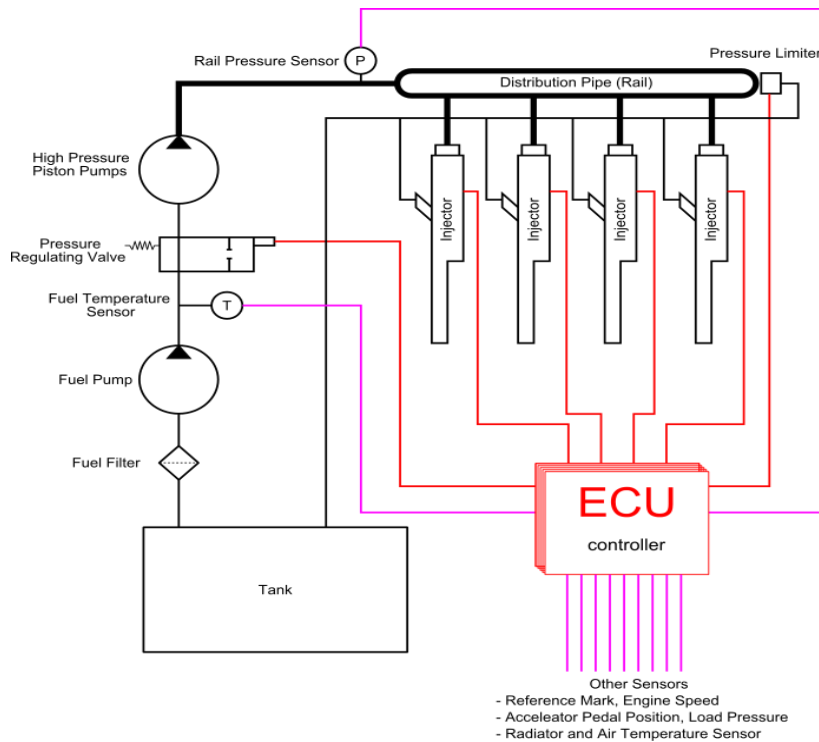
Injeksi rel bersama atau common-rail injection adalah salah satu metode injeksi bahan bakar ke dalam ruang bakar dengan sistem penghasil tekanan ditempatkan terpisah dari injektor itu sendiri. Dalam injeksi rel bersama diperlukan suatu penampung tekanan tinggi yang terdiri dari rel dan jalur bahan bakar tekanan tinggi menuju nosel. Tekanan injeksi dapat diatur terpisah dari putaran mesin dan kuantitas bahan bakar yang terinjeksikan dapat diatur menurut batasan tertentu. Tekanan di dalam penampung dapat mencapai 1.600 bar dan dialirkan melalui pipa tegar menuju injektor.

Sistem injeksi rel bersama umum digunakan untuk efisiensi bahan bakar yang lebih baik dan pengurangan emisi mesin diesel. Hasil akhir dari penggunaan sistem ini adalah pembakaran yang optimal dalam semua rentang beban.

Kelemahan dari sistem injeksi rel bersama adalah tekanan kerja yang sangat tinggi menyebabkan ketegangan material yang tinggi. Implikasi

dari hal ini adalah risiko kebakaran dan ledakan yang tinggi bila terjadi kebocoran sehingga perlu penempatan yang hati-hati dari sistem injeksi.

Cara kerja:



Gambar 2.10 ECU commonrail, Sumber :

https://www.dieselnets.com/tech/diesel_fi_common-rail_control.php

Diatas adalah common-rail (Pic1) dan ECU (Pic2), yang merupakan penggerak utama dari mesin injektor rail bersama. Pada mesin ini, minyak (solar) di pompa keluar dari tangki oleh pompa bertekanan rendah menuju saringan, dari saringan solar bergerak menuju pompa dengan tekanan tinggi (1600-2200bar) menuju ke rail, dan diteruskan ke injektor. Penggerak daripada injektor itu adalah arus listrik, dimana arus tersebut diberikan oleh ECU yang mendapat sinyal dari sensor-sensor yang terdapat pada mesin.

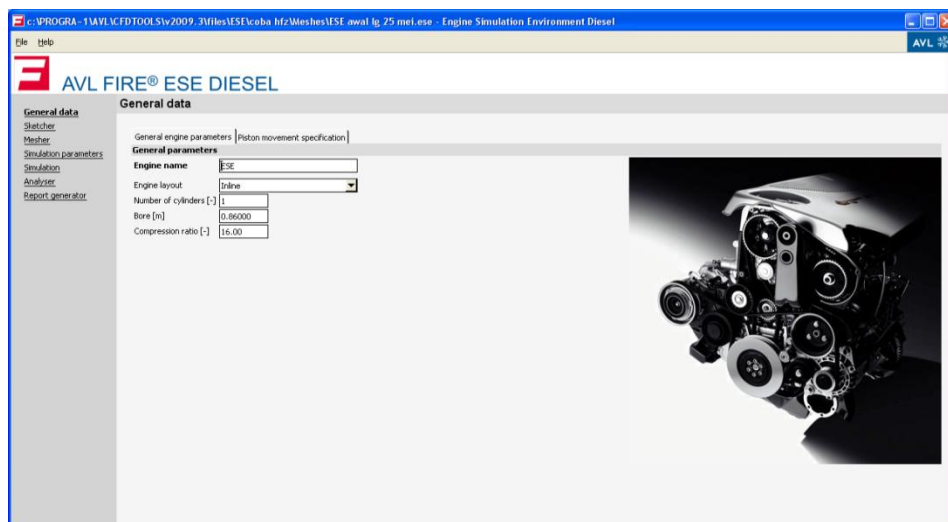
2.8 Aplikasi *Software AVL Fire*

Aplikasi Fire mensimulasikan berbagai mesin, 4 langkah atau 2 langkah, dengan busi menyalaan atau penyalaan sendiri (*self ignited*).

Aplikasi berkisar dari mesin berkapasitas kecil untuk sepeda motor atau keperluan industri hingga mesin besar untuk propulsi kelautan. Software AVL Fire ini lebih digunakan untuk mengetahui hasil pembakaran dalam piston, sehingga pada Software tersebut lebih details untuk mengetahui sistem bakar pada piston.

Paket Program Fire terdiri dari pra-prosesor interaktif yang membantu dengan persiapan data masukan untuk program perhitungan utama. Hasil analisis ini didukung oleh sebuah post prosesor interaktif.

Alat pra-pengolahan AVL *Workspace Graphical User Interface* fitur model editor dan masukan dipandu data yang dibutuhkan. Model perhitungan mesin dirancang dengan memilih elemen yang dibutuhkan dari silsilah elemen ditampilkan dengan cukup melakukan klik *mouse* dan menghubungkan mereka dengan elemen pipa. Dengan cara ini bahkan konfigurasi mesin yang sangat kompleks dapat dimodelkan dengan mudah karena berbagai macam elemen yang tersedia.

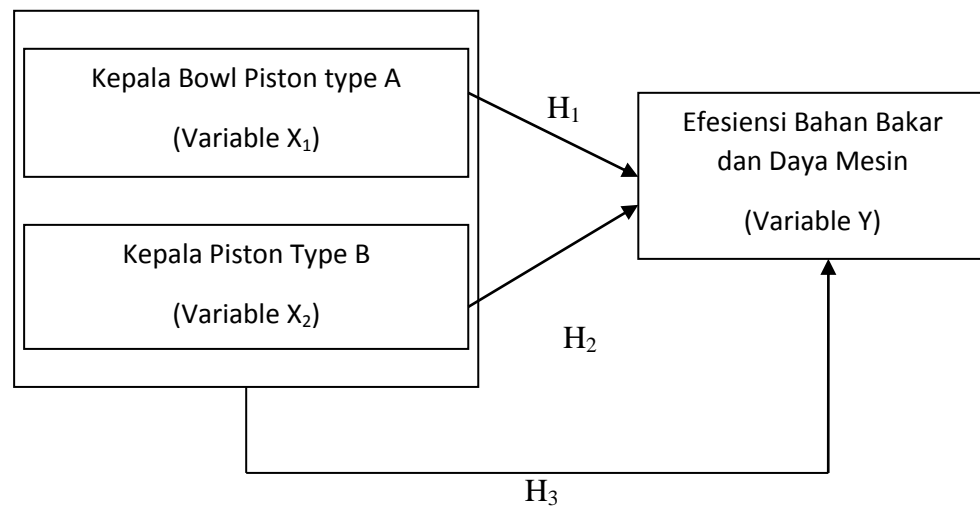


Gambar 2.11 Halaman Utama Avl Fire, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19 oktober 2015

semua elemen yang tersedia. Untuk awal memasukan angka dalam general data, berfungsi untuk mengetahui seberapa *engie input*, *bore* serta *compression ratio* nya. Ini berarti bahwa agar volume dan tekanan ratio nya sama, tinggal dihasil ouput nya. Arus kerugian karena efek tiga dimensi, di lokasi-lokasi tertentu di mesin, dianggap oleh koefisien aliran yang tepat. Dalam kasus di mana efek tiga dimensi perlu diperhatikan lebih detail, link AVL ke tiga dimensi aliran simulasi kode FIRE yang tersedia. Ini berarti bahwa simulasi multi-dimensi aliran di bagian-bagian mesin kritis dapat dikombinasikan dengan cepat simulasi satu-dimensi lain. Fitur ini bisa menjadi kepentingan tertentu untuk simulasi gerakan muatan dalam silinder, proses *scavenging* mesin dua-stroke atau untuk simulasi aliran dalam elemen knalpot rumit.

Impress chart sebagai alat pengolahan pasca menganalisis banyak data yang dihasilkan dari simulasi. Semua hasil dapat dibandingkan dengan hasil pengukuran atau perhitungan sebelumnya. Selanjutnya, presentasi animasi hasil perhitungan yang dipilih tersedia. Hal ini juga memberikan kontribusi untuk mengembangkan solusi optimal untuk masalah pengguna. Sebuah fasilitas *template* laporan membantu dengan penyusunan laporan.

2.9 Kerangka Pemikiran Teoritis



Gambar 2.12 Kerangka pemikiran Teoritis

3.10. Hipotesis

Berdasarkan teori dan kerangka pemikiran diatas, maka di hipotesis yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

H₁ = Terdapat pengaruh antara Kepala piston type A terhadap Efisiensi Bahan Bakar dan Daya Mesin.

H₂ = Terdapat pengaruh antara Kepala piston type B terhadap Efisiensi Bahan Bakar dan Daya Mesin.

H₃ = Terdapat pengaruh antara Kepala piston Type A dan Type B terhadap Efisiensi Bahan Bakar dan Daya Mesin.

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1 Tempat dan Waktu Penelitian

Pelaksanaan penelitian ini dilakukan di Laboratorium Balai Termodinamika Motor dan Propulsi (BTMP), PUSPIPTEK Serpong.

3.2 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan pada penelitian adalah metode pustaka, metode simulasi dan metode komparatif. Dimana metode pustaka Penulis mencari buku-buku yang akan menunjang dalam pembahasan dan penyusunan skripsi ini. Sedangkan simulasi adalah melakukan suatu percobaan simulasi dengan melakukan sebuah software, dengan nama software AVL Fire untuk mengetahui hasil kinerja dengan menggunakan piston standar, piston type A dan piston type B serta untuk mengetahui efesiensi bahan bakar dan daya mesin pada mesin diesel, mengamati prosesnya, dan menganalisa hasil pengujian.

Sedangkan metode komparatif adalah penelitian yang bersifat membandingkan, dengan kata lain penelitian ini diarahkan untuk mengetahui perbandingan antara piston standar, piston type A dan piston type B dengan menggunakan mesin diesel yang berbahan bakar diesel dengan cara analisa. Peneliti mengumpulkan data menggunakan instrument yang bersifat mengukur dengan dilakukannya pengujian. Hasilnya dianalisis untuk mengetahui dan membandingkan kinerja mesin, emisi gas buang dan konsumsi bahan bakar solar.

3.3 Validate Software

AVL FIRE™

Untuk solusi yang paling akurat AVL FIRE™ solver menggunakan algoritma solusi terpisah berdasarkan tekanan. Implisit waktu skema diskritisasi yang pertama atau urutan kedua akurat. Hingga urutan ketiga

akurat konservatif dan dibatasi perbedaan skema yang ditawarkan. akurasi yang sangat baik dan stabilitas menyediakan keunggulan ketelitian dan kesetabilan dengan dua langkah tekanan perbaikan. Beberapa pilihan untuk pemodelan turbulensi, AVL terkenal k- ζ -f dan LES model. Fisika dan kimia yang relevan dengan Aplikasi CFD berbeda, yang memiliki modul khusus. Program utama yang lengkap dan semua modul-modulnya secara efisien diparalelkan.

2D dan 3D Post-processing kemampuan mendukung pengguna dari AVL FIRE TM dalam monitoring simulasi, visualisasi, analisis dan presentasi hasil. Pada saat yang sama, di tahap awal lebih banyak pelanggan ingin melakukan kegiatan developed. Untuk memastikan hal ini, ketika menguji komponen individu, full sistem atau bahkan seluruh kendaraan, sistem tes AVL harus tepat menyerupai realitas.

Konsistensi antara semua sistem yang berbeda harus dijamin untuk menjaga akuisisi data dan manajemen yang sederhana serta efisien atas semua tes yang dijalankan. Oleh karena itu, semua sistem tes AVL menggunakan pengukuran dan parameter database.

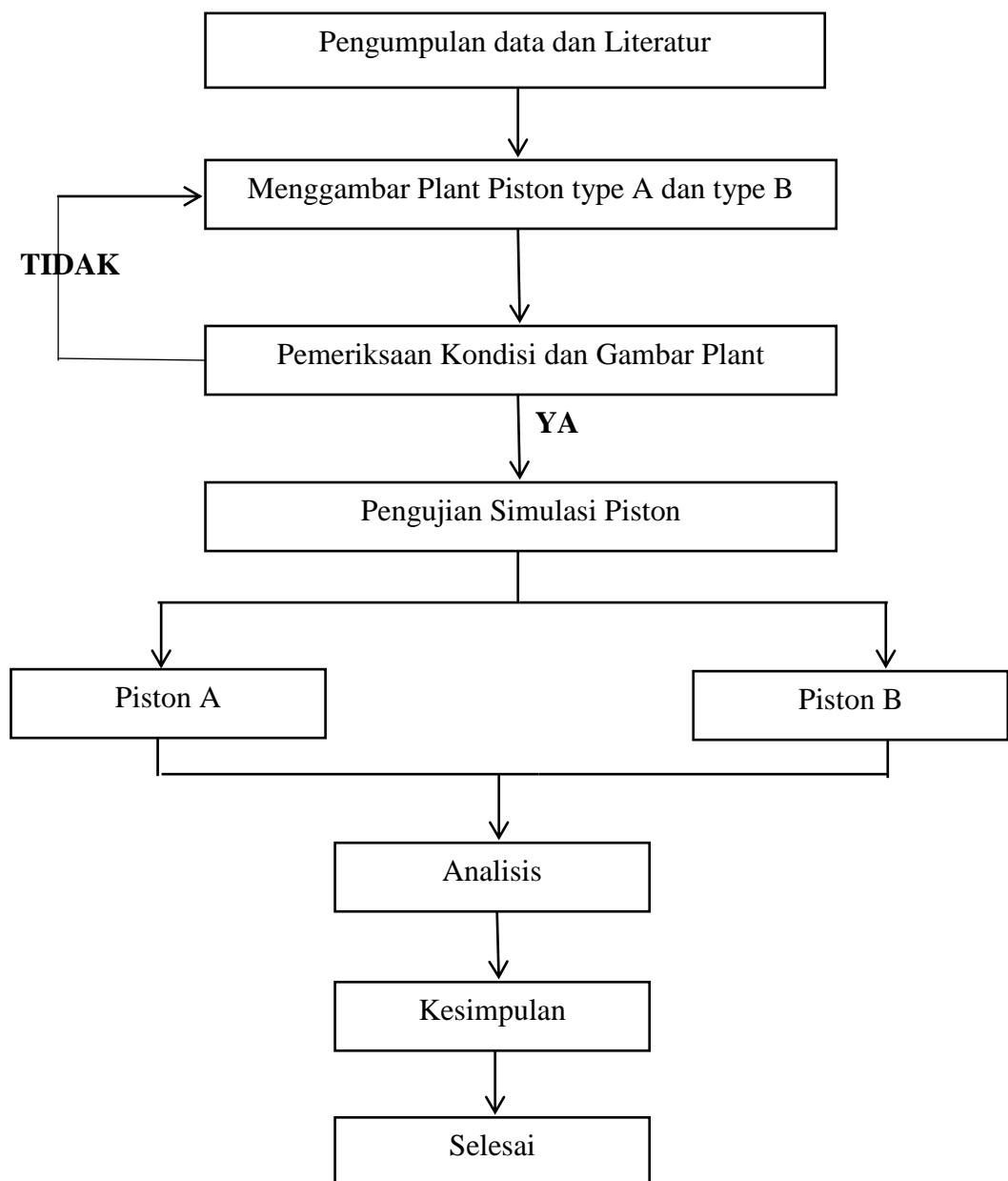
Keunggulan

1. Complete CFD Solution, termasuk program utama, modul, , pre- and post-processing, tidak ada biaya tambahan
2. Performance yang sangat baik karena tingkat tinggi otomatisasi dan paralelisasi
3. Teknologi terkemuka software tepi, pemodelan fisik dan kimia kemampuan
4. Disesuaikan paket solusi untuk tujuan umum dan IC Mesin CFD
5. Telah memiliki pengalaman dilebih dari 4000 sistem test instalasi
6. presisi tinggi pengukuran dan pengukuran direproduksi hasil.
7. Konsistensi antara sistem uji AVL.
8. pelatihan di seluruh dunia oleh tenaga AVL dalam bahasa lokal.
9. layanan global dan Support.

10. Integrated Development Open Platform yang mengarah ke hasil yang konsisten dalam pengembangan.
11. XIL Integrasi memastikan fleksibilitas pengujian tertinggi

3.4 Alur Pengujian

Jalannya penelitian seperti digambarkan pada alur penelitian di bawah ini:



Gambar 3.1 Diagram metode penelitian

3.5 Deskripsi Alat Analisa

1. *Engine Research* Deskripsi Model

Tabel 3.1 Spesifikasi Engine kubota RD 85 DI 1

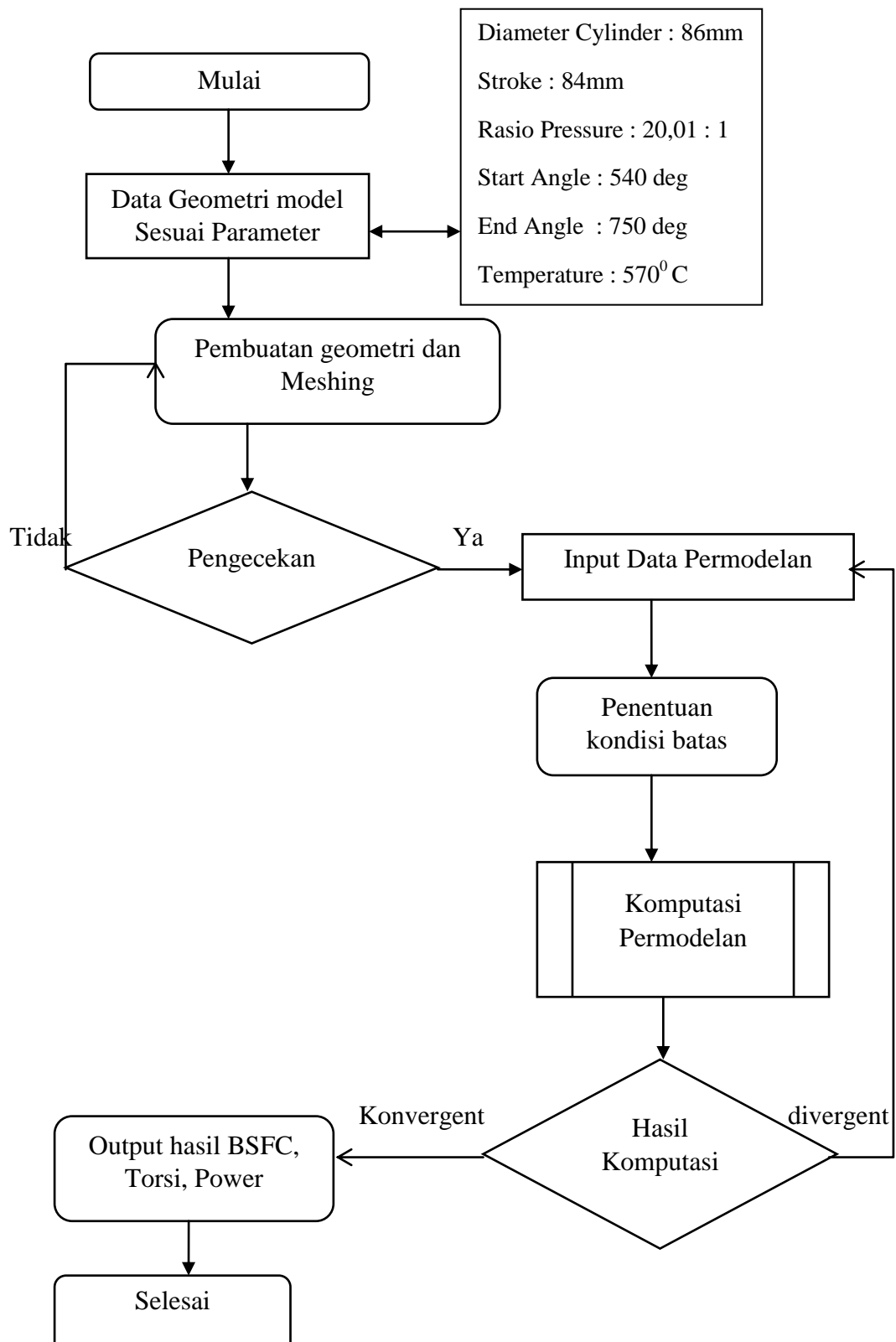
<i>Engine Parameter</i>	Dimensi
Diameter Silinder	86 mm
Stroke	84 mm
Rasio Tekanan	20,01 : 1
Volume Ruang Bakar	487 cm ³
<i>Valve Intake</i> Diameter	28,6 mm
<i>Valve Exhaust</i> Diameter	24,7 mm

Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 14september 2015

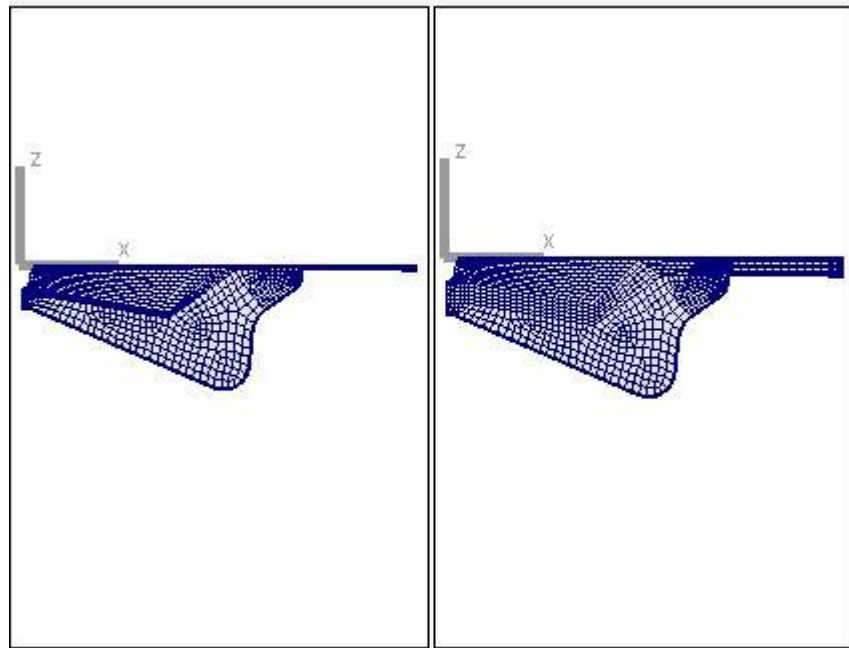
3.6 Prosedur pelaksanaan operasi

3.6.1 **Persiapan Mekanis**

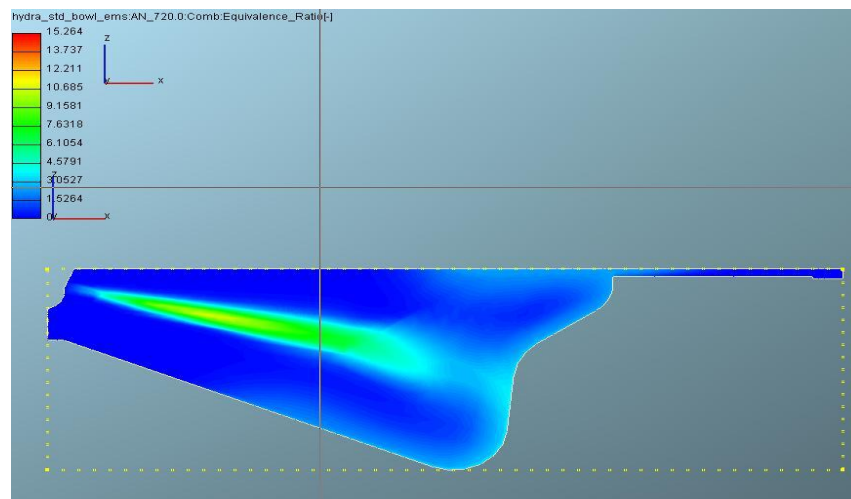
Simulasi dengan software menjadi penting dalam pengembangan dan optimasi riset terkait dengan operasi internal combustion pada engine. Simulasi dilakukan dengan menggunakan model yang dibangun dalam software avl FIRE untuk engine satu silinder. Modelnya diimplementasikan pada 2D dan 3D. Adapun tahapan pertama dari proses simulasi tersebut, yang pertama membuat geometri kalkulasi yang akan dilakukan. Dari data yang tertera pada tabel 3.2. maka selanjutnya membuat model piston yang akan dilakukan, kalkulasi dimulai dari geometri 2 dimensi, kemudian dilakukan proses meshing selanjutnya diubah kebentuk 3 dimensi. Berikut merupakan diagram alur simulasi.



Gambar 3.2 Diagram alur Simulasi



Gambar 3.3 *model bowl 2D*, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 16September2015

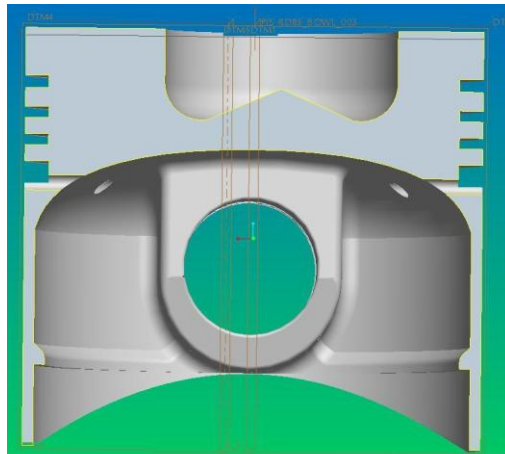


Gambar 3.4 *spray model 3D*, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 16september 2015

3.6.2 Model Piston

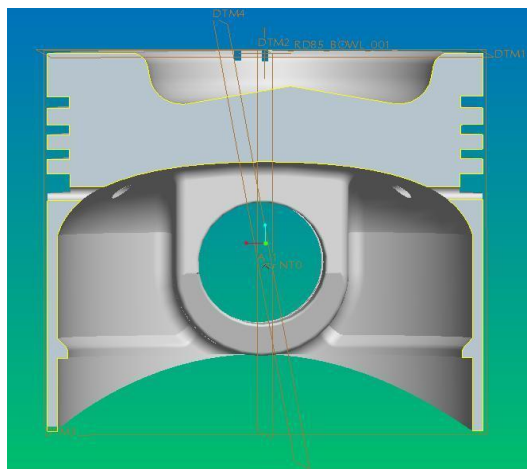
Sebuah Piston dilakukan simulasi untuk menghubungkan antara pengujian dan pada saat simulasi. Simulasi ini nantinya akan mendapatkan perlakuan setara dengan mesin sedang diteliti.

Piston Type A



Gambar 3.5 *piston type A*, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19 oktober 2015

Piston Type B



Gambar 3.6 *Piston type B*, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 17 November 2015

Dari kedua piston tersebut dipilih sebagaimana telah digambarkan pada Gambar 3.2 yaitu diagram alur pembuatan, dimana pada piston type A dan B sudah melewati pengecekan yang selanjutnya memasukan data. Pada piston type A memiliki tekanan atau pressure yang mendekati dengan type piston Standart kubota, karena model bowl yang sedikit rendah sehingga saat kompresi tekanan yang didapat

memiliki karakteristik dengan piston standart kubota. Berbeda dengan Piston type B, dikarena model bowl yang sedikit datarsehingga tekanan atau pressure yang dihasilkan pada saat kompresi juga besar. Pendekatan parameter yang akan diterapkan mengacu pada kondisi pengujian yang dilakukan, berikut nilai-nilai yang akan diterapkan pada kondisi batas.

Tabel 3.2 parameter penentuan kondisi batas

Run mode	Crank Angle
Start Angle	540 deg
Engine Speed	1200 - 2200 1/min
End Angle	800 deg
Pressure	1000000pa
Angle Injector	90 ⁰
Temperature	570° C
Turb. Kin. Energy	50 m ² /s ²
Turb. Lenght scale	0,003 m
Turb. Disc rate	19364,9 m ² /s ³
Swirl Tumble	3000 1/m

Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 14september 2015

Setelah pembentukan dan parameter penentuan kondisi batas nya sudah ada, maka simulasi siap dilaksanakan. Parameter tersebut merupakan pendekatan sesuai dengan model piston standart kubota RD 85 dengan begitu proses validasi dapat dilakukan. Data kondisi awal yang telah tersaji pada tabel 3.3 dan begitupun untuk model piston type a dan type b.

Tabel 3.3 data awal kubota RD 85

Rpm	Power(kW)	Torsi(Kg.m)	BSFC(g/kW.h)
1200	3,78	3,084	380,56
1400	4,51	3,110	365,00
1500	5,10	3,129	332,18
1600	5,68	3,097	300,23
1800	5,68	3,097	301,34
2000	6,03	2,959	283,13
2200	5,99	2,676	268,46

Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 21september 2015

Setelah dilakukan penentuan kondisi awal, maka selanjutnya dilakukan untuk komputasi model. Proses simulasi dilakukan secara *trial & error*.

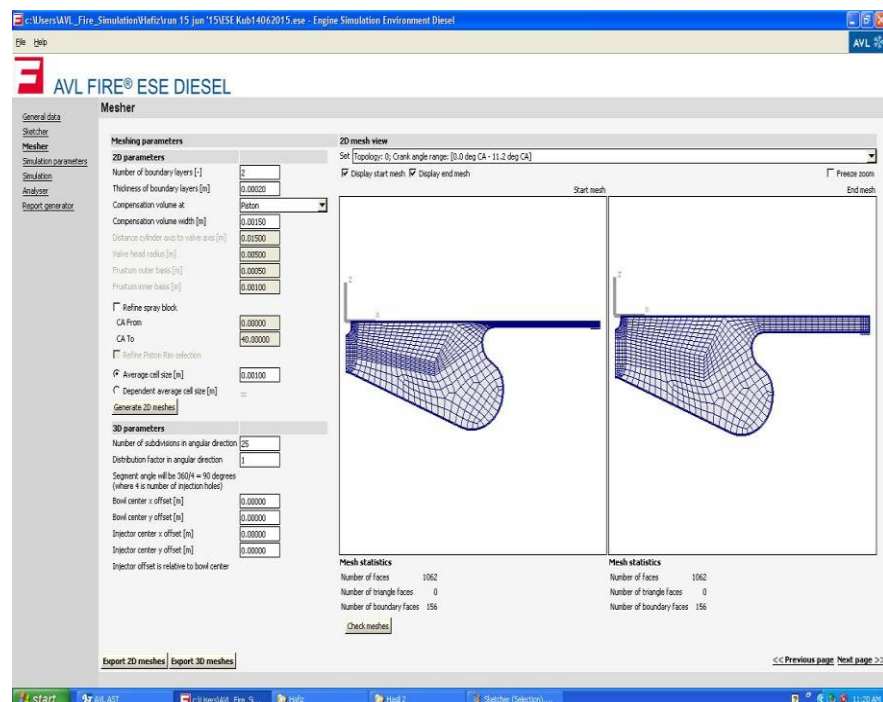
3.7 Pengambilan Data

Pada pengambilan data software avl Fire, setiap running nya belum mendapatkan 1 variable. Untuk menjadi sebuah variable kesatuan, dibutuhkan beberapa pengambilan data, sebagai contoh setiap running settingan untuk rpm hanya bisa di lakukan satu per satu , maka harus dilakukan beberapa running simulasi.

Selanjutnya untuk pengambilan data pada Sketcher, ukuran pada bowl piston harus benar-benar valid, karna apabila volume diameter pada bowl tidak sesuai, maka hasil nya tidak akan keluar atau Failed. Dan sebelumnya Sketcher untuk model piston digunakan template yang sudah ada. Ada beberapa model Template piston, tergantung model dan ukurannya yang akan dirubah. Untuk memasukan angka-angka pada piston tersebut perlu dilakukan

beberapa uji coba pada simulasi , jika pada saat Running software akan ada notification bahwa ukuran tidak sesuai dengan data yang telah dimasukan. Maka ukuran yang dibuat tidak sesuai dengan spesifikasi , maka pada ketika memasukan Template piston harus di ukur sesuai dengan ukuran data yang akan dimasukan.

Untuk Mesher, apabila data sebelumnya sudah sesuai dengan ukuran bowl piston, maka Meshernya akan muncul pada gambar dibawah :

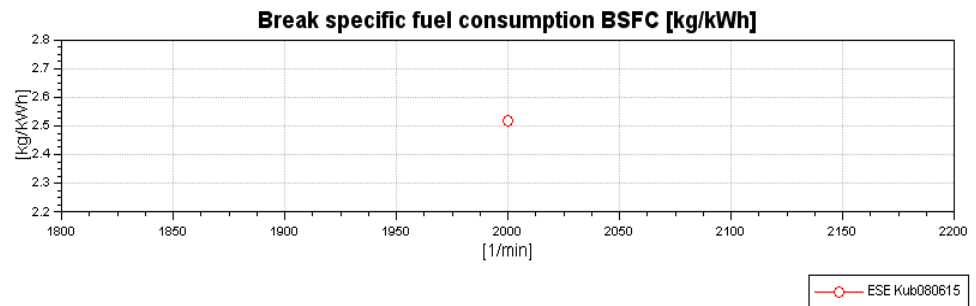


Gambar 3.7 contoh *Mesher*, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 14september 2015

Selanjutnya running software, dan hasil yang akan keluar kurang lebih 1 hari,karna data yang dihasilkan sangat banyak maka memakan waktu yang cukup lama.

3.7.1 Output Report

Data-data yang dihasilkan dari proses menjalankan program simulasi, maka data-data yang keluar berupa grafik disetiap menjalankan simulasi atau disetiap rpm



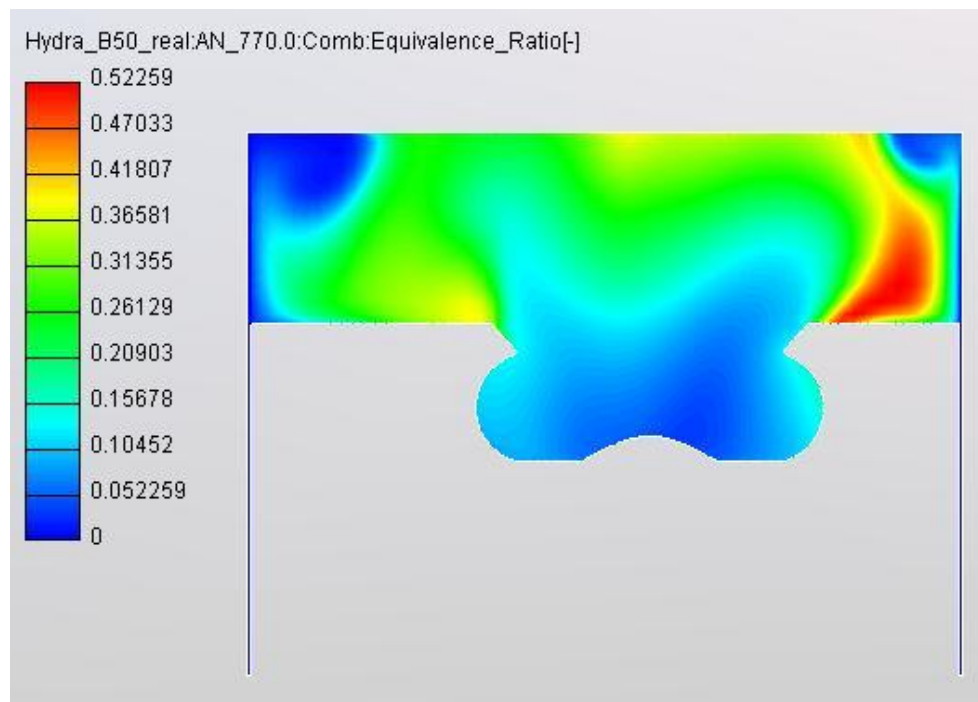
ouput spesifikasi total - Notepad

Parameter	Value
Air mass at start of high pressure cycle [kg]	5.37E-004
Air purity [-]	0.97
Air-fuel ratio of combustion [-]	34.67
Break mean effective pressure BMEP [bar]	0.40
Break specific fuel consumption BSFC [kg/kwh]	2.5166
Combustion Noise - A + CAV Filter [dB]	87.12
Combustion Noise - A Filter [dB]	197.02
Combustion Noise - CAV Filter [dB]	86.91
Combustion Noise [dB]	214.74
Excess air ratio [-]	2.26
Friction mean effective pressure FMEP [bar]	1.06
Indicated efficiency [-]	0.12
Indicated fuel consumption (total fuel mass) ISFCTt [kg/kwh]	0.6937
Indicated fuel consumption (trapped fuel mass) ISFctr [kg/kwh]	0.6937
Indicated mean effective pressure IMEP [bar]	1.46
Indicated power [kw]	1.38
Indicated specific power [kw/l]	2.44
Indicated specific torque [Nm/l]	11.65
Indicated torque [Nm]	6.59
Injected fuel mass [kg]	1.60E-005
Mean mass [kg]	5.58E-004
Mechanical efficiency [-]	0.28
Total mass at start of high pressure cycle [kg]	5.53E-004
volume displacement [m^3]	5.66E-004

Gambar 3.8 Output Report, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 14september 2015

3.8 Avl Fire Workflow

Setelah hasil output dari software Avl fire Ese Diesel selanjutnya data yang sudah ada di Export ke Software Avl Workflow. Gunanya untuk mendapatkan hasil pembakaran dengan bentuk animasi 3D.



Gambar 3.9 Hasil 3D *Combution*, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 14september 2015

3.8.1 Kesimpulan dan saran

Pada tahap ini adalah mengambil keputusan dari penelitian yang telah dilakukan. Kesimpulan ini berisi jawaban dari permasalahan yang terdapat pada penelitian ini. Sehingga jelas hasil dari penelitian ini.

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Deskripsi Data

Sample yang di ambil dalam penelitian ini terdapat 2 jenis piston yaitu, piston type A dan piston type B. Adapun Mesin yang digunakan adalah Mesin KUBOTA RD-85 dengan type Engine 1 silinder Horizontal, 4 langkah



Gambar 4.1 Mesin Kubota RD-85

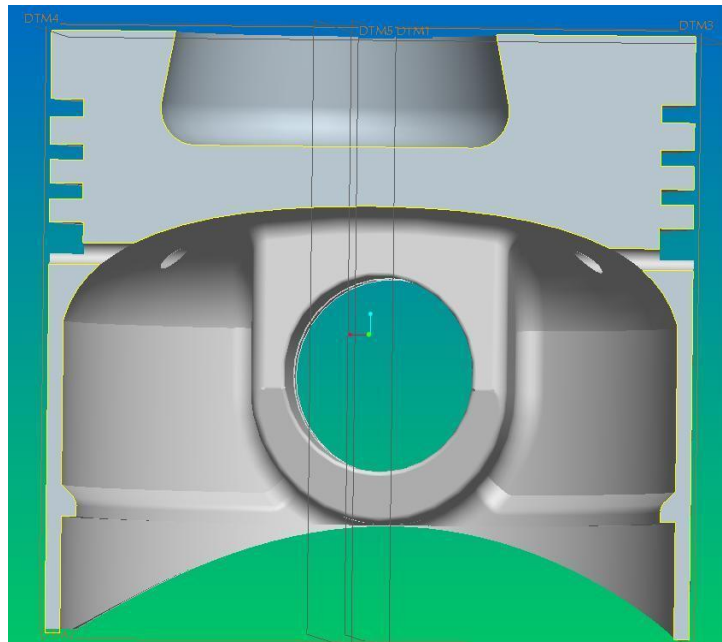
4.2 Data pengukuran Piston

Pada analisa ini, mesin yang akan di modelkan adalah mesin diesel dengan mekanisme pemasukan bahan bakar kedalam ruang bakar langsung atau Direct Injection. Berdasarkan data yang dijadikan acuan dalam pengerjaan ini, maka didapat data mesin diesel yang nantinya akan dilakukan pemodelan dengan spesifikasi sebagai berikut:

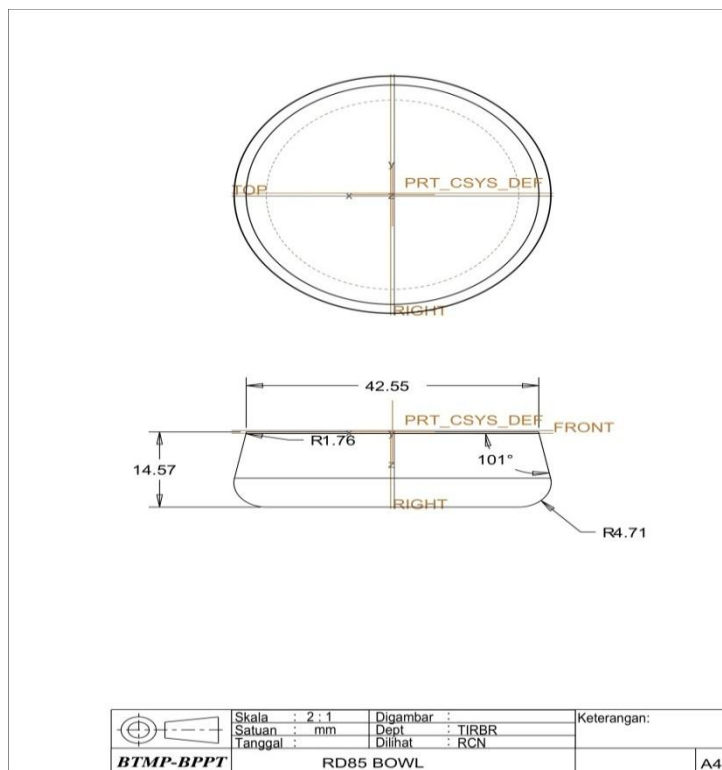
Engine Parameter	Dimensi
Type Mesin	Direct Injection
Jumlah Cylinder	1
Diameter Cylinder	86 mm
Stroke	84 mm
Panjang Langkah	120 mm
Rasio Tekanan	20,01 : 1

Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 16September 2015

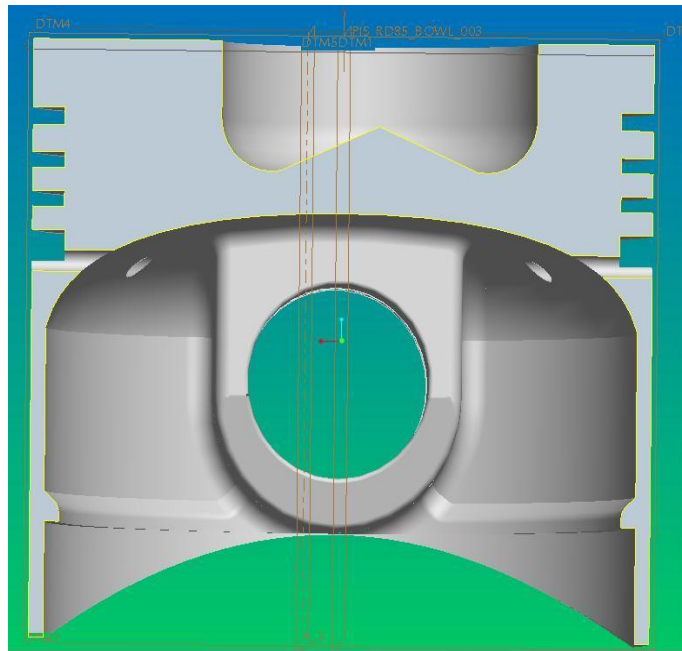
Pada simulasi tahap pertama piston yang akan di test adalah piston type a dengan diameter silinder 86 mm, panjang langkah 84 mm. Kemudian di lanjutkan pengujian simulasi piston tipe B, dengan diameter silinder 86 mm, panjang langkah 84 mm dan coordinate injektor yang dipakai adalah 90 derajat untuk piston type a dan type b.



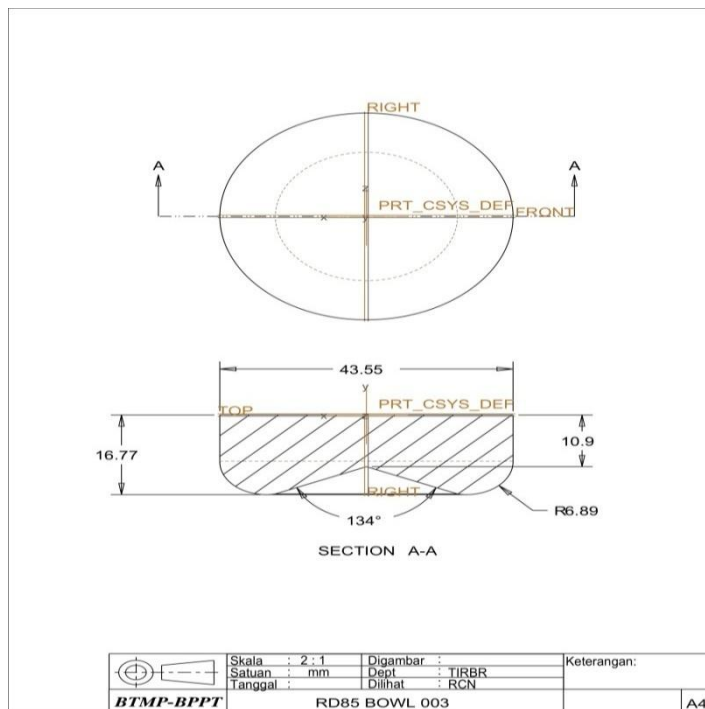
Gambar 4.2 Piston 3D Standart Kubota RD 85



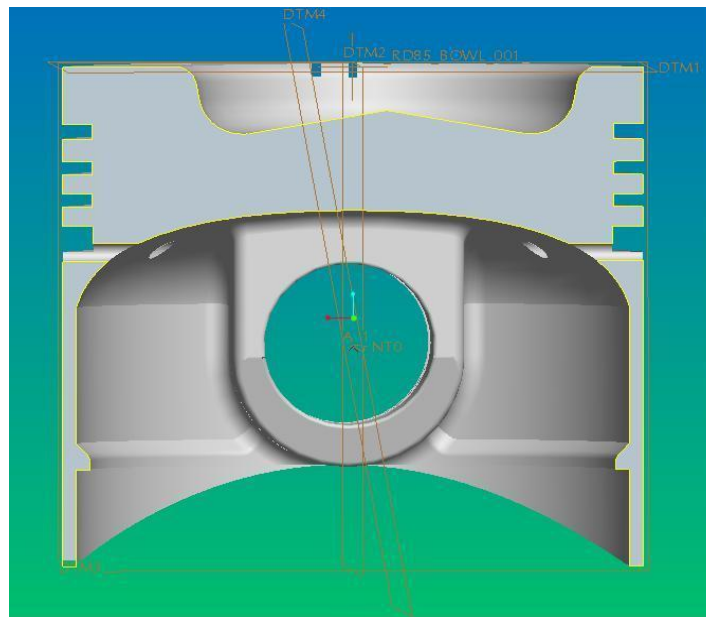
Gambar 4.3 Piston 2D Standart Kubota RD 85, Sumber :
Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 16September 2015



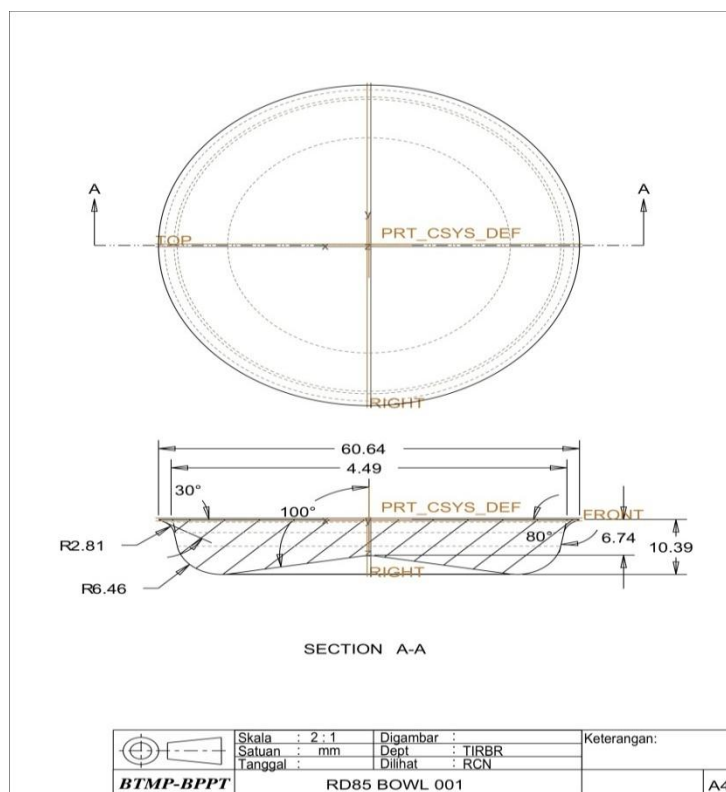
Gambar 4.4 Piston 3D type A



Gambar 4.5 Piston 2D type A, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19 oktober 2015



Gambar 4.6 Piston tipe B



Gambar 4.7 Piston Model 2d, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 17 November 2015

Setelah proses data di dapat, langkah selanjutnya adalah ialah melakukan analisis perhitungan. Proses ini dilakukan untuk mengetahui seberapa besar atau banyak bahan bakar yang keluar dan kekuatan pada daya mesin.

Tabel 4.1 data mesin kubota RD 85

Rpm	Power(kW)	Torsi(Kg.m)	BSFC(g/kW.h)
1200	3,78	3,084	380,56
1400	4,51	3,110	365,00
1500	5,10	3,129	332,18
1600	5,68	3,097	300,23
1800	5,68	3,097	301,34
2000	6,03	2,959	283,13
2200	5,99	2,676	268,46

Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 16September 2015

Tabel 4.2 hasil simulasi pada piston type a

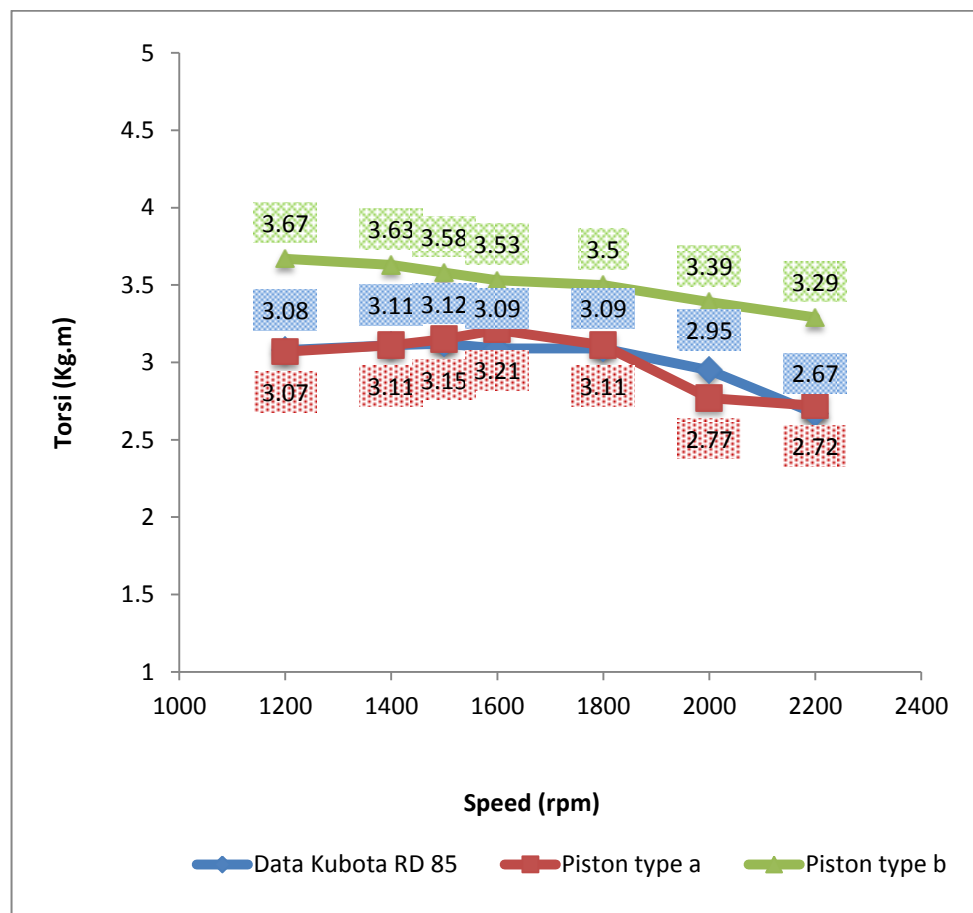
Rpm	Power(kW)	Torsi(Kg.m)	BSFC(g/kW.h)
1200	3,78	3,070	379,297
1400	4,48	3,115	364,741
1500	4,86	3,156	350,443
1600	5,29	3,218	320,409
1800	5,76	3,118	296,182
2000	5,69	2,771	299,889
2200	6,15	2,723	299,971

Tabel 4.3 hasil simulasi pada piston type b

Rpm	Power(kW)	Torsi (Kg.m)	BSFC(g/kW.h)
1200	4,66	3,670	231,877
1400	5,42	3,637	232,444
1500	5,94	3,584	233,543
1600	6,15	3,539	234,113
1800	6,85	3,502	236,444
2000	7,52	3,394	239,494
2200	8,15	3,299	243,034

Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 25 November 2015

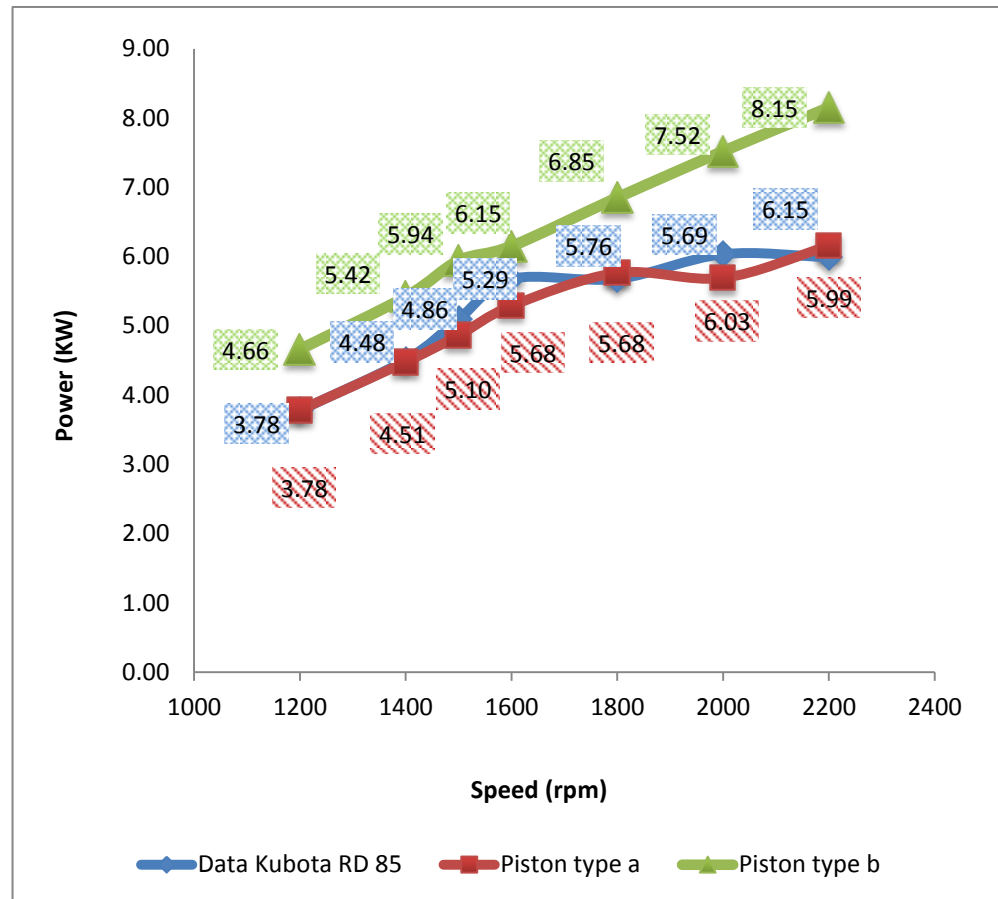
4.2.1 Analisa Torsi



Gambar 4.8 grafik hasil simulasi untuk torsi

Nilai grafik hasil simulasi untuk torsi disajikan pada gambar 4.8 diatas. Hasil simulasi tersebut kemudian digabungkan dengan data awal pada mesin kubota RD 85. Perbandingan nilai pada torsi tersebut memiliki hasil yang berbeda pada piston B, dimana hasil dari piston type b menunjukkan torsi yang cukup baik dalam Rpm rendah. Pada Rpm 1200 mendapatkan torsi maksimal sekitar 3,67 Kg.m, semakin Rpm nya tinggi, torsinya pun semakin turun. Karna Torsi adalah kemampuan mesin untuk menggerakkan awal kondisi. Pada piston type A saat Rpm 2000 terjadi penurunan menjadi 2,77 Kg.m atau 27,18 Nm. Sehingga tenaga yang dihasilkan kurang sempurna.

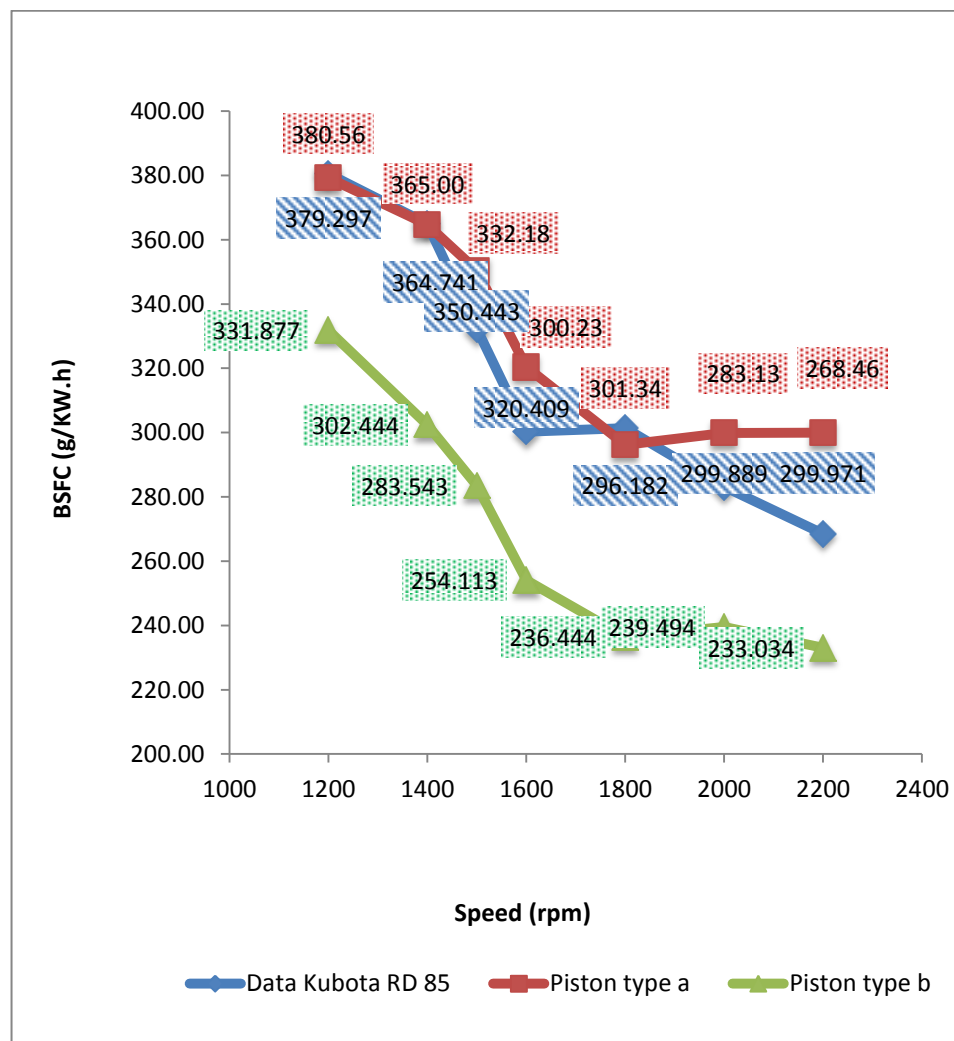
4.2.2 Analisa Power



Gambar 4.9 grafik hasil simulasi untuk *power*

Nilai grafik hasil simulasi untuk power disajikan pada gambar 4.9 diatas. Pada piston type B , hasil yang di dapat cukup besar untuk powernya, dan mendapatkan power maksimum sebesar 8,15 kW pada Rpm 2200. karna ketika semakin rpm tinggi power yang didapat juga sangat besar, berbeda dengan piston type A, ketika di rpm 2000 power nya berkurang sehingga tenaga yang didapat juga berkurang. Power maksimum untuk piston type a ketika pada Rpm 2200 sebesar 6,15 kW. Pada hasil power untuk piston kubota dan piston type A pada Rpm 1200 – 1600 tidak terlalu perbedaan yang signifikan, berbeda dengan piston type B.

4.2.3 Analisa BSFC (Brake Specific Fuel Consumption)

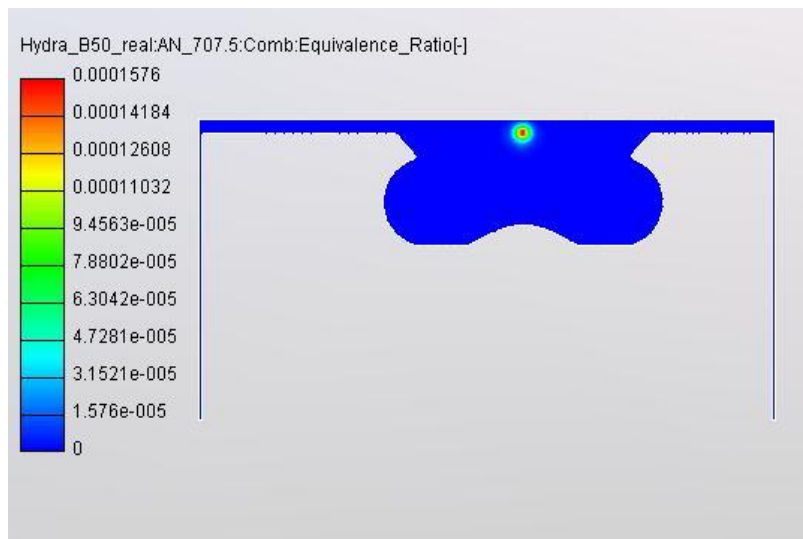


Gambar 4.10 grafik hasil simulasi untuk *BSFC*

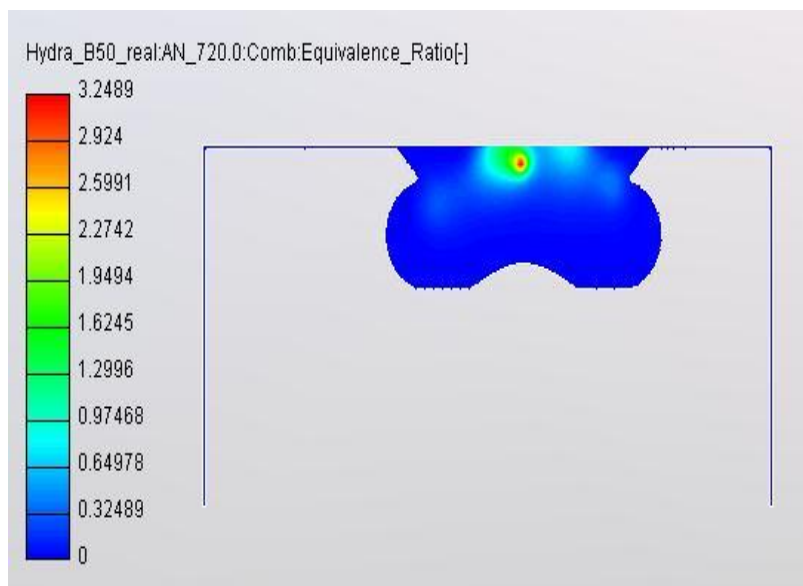
Pada gambar 4.10 grafik hasil simulasi untuk *Brake Specific Fuel Consumption (BSFC)*, menunjukan perbedaan yang sangat signifikan pada piston type B ini, dimana pada putaran mesin Rpm 2200 menghasilkan bahan bakar 233,034 g/kW.hitu menunjukan bahwa pada piston type B hasil dari konsumsi bahan bakarnya termasuk sedikit pada rpm tersebut. Sedangkan pada piston type A ketika rpm 2000 – 2200 menunjukan kenaikan konsumsi bahan bakar menjadi 299,88 sampai 299,97 g/kW.h.

4.2.4 Hasil Pembakaran dalam

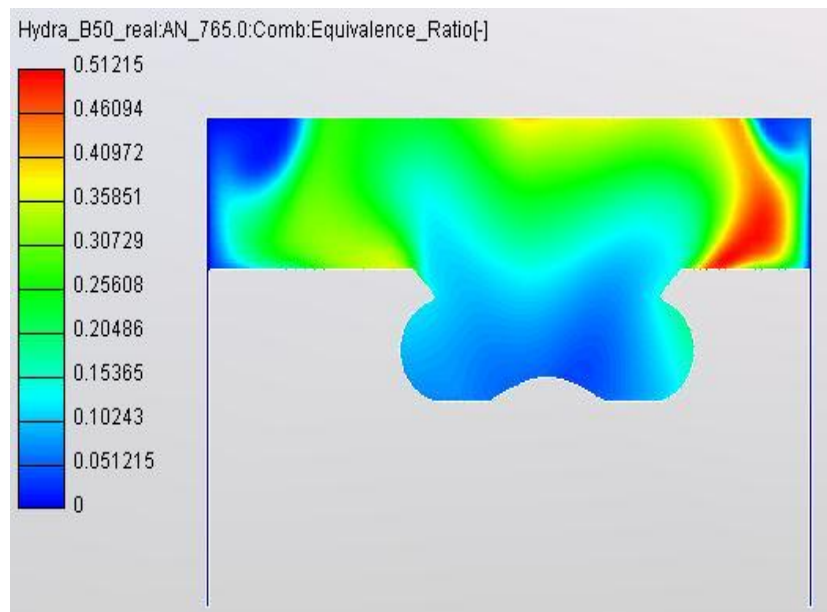
4.2.4.1 Pembakaran Pada 1200 Rpm hasil di dapat sebagai berikut:



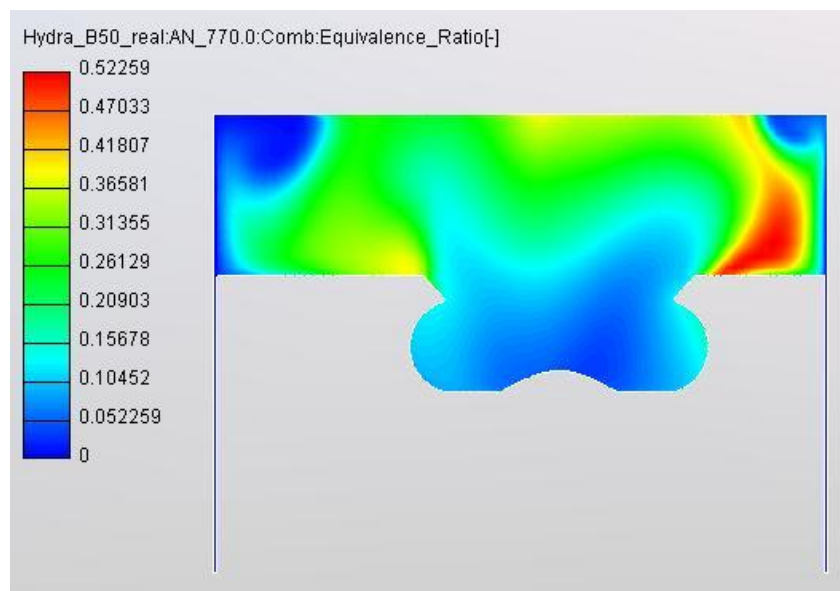
Gambar 4.11 CA 707.5 1200 Rpm, Sumber :
Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19Oktober 2015



Gambar 4.12 CA 720 1200 Rpm, Sumber :
Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada
19Oktober 2015

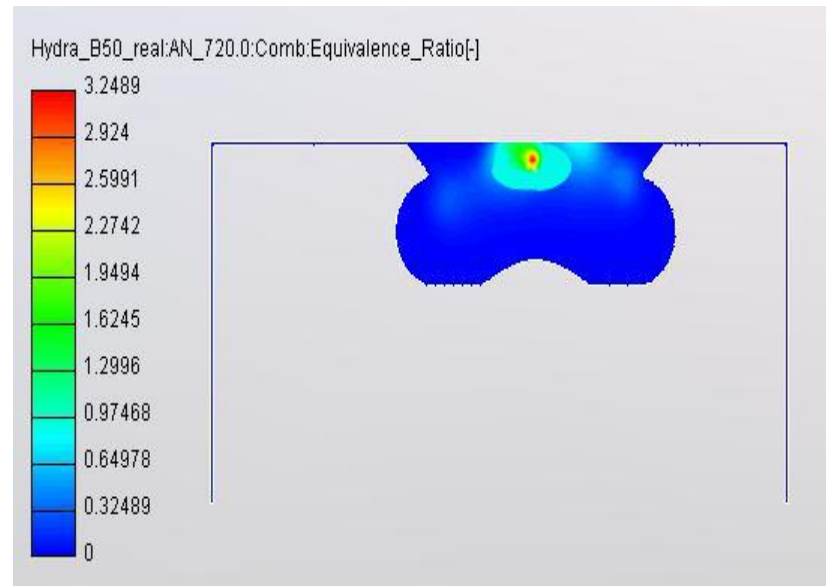


Gambar 4.13 CA 765 1200 Rpm, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19Oktober 2015

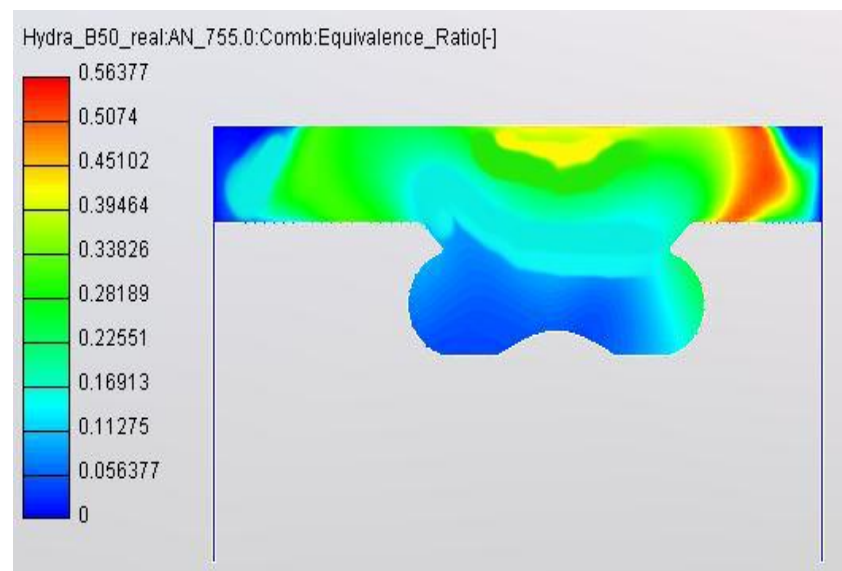


Gambar 4.14 CA 770 1200 Rpm, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19Oktober 2015

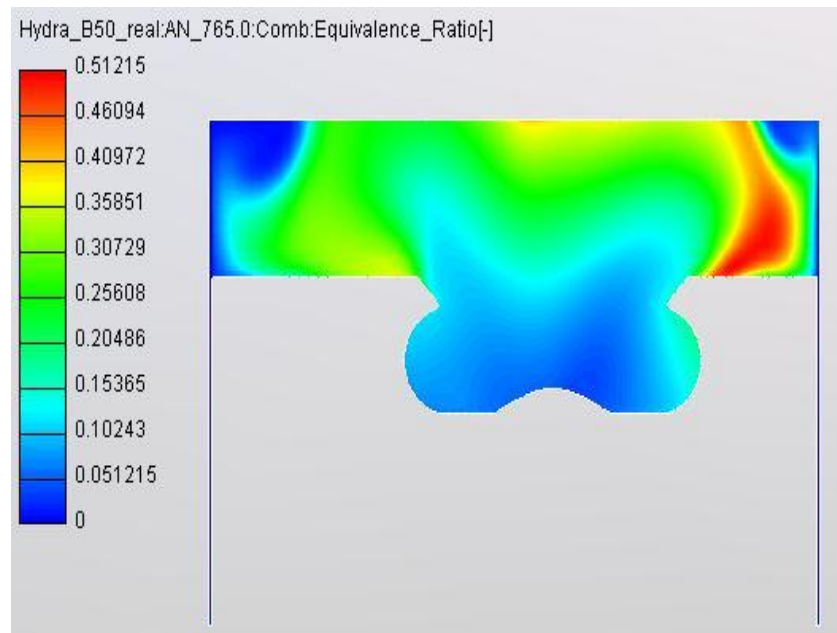
4.2.4.2 Pembakaran Pada 1400 Rpm hasil yang didapat sebagai berikut:



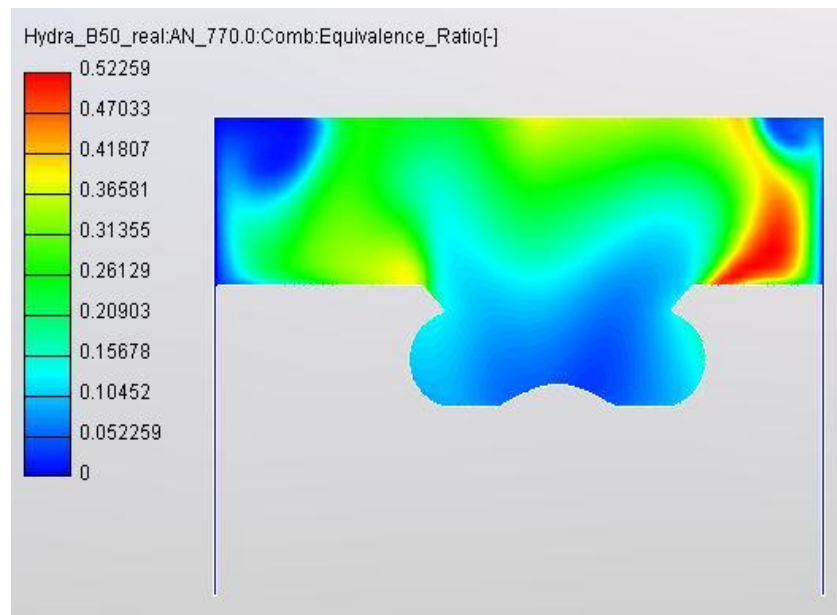
Gambar 4.15 CA 720 1400 Rpm, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19Oktober 2015



Gambar 4.16 CA 755 1400 Rpm, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19Oktober 2015

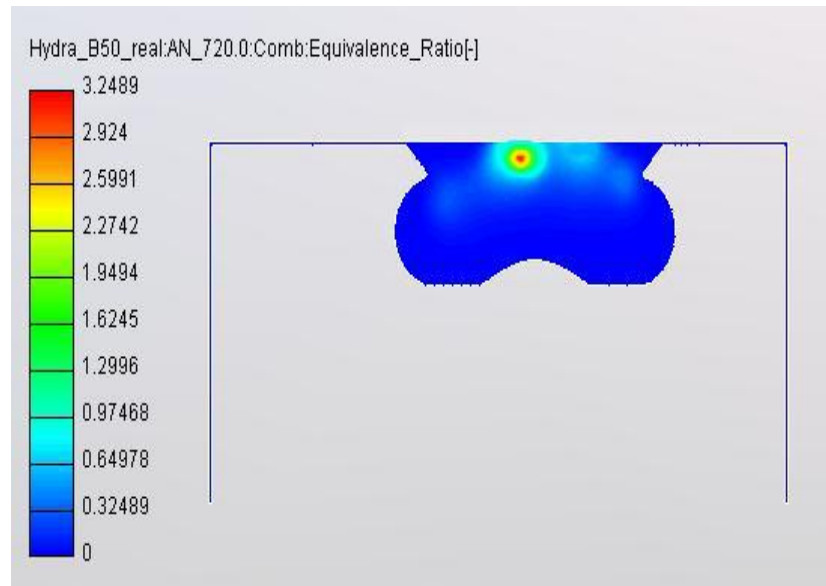


Gambar 4.17 CA 765 1400 Rpm, Sumber :
Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada
19Oktober 2015

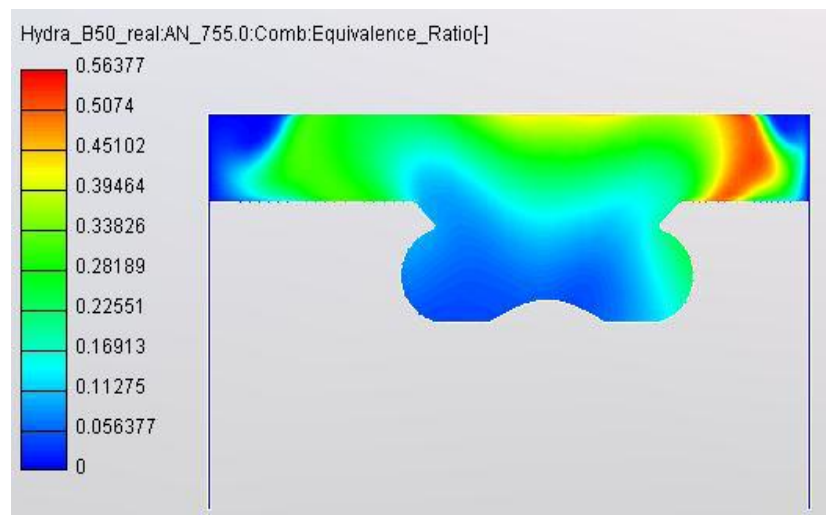


Gambar 4.18 CA 770 1400 Rpm, Sumber :
Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada
19Oktober 2015

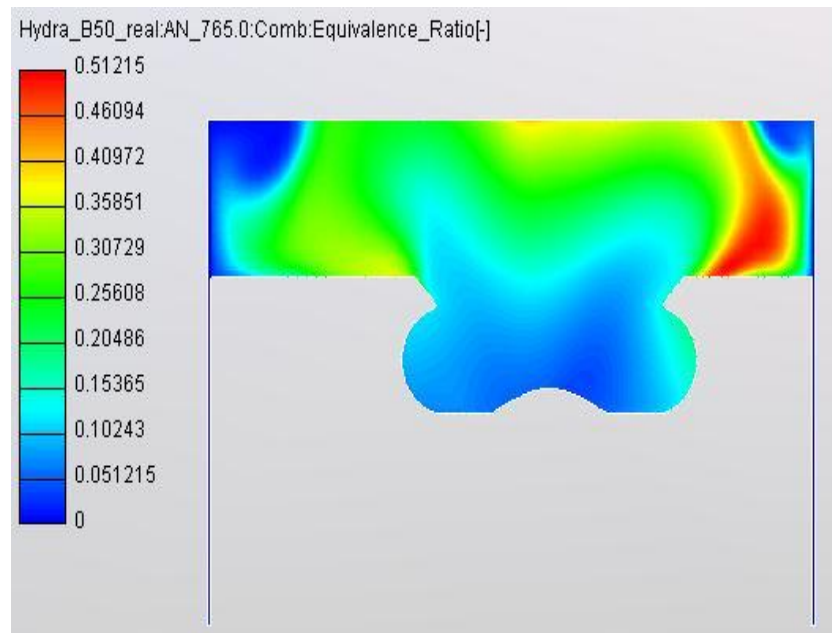
4.2.4.3 Pembakaran Pada 1600 Rpm hasil yang didapat sebagai berikut:



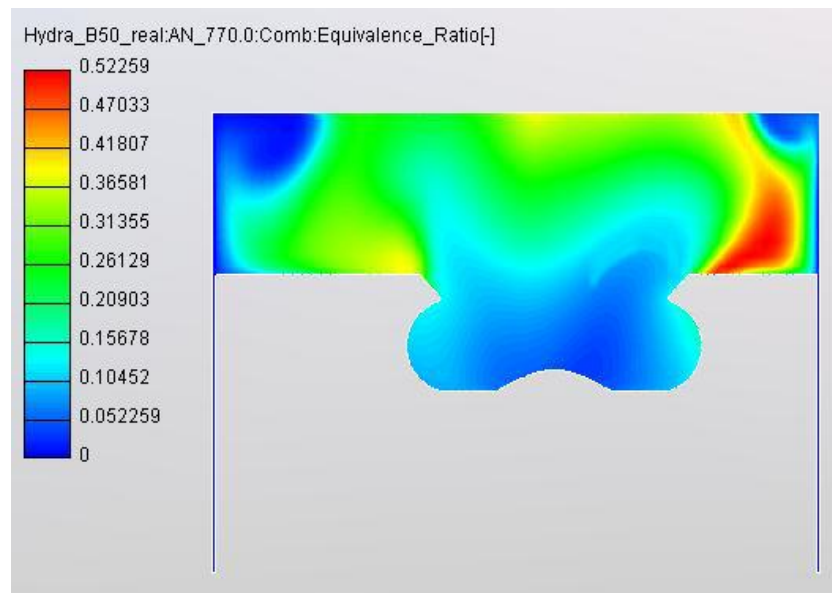
Gambar 4.19 CA 720 1600 Rpm, Sumber :
Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada
19Oktober 2015



Gambar 4.20 CA 755 1600 Rpm, Sumber :
Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada
19Oktober 2015

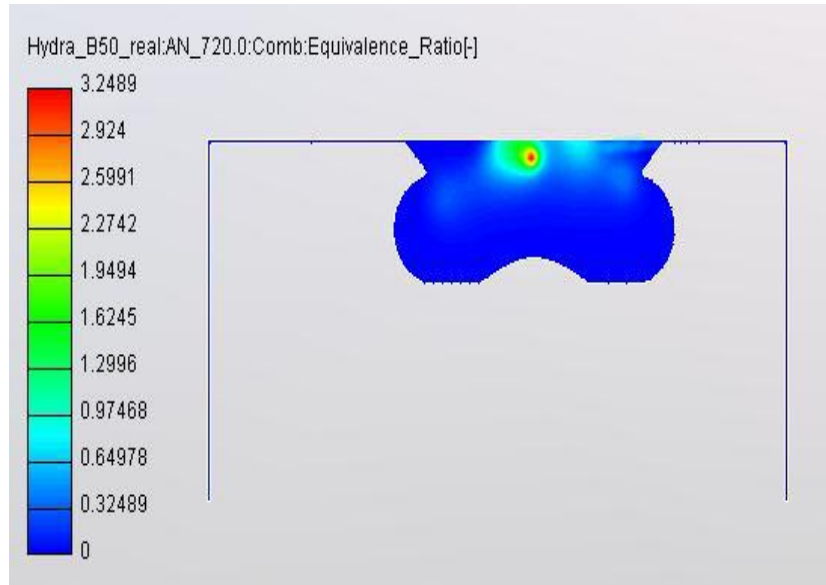


Gambar 4.21 CA 765 1600, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19Oktober 2015

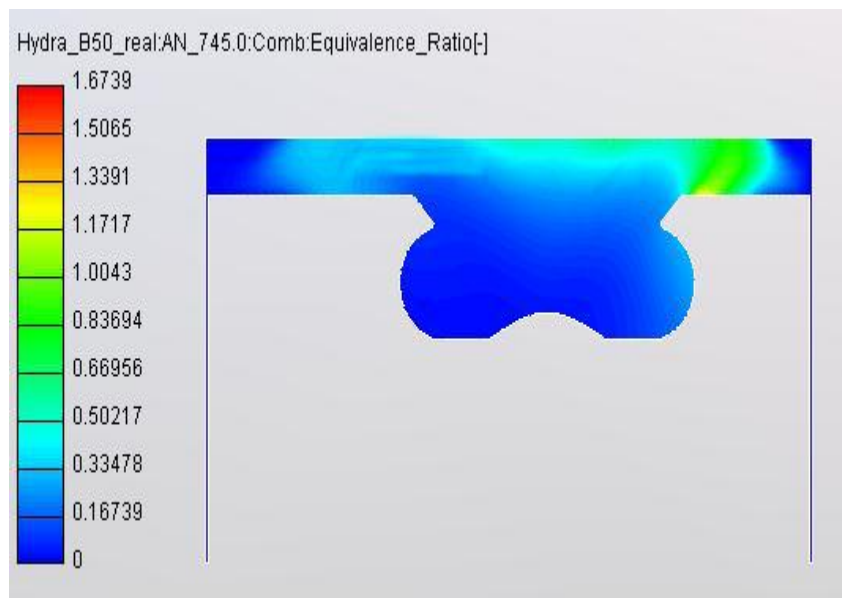


Gambar 4.22 CA 770 1600, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19Oktober 2015

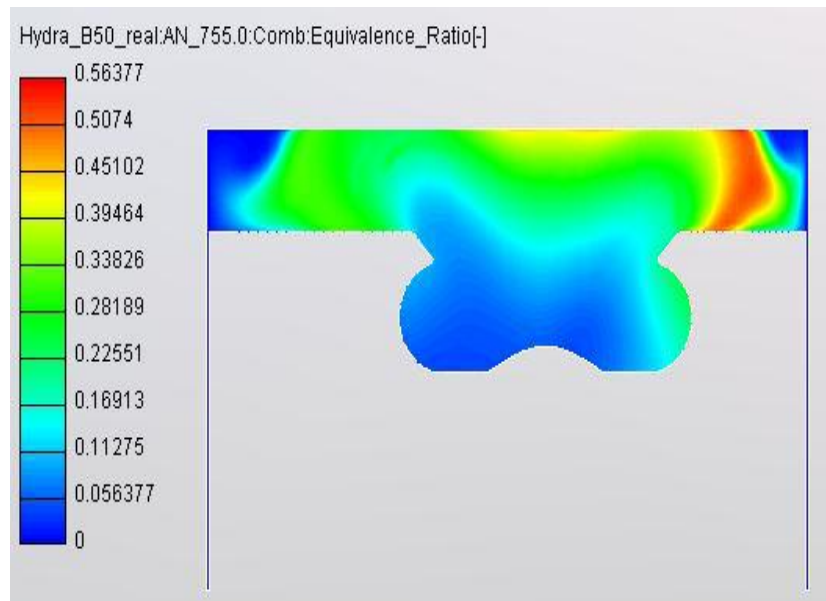
4.2.4.4 Pembakaran Pada 1800 Rpm hasil yang didapat sebagai berikut:



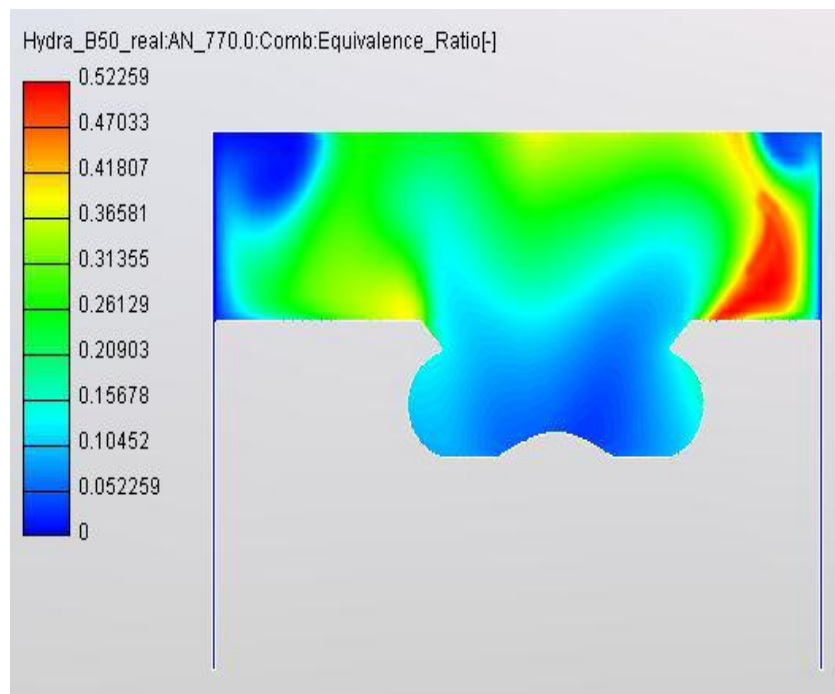
Gambar 4.23 CA 720 1800, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19Oktober 2015



Gambar 4.24 CA 745 1800, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19Oktober 2015

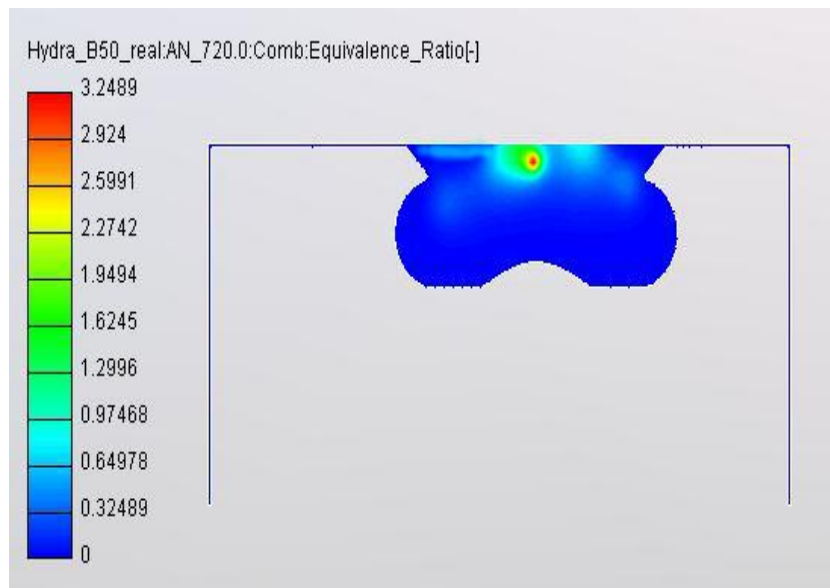


Gambar 4.25 CA 755 1800, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19Oktober 2015

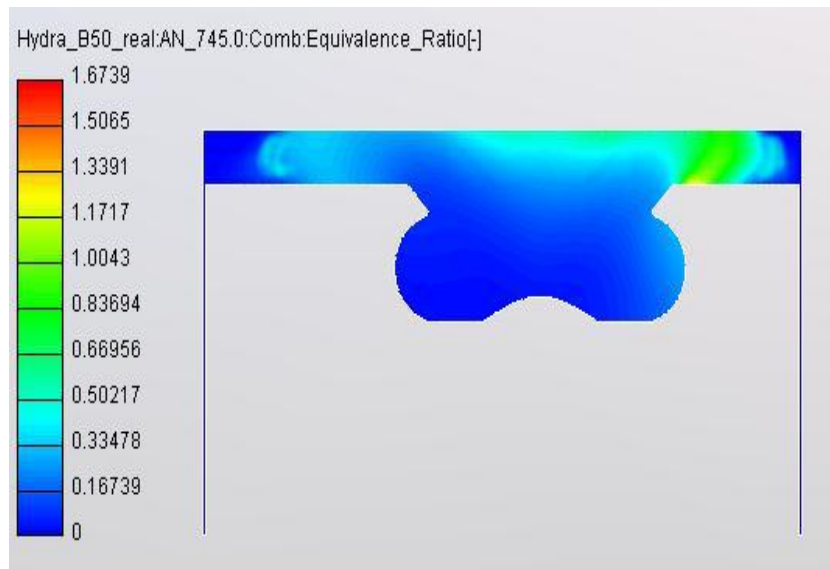


Gambar 4.26 CA 770 1800, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19Oktober 2015

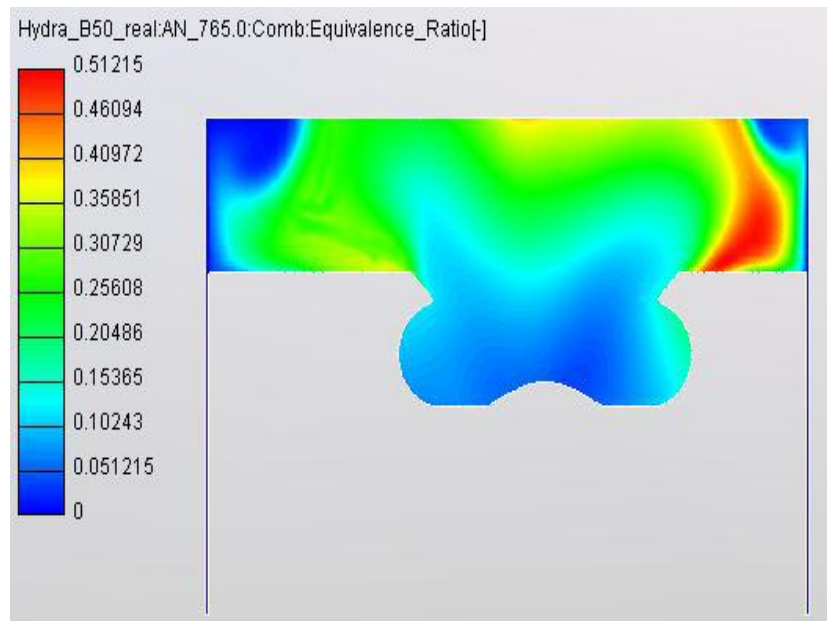
4.2.4.5 Pada 2000 Rpm hasil yang didapat sebagai berikut :



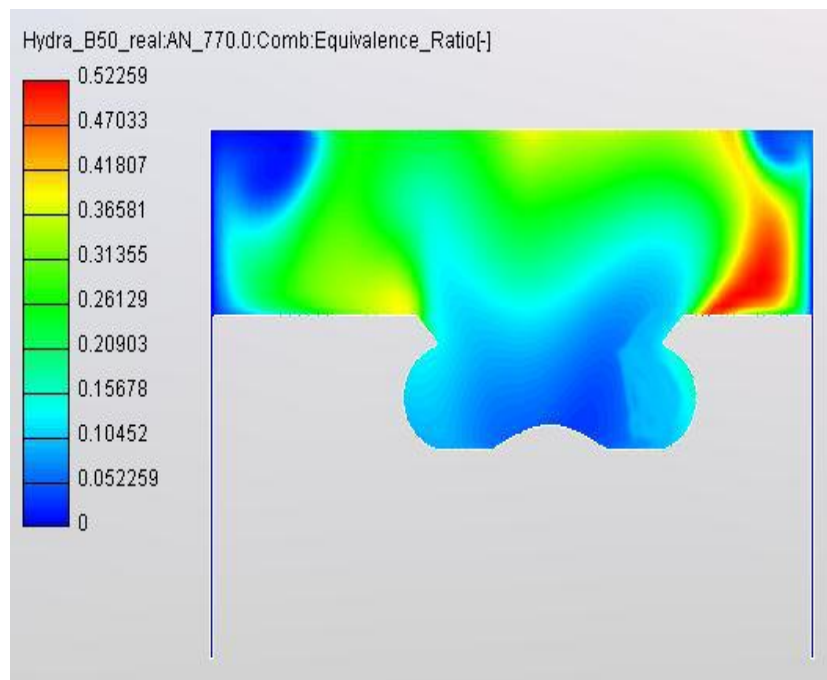
Gambar 4.27 CA 720 2000, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19Oktober 2015



Gambar 4.28 CA 745 2000, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19Oktober 2015

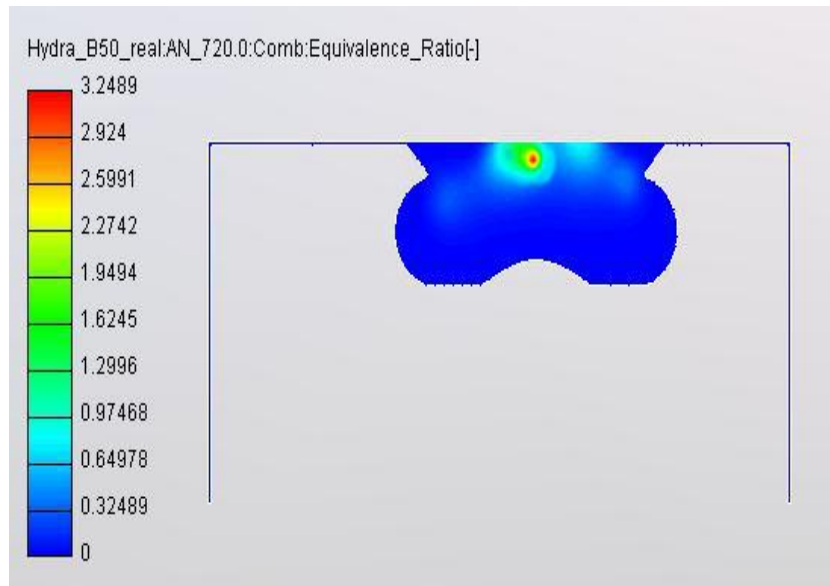


Gambar 4.29 CA 765 2000, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19Oktober 2015

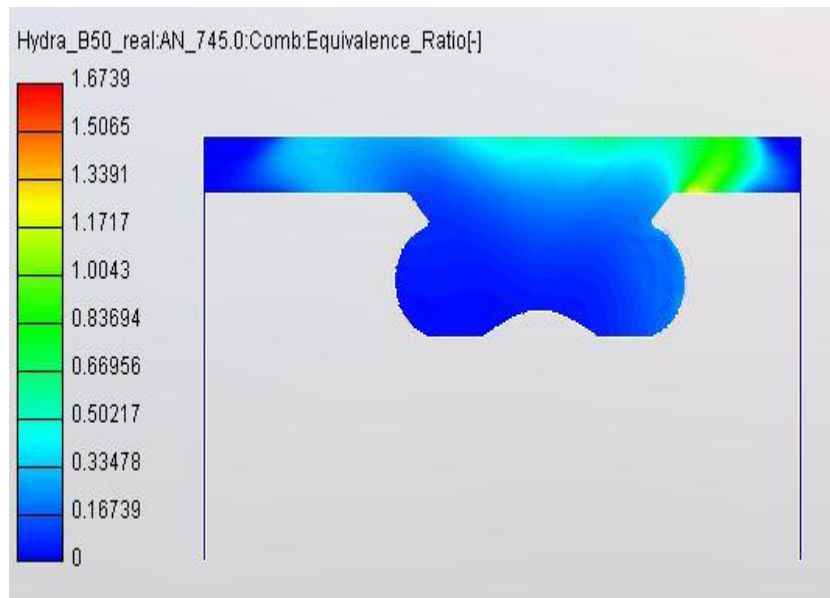


Gambar 4.30 CA 770 2000, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19Oktober 2015

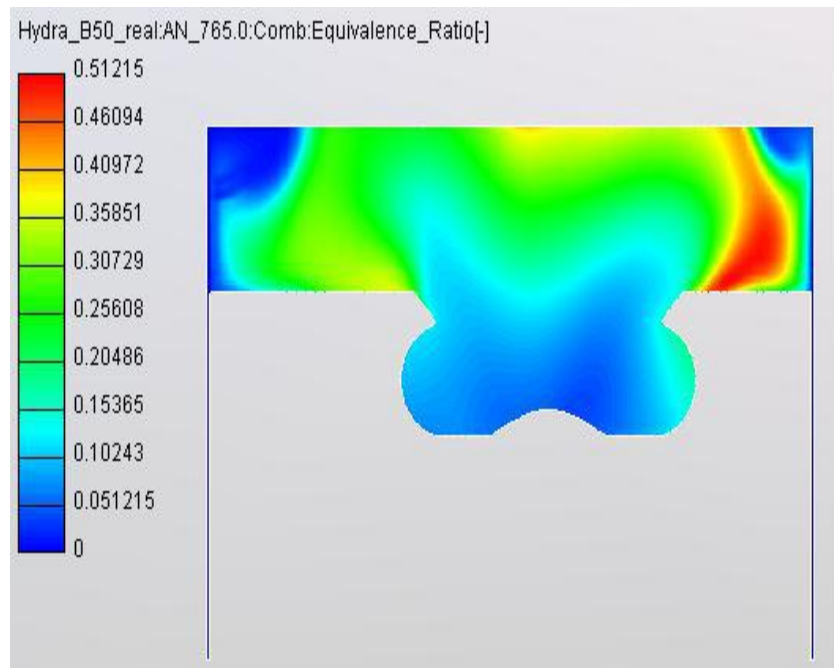
4.2.4.6 Pada 2200 Rpm hasil yang didapat sebagai berikut :



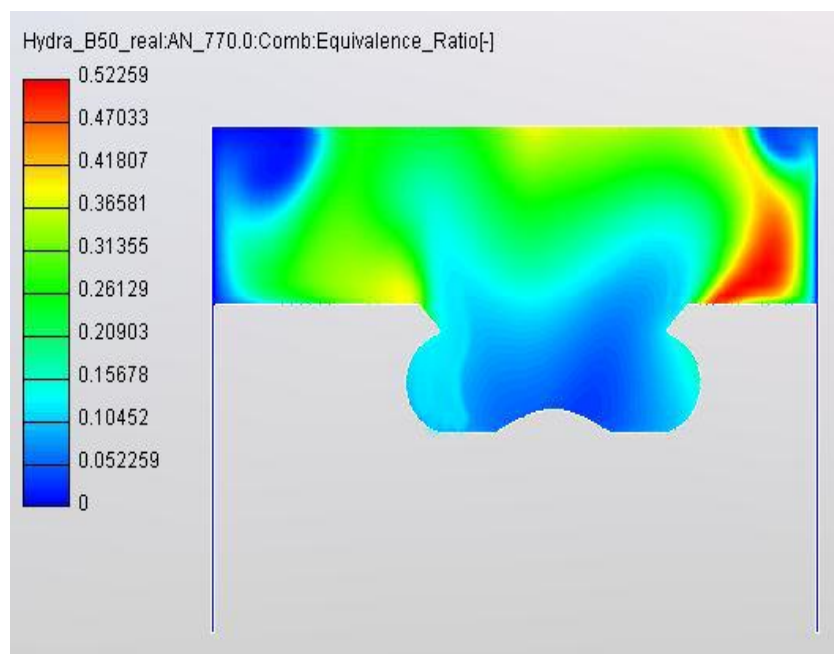
Gambar 4.31 CA 720 2200, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19Oktober 2015



Gambar 4.32 CA 745 2200, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19Oktober 2015



Gambar 4.33 CA 765 2200, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19Oktober 2015

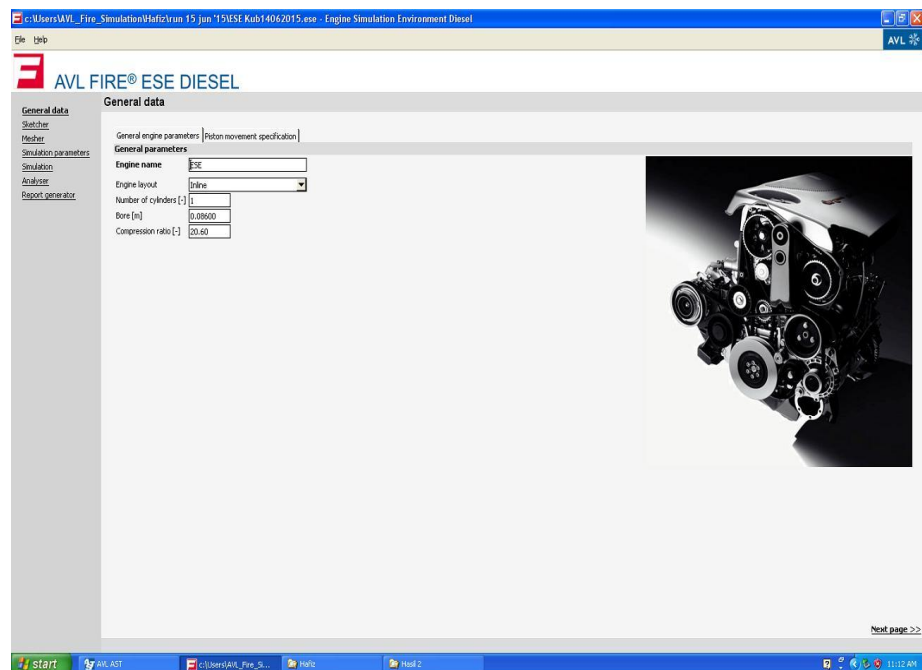


Gambar 4.34 CA 770 2200, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 19Oktober 2015

4.3 Menjalankan Simulasi

Pada simulasi AVL Fire ESE Diesel membutuhkan spesifikasi dari input data umum sebelum input parameter dari setiap elemen. Input data global harus di definisikan terlebih dahulu. Pertama pilih Simulasi AVL fire,

4.3.1 *General Data* : menentukan *engine layout* yang digunakan adalah *Inline*. Masukan untuk type 1 silinder yang dipakai, selanjutnya masukan ukuran *Bore (M)* dalam satuan meter dan *Compression ratio (-)*.



Gambar. 4.35 *General data*, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 16september 2015

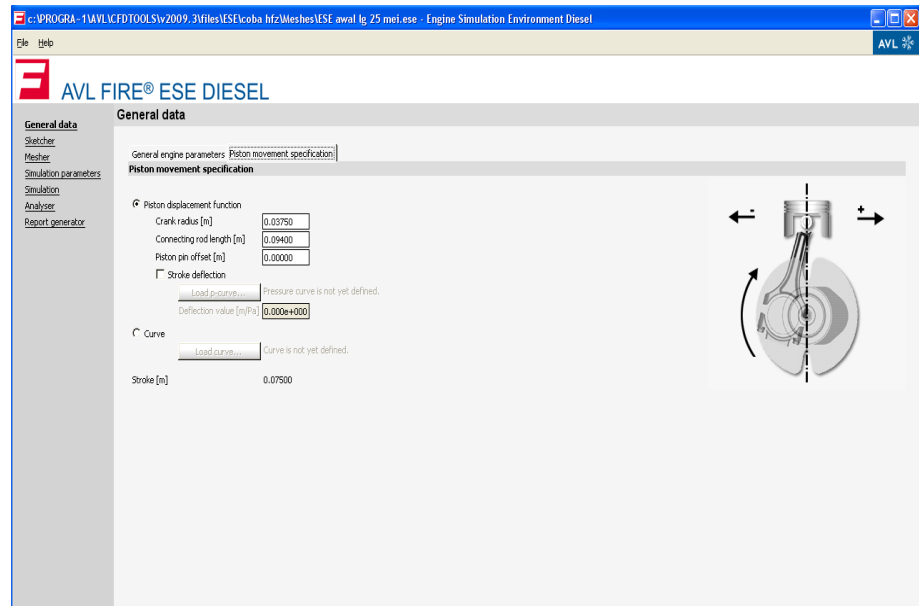
4.3.2 *Piston Movement Spesification*

Untuk menentukan spesifikasinya adalah

Crank Radius (M) : 0,03750 m

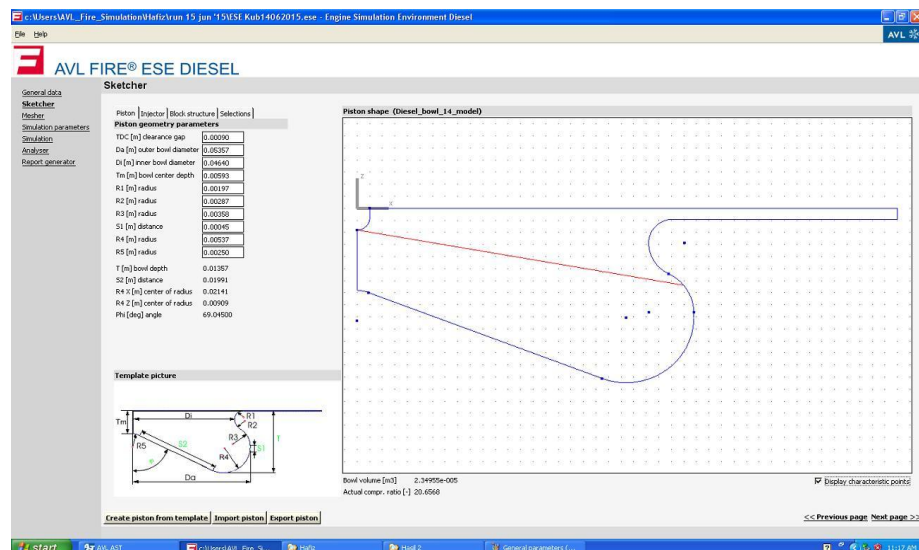
Connecting Road Lenght : 0,09400 m

Piston Offset : 0,00000m

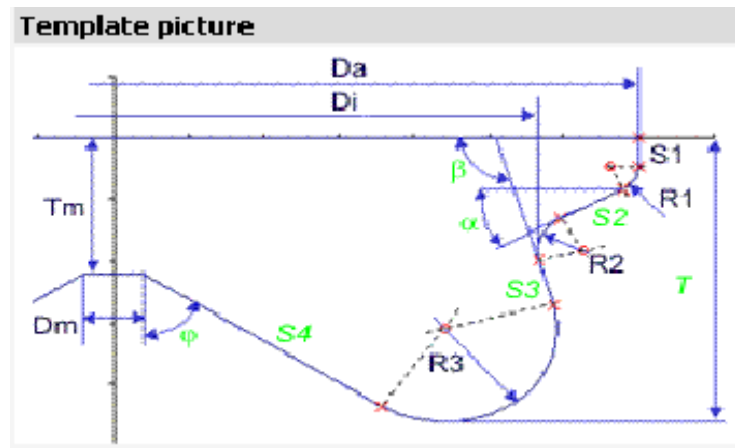


Gambar 4.36 piston *Movement Spsification*,
Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl
fire, pada 16september 2015

4.3.3 *Sketcher* : Membuat ukuran *bowl* Piston



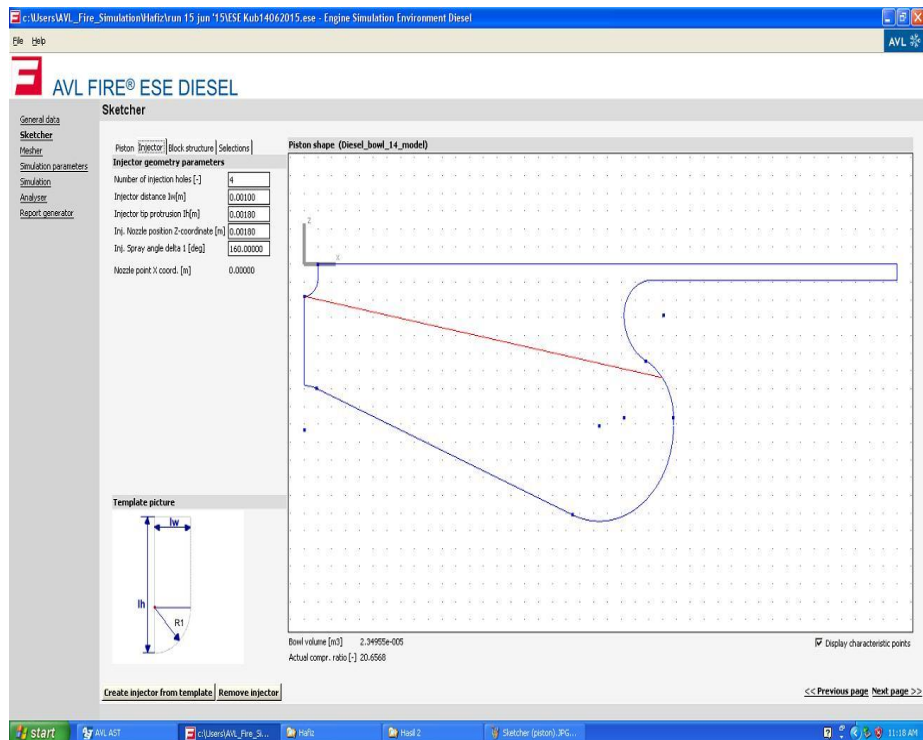
Gambar 4.37 *Sketcher (piston)*, Sumber : Data diperoleh menggunakan
software Avl fire, pada 16september 2015



Gambar 4.38 *Tempalate Picture*, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 16september 2015

Untuk pengukuran pada piston, dimasukkan angka sebagai berikut:

TDC [<i>dearence gap</i>]	: 0.00782
Da (m) <i>Outer bowl diameter</i>	: 0.54727
Di (m) <i>Inner bowl diameter</i>	: 0.46404
TM (m) <i>bowl centre depth</i>	: 0.05375
DM (m) <i>bowl middle diameter</i>	: 0.05375
R ₁ (m) <i>radius</i>	: 0.00782
R ₂ (m) <i>radius</i>	: 0.01971
R ₃ (m)	: 0.02867
R ₄ (m)	: 0.06002
R ₅ (m)	: 0.00896
R ₅ Z	: 0.10580



Gambar 4.39 Sketcher (injector), Sumber :
Data diperoleh menggunakan software Avl fire,
pada 16september 2015

INJECTOR :

Number of Injection bore : 4

Inj. Nozzle piston Z-Coordinate (m) : 0,09000

BLOCK STRUCTURE:

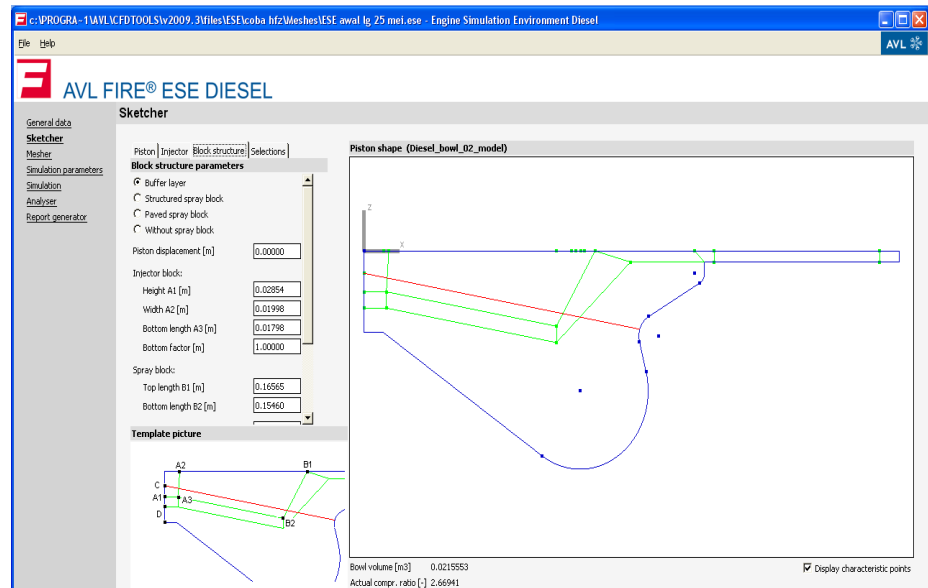
Piston Displacement : 0,0000

Injector block : Height A1 (m) : 0.02854

Widht A2 (m) : 0.01998

Bottom Lenght A3 : 0.01786

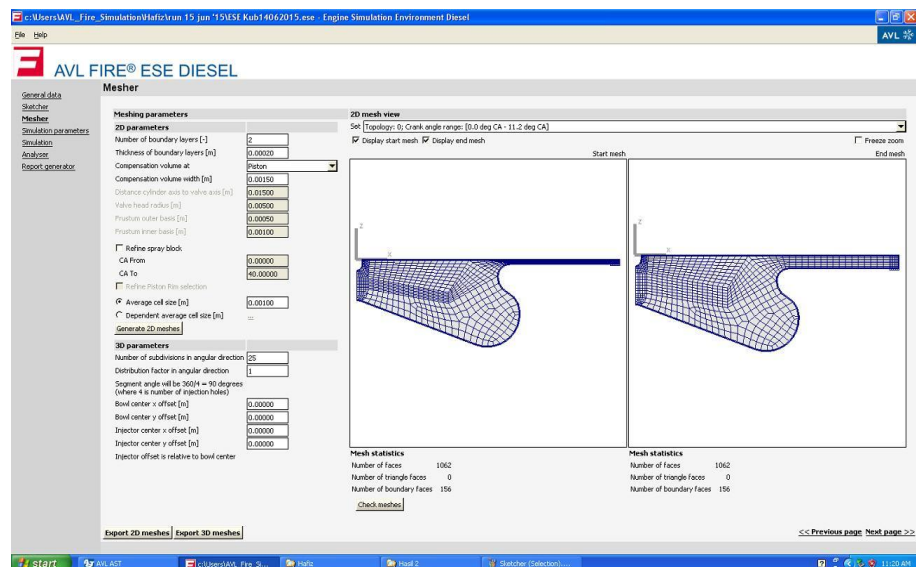
Bottom factor(m) : 1.00000



Gambar 4.40 Sketcher (Block Structure), Sumber :

Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 16september 2015

4.3.4 Mesher : gunanya untuk merubah tampilan menjadi 2D sesuai angka-angka yang telah dimasukan



Gambar 4.41 Mesher, Sumber : Data diperoleh menggunakan software

Avl fire, pada 16september 2015

4.3.5 Simulasi Parameter | Initial Condition | Sel For IC

Pressure : 100000 Pa

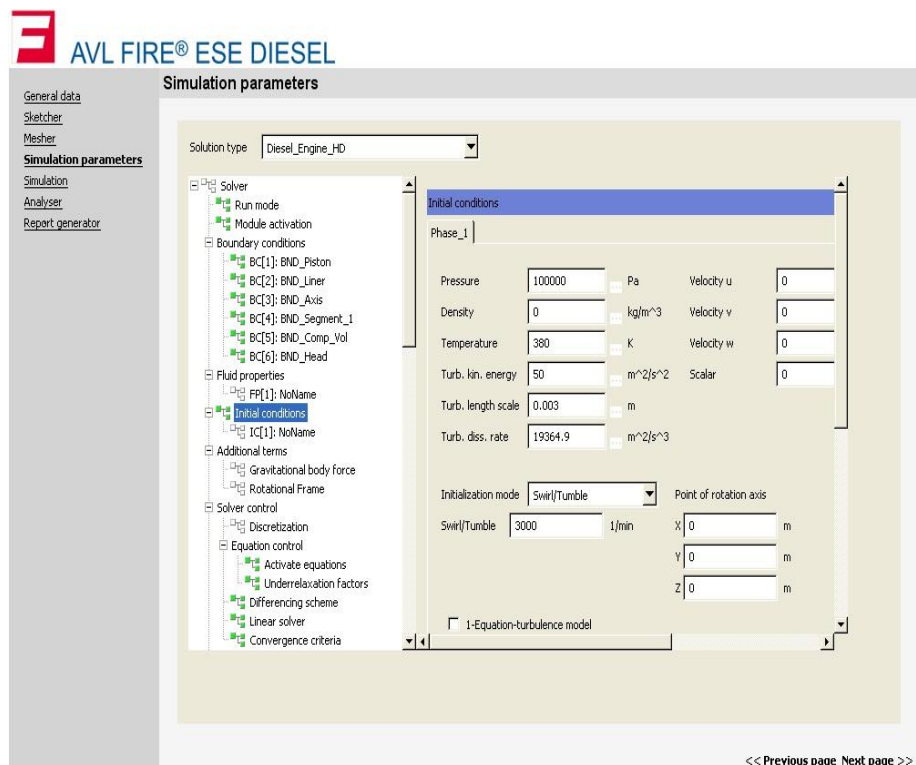
Destinity : 0 kg/m³

Temperature : 380 K

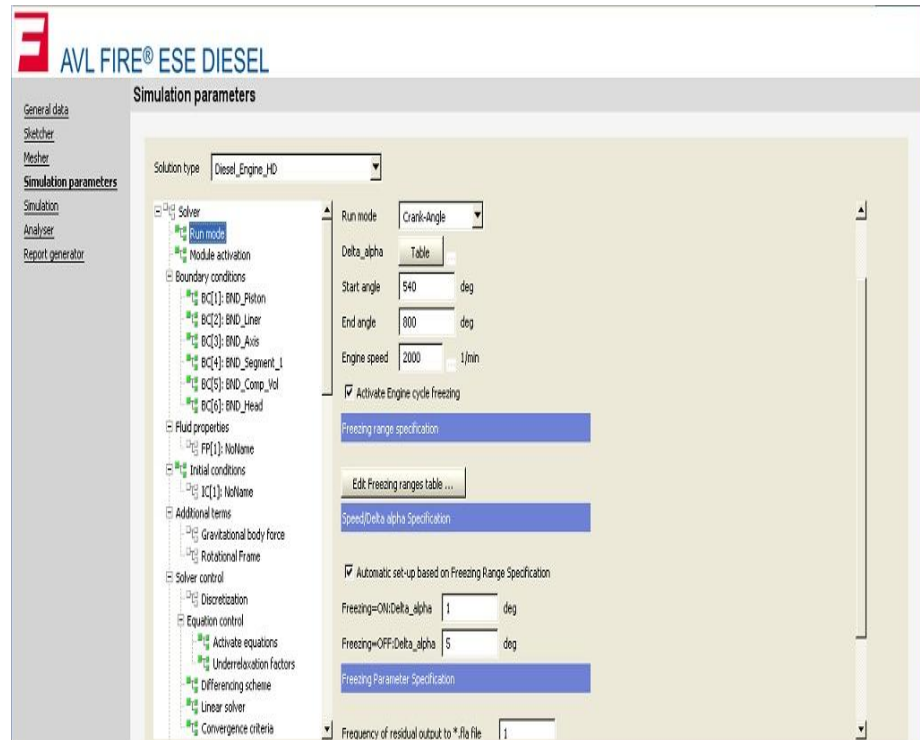
Turbo Energy : 50 m²/s²

Leght Scale : 0.003 m

Turb Disc Rate: 19364.9 m²/s³

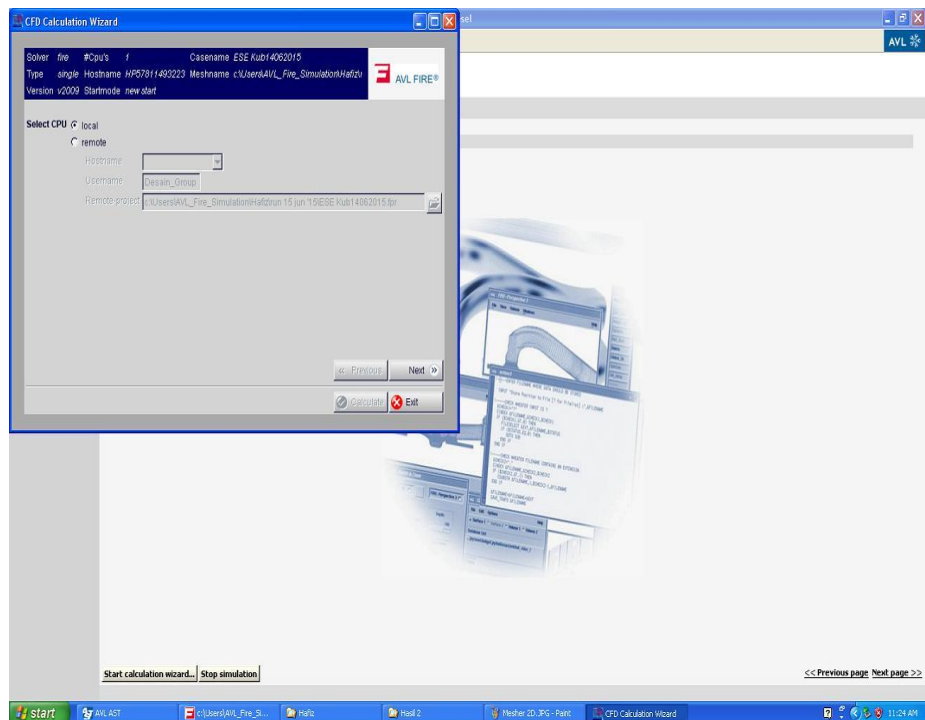


Gambar 4.42 *Simulation Parameters*, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 16september 2015



Gambar 4.43 *Simulation (Run Mode)*, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 16september 2015

4.3.6 Running Simulasi

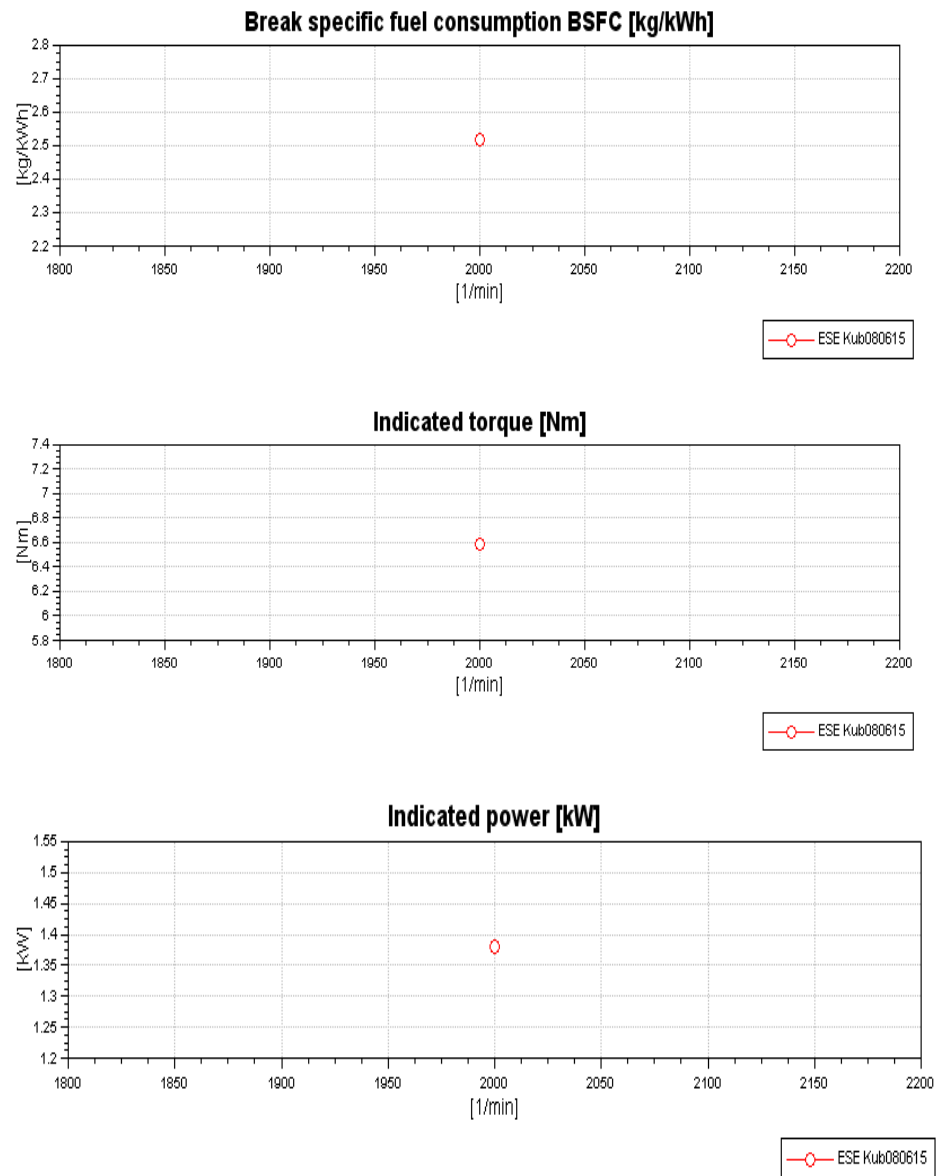


Gambar 4.44 *Running simulation*, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 16september 2015

Pada langkah simulasi

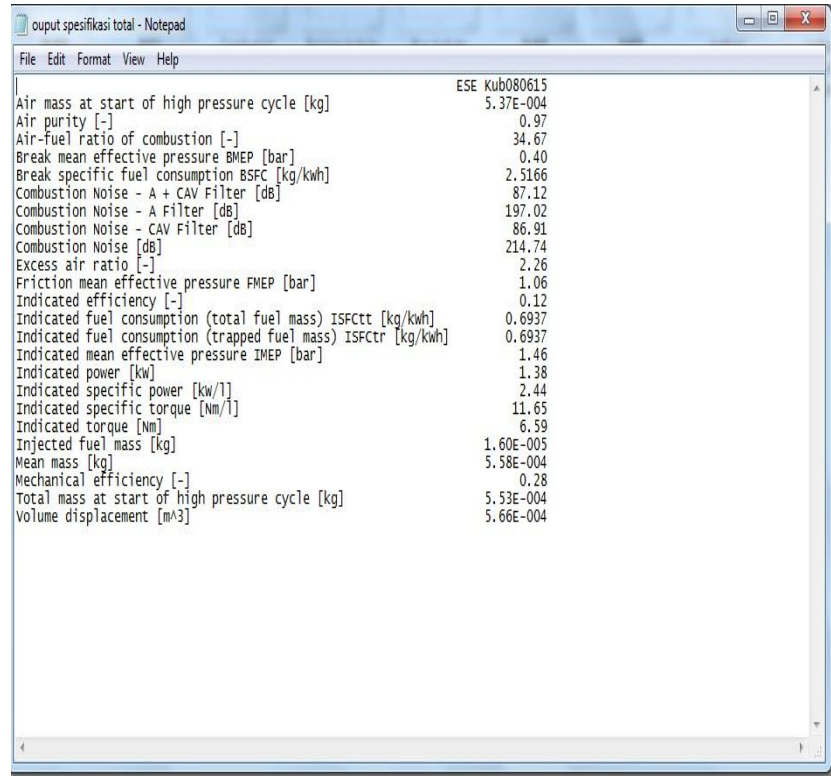
- a. Pertama select Start Calculation wizard.Selanjutnya
- b. Select a local CPU atau remote CPU, pilih yang select CPU, karna apabila pilih untuk remote CPU, maka hasil yang keluar akan menggunakan Username dan Password. Select Next untuk Selanjutnya.
- c. Select Single Proccesor , dan select next lagi.Selanjutnya
- d. Select nomer versi yang sedang digunakan karna ada 3 versi yang tersedia 1. AVL V2009.1 , 2. AVL V2009.3 , 3. AVL V2010.1 . dan versi yang sedang di running adalah versi AVL V2009.3 maka pilih AVL V2009.3.
- e. Select Start Calculation selanjutnya pilih calculate untuk menjalankan promgram (running)

4.3.7 Analyser : Setelah mendapatkan hasil di analisa Graphich



Gambar 4.45 Hasil analisa Grapich, Sumber :
Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada
16september 2015

4.3.8 Report Generator : untuk mengetahui output spesifikasi total.

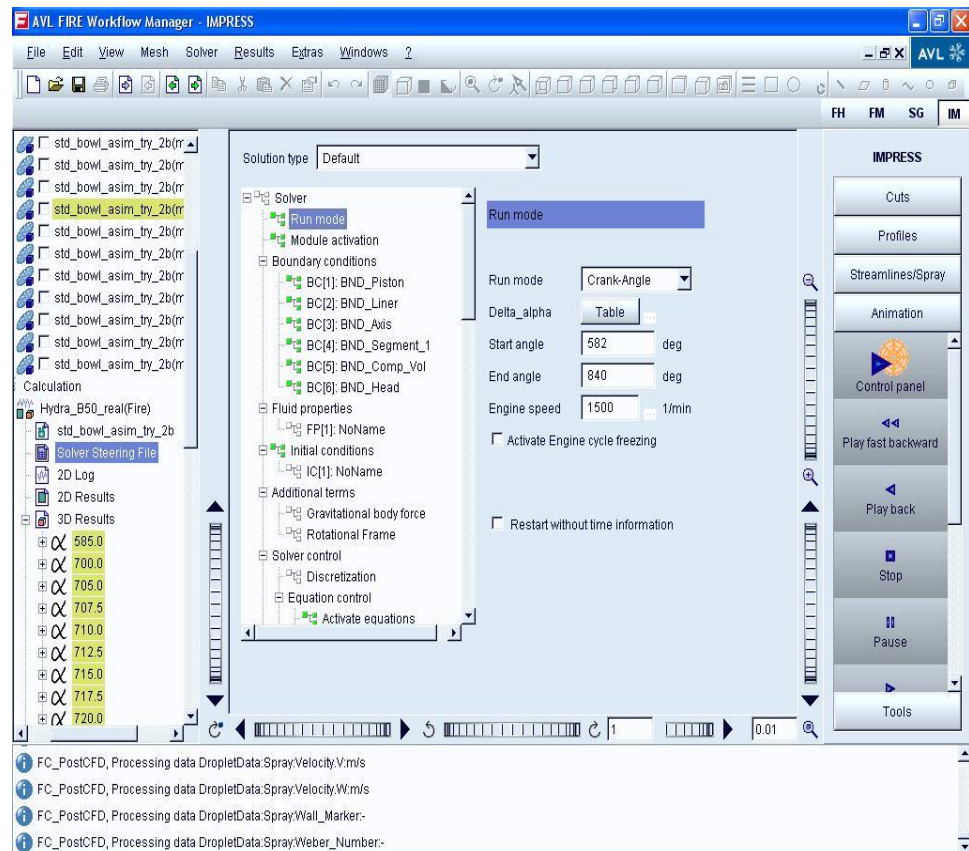


Parameter	Value
Air mass at start of high pressure cycle [kg]	ESE Kub080615
Air purity [-]	5.37E-004
Air-fuel ratio of combustion [-]	0.97
Break mean effective pressure BMEP [bar]	34.67
Break specific fuel consumption BSFC [kg/kwh]	0.40
Combustion Noise - A + CAV Filter [dB]	2.5166
Combustion Noise - A Filter [dB]	87.12
Combustion Noise - CAV Filter [dB]	197.02
Combustion Noise [dB]	86.91
Excess air ratio [-]	214.74
Friction mean effective pressure FMEP [bar]	2.26
Indicated efficiency [-]	1.06
Indicated fuel consumption (total fuel mass) ISFCtt [kg/kwh]	0.12
Indicated fuel consumption (trapped fuel mass) ISFctr [kg/kwh]	0.6937
Indicated mean effective pressure IMEP [bar]	0.6937
Indicated power [kw]	1.46
Indicated specific power [kw/l]	1.38
Indicated specific torque [Nm/l]	2.44
Indicated torque [Nm]	11.65
Injected fuel mass [kg]	6.59
Mean mass [kg]	1.60E-005
Mechanical efficiency [-]	5.58E-004
Total mass at start of high pressure cycle [kg]	0.28
Volume displacement [m³]	5.53E-004
	5.66E-004

Gambar 4.46 Output Spesifikasi total, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 16september 2015

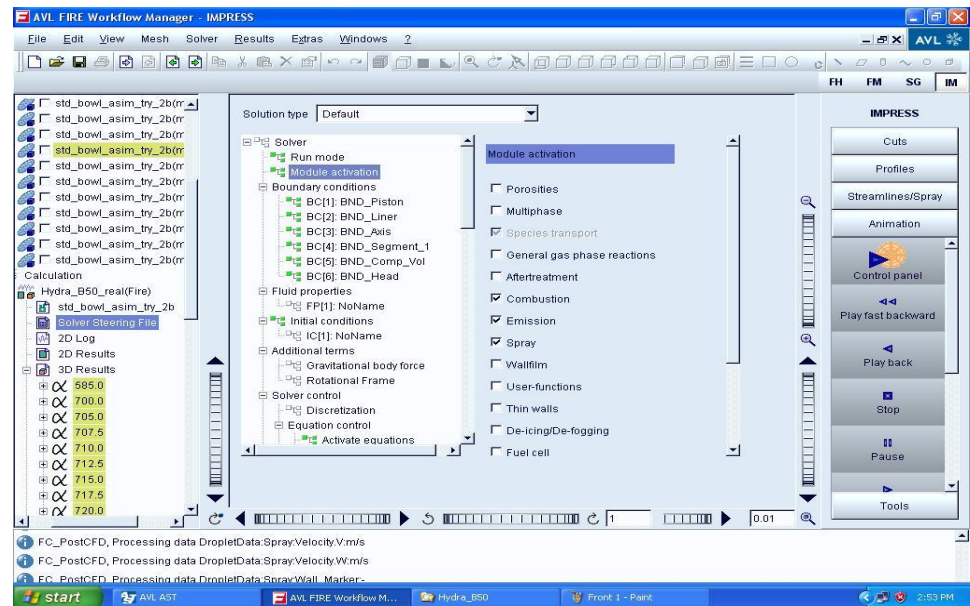
4.4 Menjalankan Simulasi Avl Fire Workflow

Pada tahap awal menjalankan Avl fire Workflow, buka folder hasil running pada output Avl fire Ese Diesel, kemudian tentukan parameter kondisi awal batas, seperti yang telah dilakukan pada Ese Diesel.



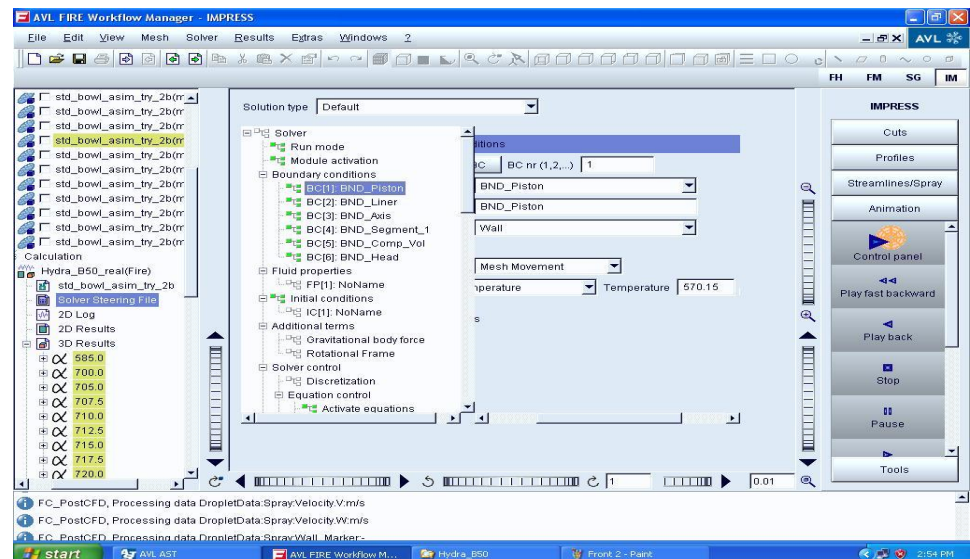
Gambar 4.47 *Run Mode*, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 18september 2015

Pada langkah awal tentukan kondisi batas untuk *Start angle* dan *End angle*, selanjutnya tentukan Rpm yang akan di running.



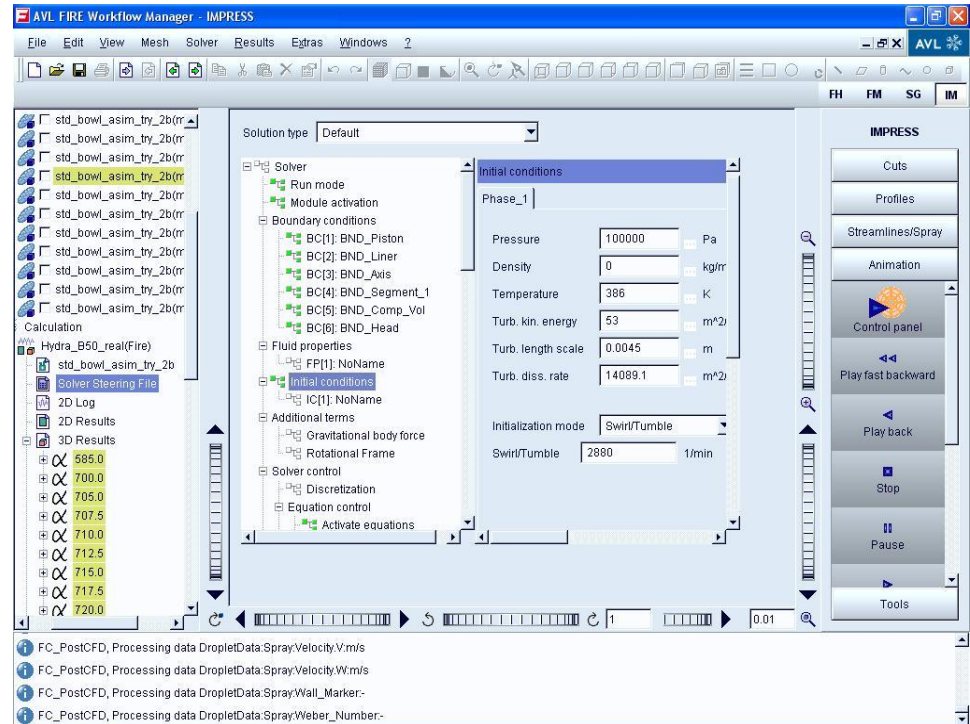
Gambar 4.48 *Module Activation*, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 18september 2015

Tentukan hasil yang akan di teliti, lalu klik pada kolom *Combution*, *Emission*, dan *Spray*.



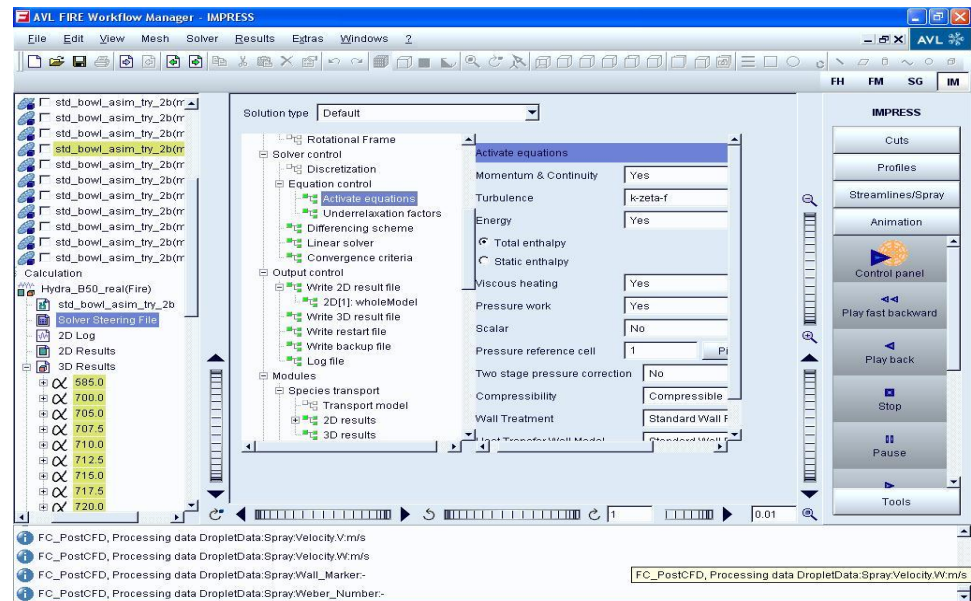
Gambar 4.49 *Boundary Condition*, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 18september 2015

Selanjutnya tentukan kondisi batas, BND_Piston Temperature 570° C, *Movement* pilih *Mesh Movement*.

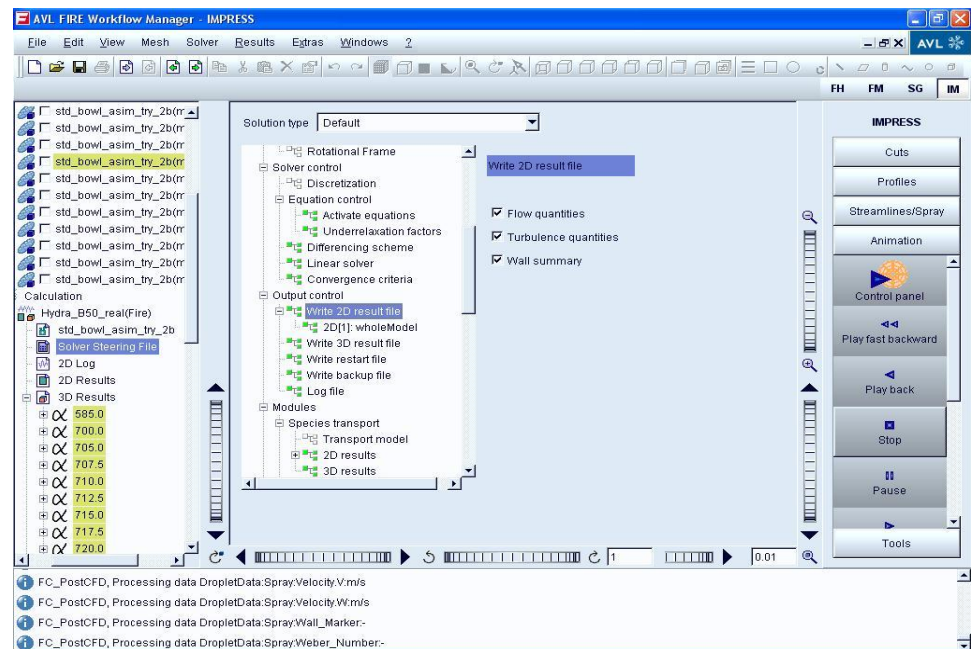


Gambar 4.50 Kondisi awal, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 18september 2015

Pada kondisi awal pressure 100000 Pa, *Temperature* 540° C, *Turb.lenght scale* 0.0045 m, *Turb.diss rate* 14089.1 m².

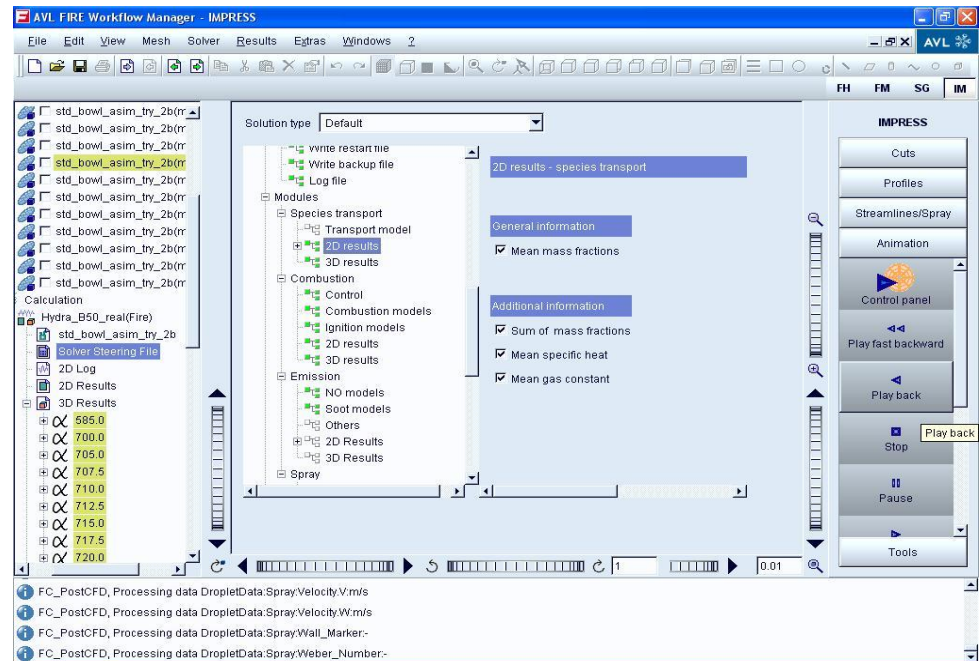


Gambar 4.51 *Equation control*, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 18september 2015

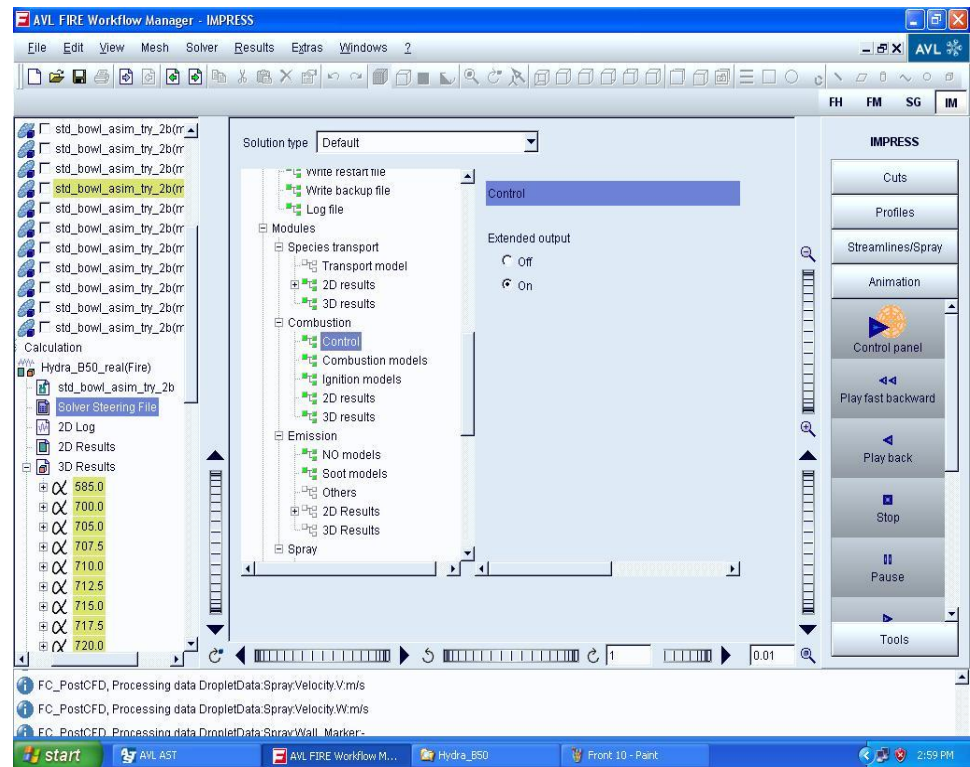


Gambar 4.52 *Output control*, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 18september 2015

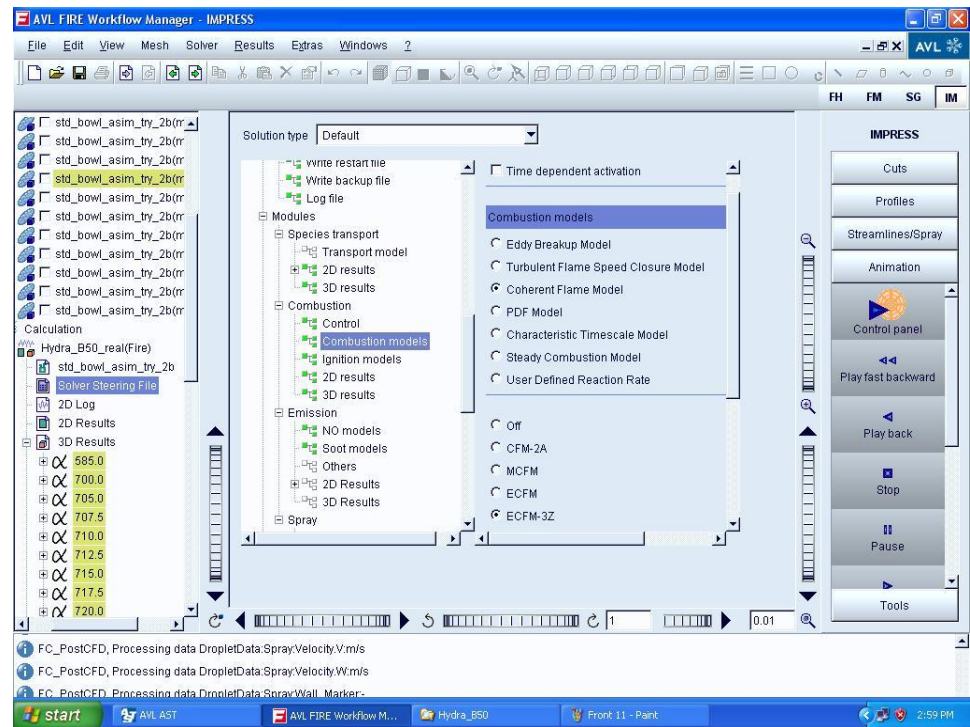
Pada *Output control*, beri tanda centang pada ketiga kolom tersebut, pertama kolom *Flow quantities*, *Turbelence quantities*, *Wall summary*.



Gambar 4.53 *Modules*, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 18september 2015

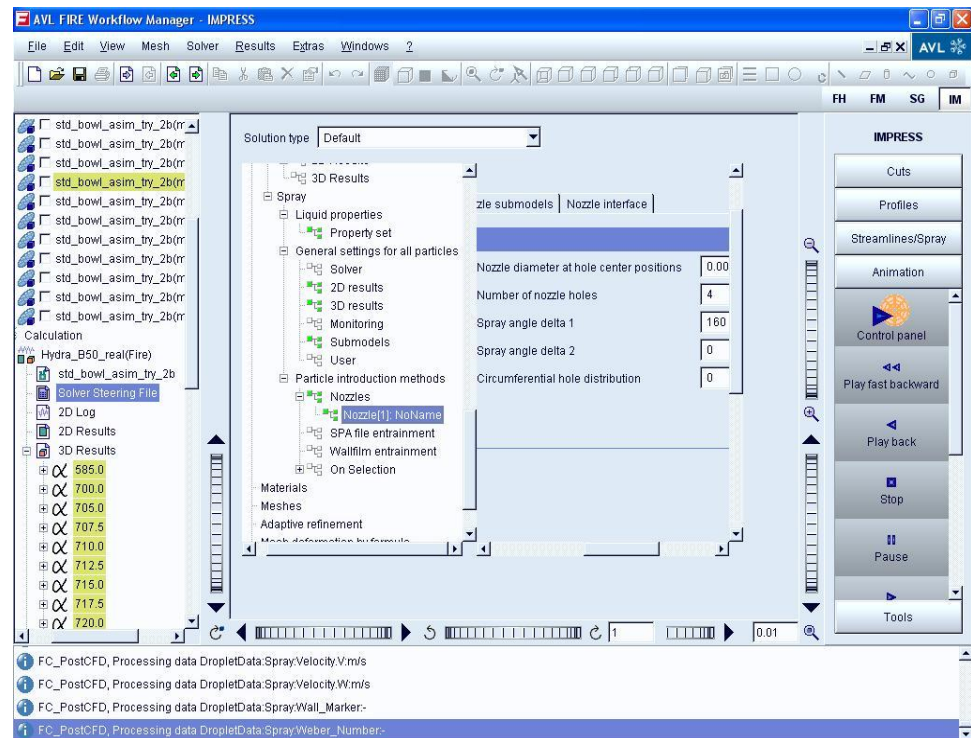


Gambar 4.54 *Combution control*, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 18september 2015



Gambar 4.55 *combution model*, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 18september 2015

Untuk mendapatkan hasil *combution model*, pilih *Coherent Flame Model*.



Gambar 4.56 Particle Introduction methods, Sumber : Data diperoleh menggunakan software Avl fire, pada 18september 2015

Untuk pilihan *Particle Introduction methods*, klik pada *Nozzles* selanjutnya tentukan *Number of nozzle holes*, masukan 4 lubang pada *nozzle*. Dan yang terakhir pilih *Animation*, untuk menjalankan *running*.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

A. Kesimpulan

1. Berdasarkan hasil dari Analisa Torsi piston dengan type B menunjukkan torsi maksimum pada Rpm 1200 hasil yang didapatkan 3,76 Kg.m dan pada Piston type A menunjukkan Torsi maksimum pada Rpm 1600 hasil yang didapatkan 3,21 Kg.m
2. Berdasarkan hasil dari Analisa Power Piston dengan type B menunjukkan power maksimum pada Rpm 2200 hasil yang didapatkan 8,15 kW dan pada Piston type A menunjukkan Power maksimum pada Rpm 2200 hasil yang didapatkan 6,15 kW
3. Berdasarkan hasil dari Analisa Brake Specific Fuel Compsution (BSFC) menunjukkan BSFC pada Piston type B pada Rpm 2200 mendapatkan hasil 233,03 g/kW.h dan pada Piston type A pada Rpm 1800 mendapatkan hasil 296,18 g/kW.h

B. Saran

1. Data yang diambil pada saat pengujian akan lebih akurat apabila alat ukur yang digunakan untuk melakukan pengukuran lebih sensitif dan presisi. Sehingga parameter yang masuk pada simulasi lebih tepat beserta variasi-variasi kasus untuk pengujiannya.
2. Penelitian selanjutnya perlu dikembangkan pada simulasi pengujian bervariasi mengenai pengaruh bentuk bowl piston dan pembakaran terhadap performa motor diesel.

DAFTAR PUSTAKA

- Arismunandar, Wiranto. 1983. *Motor Diesel Putaran Tinggi*. Jakarta. Pradnya Paramita,
- Hartono , 1995. *Perencanaan Piston motor diesel 4 Tak dengan daya 340 HP pada Putaran 1500 Rpm*, (Intstitut Keperguruan dan Ilmu Pendidikan : Jakarta,)
- Heywood, Jhon. 1989. *Internal Combustion Engines Fundamentals*. Mc Graw Hill;
- Kubota Indonesia., 2005. *Petunjuk Operator Kubota Diesel Model: RD 85 DI – IT*. Jakarta.
- Trakindo Utama., 2003. *Module Traning Center, Konsep Dasar Engine*. Cileungsi, Bogor.
- Pulkrabek, Willard W., *Engineering Fundamentals of Internal Combustion*.
Prentice Hall.
- Sukma, Irwan., 2014. *Simulasi Uji Performa pada motor diesel Injeksi langsung 487 cc berdasarkan investigasi karakteristik koefisien aliran udara*, (Skripsi Tugas Akhir Universitas Pancasila : Jakarta)

LAMPIRAN

ESE KubTYPEA (Rpm 1200)

Air mass at start of high pressure cycle [kg]	5.37E-004
Air purity [-]	0.97
Air-fuel ratio of combustion [-]	34.67
Break mean effective pressure BMEP [bar]	2.10
Break specific fuel consumption BSFC [kg/kWh]	0.379297
Combustion Noise - A + CAV Filter [dB]	87.12
Combustion Noise - A Filter [dB]	197.02
Combustion Noise - CAV Filter [dB]	86.91
Combustion Noise [dB]	214.74
Excess air ratio [-]	2.26
Friction mean effective pressure FMEP [bar]	1.56
Indicated efficiency [-]	0.12
Indicated fuel consumption (total fuel mass) ISFCtt [kg/kWh]	0.6937
Indicated fuel consumption (trapped fuel mass) ISFCtr [kg/kWh]	0.6937
Indicated mean effective pressure IMEP [bar]	1.46
Indicated power [kW]	3.78
Indicated specific power [kW/l]	3.44
Indicated specific torque [Nm/l]	48.65
Indicated torque [Nm]	30.1
Injected fuel mass [kg]	1.60E-005
Mean mass [kg]	5.58E-004
Mechanical efficiency [-]	0.28
Total mass at start of high pressure cycle [kg]	5.53E-004
Volume displacement [m^3]	5.66E-004

ESE KubTYPEA (Rpm 1400)

Air mass at start of high pressure cycle [kg]	5.37E-004
Air purity [-]	0.97
Air-fuel ratio of combustion [-]	36.19
Break mean effective pressure BMEP [bar]	2.40
Break specific fuel consumption BSFC [kg/kWh]	0.364741
Combustion Noise - A + CAV Filter [dB]	87.12
Combustion Noise - A Filter [dB]	197.02
Combustion Noise - CAV Filter [dB]	86.91
Combustion Noise [dB]	214.74
Excess air ratio [-]	2.82
Friction mean effective pressure FMEP [bar]	1.83
Indicated efficiency [-]	0.16
Indicated fuel consumption (total fuel mass) ISFCtt [kg/kWh]	0.6367
Indicated fuel consumption (trapped fuel mass) ISFCtr [kg/kWh]	0.6367
Indicated mean effective pressure IMEP [bar]	1.53
Indicated power [kW]	4.48
Indicated specific power [kW/l]	3.17
Indicated specific torque [Nm/l]	48.96
Indicated torque [Nm]	30.54
Injected fuel mass [kg]	1.50E-003
Mean mass [kg]	5.55E-004
Mechanical efficiency [-]	0.28
Total mass at start of high pressure cycle [kg]	5.53E-004
Volume displacement [m^3]	5.66E-004

ESE KubTYPEA (Rpm 1500)

Air mass at start of high pressure cycle [kg]	5.37E-004
Air purity [-]	0.97
Air-fuel ratio of combustion [-]	34.50
Break mean effective pressure BMEP [bar]	2.60
Break specific fuel consumption BSFC [kg/kWh]	0.350443
Combustion Noise - A + CAV Filter [dB]	97.12
Combustion Noise - A Filter [dB]	297.02
Combustion Noise - CAV Filter [dB]	76.91
Combustion Noise [dB]	214.74
Excess air ratio [-]	2.82
Friction mean effective pressure FMEP [bar]	1.91
Indicated efficiency [-]	0.16
Indicated fuel consumption (total fuel mass) ISFCtt [kg/kWh]	0.5397
Indicated fuel consumption (trapped fuel mass) ISFCtr [kg/kWh]	0.5397
Indicated mean effective pressure IMEP [bar]	1.88
Indicated power [kW]	4.86
Indicated specific power [kW/l]	3.67
Indicated specific torque [Nm/l]	46.70
Indicated torque [Nm]	30.94
Injected fuel mass [kg]	1.66E-003
Mean mass [kg]	5.60E-004
Mechanical efficiency [-]	0.28
Total mass at start of high pressure cycle [kg]	5.53E-004
Volume displacement [m^3]	5.66E-004

ESE KubTYPEA (Rpm 1600)

Air mass at start of high pressure cycle [kg]	5.37E-004
Air purity [-]	0.97
Air-fuel ratio of combustion [-]	35.30
Break mean effective pressure BMEP [bar]	2.10
Break specific fuel consumption BSFC [kg/kWh]	0.320409
Combustion Noise - A + CAV Filter [dB]	96.33
Combustion Noise - A Filter [dB]	267.20
Combustion Noise - CAV Filter [dB]	85.32
Combustion Noise [dB]	237.90
Excess air ratio [-]	2.82
Friction mean effective pressure FMEP [bar]	1.88
Indicated efficiency [-]	0.16
Indicated fuel consumption (total fuel mass) ISFCtt [kg/kWh]	0.6890
Indicated fuel consumption (trapped fuel mass) ISFCtr [kg/kWh]	0.6890
Indicated mean effective pressure IMEP [bar]	1.64
Indicated power [kW]	5.29
Indicated specific power [kW/l]	4.07
Indicated specific torque [Nm/l]	48.96
Indicated torque [Nm]	31.55
Injected fuel mass [kg]	1.40E-003
Mean mass [kg]	5.69E-004
Mechanical efficiency [-]	0.28
Total mass at start of high pressure cycle [kg]	5.53E-004
Volume displacement [m^3]	5.66E-004

ESE KubTYPEA (Rpm 1800)

Air mass at start of high pressure cycle [kg]	5.37E-004
Air purity [-]	0.97
Air-fuel ratio of combustion [-]	35.20
Break mean effective pressure BMEP [bar]	2.23
Break specific fuel consumption BSFC [kg/kWh]	0.296182
Combustion Noise - A + CAV Filter [dB]	85.80
Combustion Noise - A Filter [dB]	240.80
Combustion Noise - CAV Filter [dB]	88.81
Combustion Noise [dB]	234.84
Excess air ratio [-]	2.82
Friction mean effective pressure FMEP [bar]	1.83
Indicated efficiency [-]	0.16
Indicated fuel consumption (total fuel mass) ISFCtt [kg/kWh]	0.6190
Indicated fuel consumption (trapped fuel mass) ISFCtr [kg/kWh]	0.6190
Indicated mean effective pressure IMEP [bar]	1.89
Indicated power [kW]	5.76
Indicated specific power [kW/l]	5.20
Indicated specific torque [Nm/l]	47.96
Indicated torque [Nm]	30.57
Injected fuel mass [kg]	1.65E-003
Mean mass [kg]	5.60E-004
Mechanical efficiency [-]	0.28
Total mass at start of high pressure cycle [kg]	5.53E-004
Volume displacement [m^3]	5.66E-004

ESE KubTYPEA (Rpm 2000)

Air mass at start of high pressure cycle [kg]	5.37E-004
Air purity [-]	0.97
Air-fuel ratio of combustion [-]	37.07
Break mean effective pressure BMEP [bar]	2.01
Break specific fuel consumption BSFC [kg/kWh]	0.299889
Combustion Noise - A + CAV Filter [dB]	86.80
Combustion Noise - A Filter [dB]	241.90
Combustion Noise - CAV Filter [dB]	84.11
Combustion Noise [dB]	219.10
Excess air ratio [-]	2.82
Friction mean effective pressure FMEP [bar]	1.95
Indicated efficiency [-]	0.16
Indicated fuel consumption (total fuel mass) ISFCtt [kg/kWh]	0.6970
Indicated fuel consumption (trapped fuel mass) ISFCtr [kg/kWh]	0.6970
Indicated mean effective pressure IMEP [bar]	1.66
Indicated power [kW]	5.69
Indicated specific power [kW/l]	4.97
Indicated specific torque [Nm/l]	44.16
Indicated torque [Nm]	27.17
Injected fuel mass [kg]	1.58E-003
Mean mass [kg]	5.64E-004
Mechanical efficiency [-]	0.28
Total mass at start of high pressure cycle [kg]	5.53E-004
Volume displacement [m^3]	5.66E-004

ESE KubTYPEA (Rpm 2200)

Air mass at start of high pressure cycle [kg]	5.37E-004
Air purity [-]	0.97
Air-fuel ratio of combustion [-]	36.77
Break mean effective pressure BMEP [bar]	2.55
Break specific fuel consumption BSFC [kg/kWh]	0.299971
Combustion Noise - A + CAV Filter [dB]	82.90
Combustion Noise - A Filter [dB]	221.33
Combustion Noise - CAV Filter [dB]	82.71
Combustion Noise [dB]	208.22
Excess air ratio [-]	2.82
Friction mean effective pressure FMEP [bar]	1.87
Indicated efficiency [-]	0.16
Indicated fuel consumption (total fuel mass) ISFC _{tt} [kg/kWh]	0.6250
Indicated fuel consumption (trapped fuel mass) ISFC _{tr} [kg/kWh]	0.6250
Indicated mean effective pressure IMEP [bar]	1.70
Indicated power [kW]	6.15
Indicated specific power [kW/l]	5.77
Indicated specific torque [Nm/l]	43.22
Indicated torque [Nm]	27.23
Injected fuel mass [kg]	1.63E-002
Mean mass [kg]	5.58E-002
Mechanical efficiency [-]	0.28
Total mass at start of high pressure cycle [kg]	5.53E-004
Volume displacement [m ³]	5.66E-004

ESE KubTYPEB (Rpm 1200)

Air mass at start of high pressure cycle [kg]	5.85E-001
Air purity [-]	0.85
Air-fuel ratio of combustion [-]	27.10
Break mean effective pressure BMEP [bar]	2.51
Break specific fuel consumption BSFC [kg/kWh]	0.231877
Combustion Noise - A + CAV Filter [dB]	66.60
Combustion Noise - A Filter [dB]	221.70
Combustion Noise - CAV Filter [dB]	74.41
Combustion Noise [dB]	199.30
Excess air ratio [-]	2.92
Friction mean effective pressure FMEP [bar]	2.65
Indicated efficiency [-]	0.77
Indicated fuel consumption (total fuel mass) ISFCtt [kg/kWh]	0.8470
Indicated fuel consumption (trapped fuel mass) ISFCtr [kg/kWh]	0.8470
Indicated mean effective pressure IMEP [bar]	4.06
Indicated power [kW]	4.66
Indicated specific power [kW/l]	5.97
Indicated specific torque [Nm/l]	44.28
Indicated torque [Nm]	35.99
Injected fuel mass [kg]	1.58E-003
Mean mass [kg]	5.64E-004
Mechanical efficiency [-]	0.28
Total mass at start of high pressure cycle [kg]	5.92E-001
Volume displacement [m^3]	5.10E-008

ESE KubTYPEB (Rpm 1400)

Air mass at start of high pressure cycle [kg]	5.85E-001
Air purity [-]	0.85
Air-fuel ratio of combustion [-]	29.22
Break mean effective pressure BMEP [bar]	2.90
Break specific fuel consumption BSFC [kg/kWh]	0.232444
Combustion Noise - A + CAV Filter [dB]	65.10
Combustion Noise - A Filter [dB]	218.90
Combustion Noise - CAV Filter [dB]	73.50
Combustion Noise [dB]	219.80
Excess air ratio [-]	2.75
Friction mean effective pressure FMEP [bar]	2.42
Indicated efficiency [-]	0.90
Indicated fuel consumption (total fuel mass) ISFCtt [kg/kWh]	0.7120
Indicated fuel consumption (trapped fuel mass) ISFCtr [kg/kWh]	0.7120
Indicated mean effective pressure IMEP [bar]	3.83
Indicated power [kW]	5.42
Indicated specific power [kW/l]	6.67
Indicated specific torque [Nm/l]	44.16
Indicated torque [Nm]	35.66
Injected fuel mass [kg]	1.40E-001
Mean mass [kg]	5.60E-002
Mechanical efficiency [-]	0.38
Total mass at start of high pressure cycle [kg]	5.92E-001
Volume displacement [m^3]	5.10E-008

ESE KubTYPEB (Rpm 1500)

Air mass at start of high pressure cycle [kg]	5.85E-001
Air purity [-]	0.85
Air-fuel ratio of combustion [-]	27.70
Break mean effective pressure BMEP [bar]	2.80
Break specific fuel consumption BSFC [kg/kWh]	0.233543
Combustion Noise - A + CAV Filter [dB]	67.20
Combustion Noise - A Filter [dB]	191.10
Combustion Noise - CAV Filter [dB]	69.20
Combustion Noise [dB]	202.10
Excess air ratio [-]	2.75
Friction mean effective pressure FMEP [bar]	2.42
Indicated efficiency [-]	0.90
Indicated fuel consumption (total fuel mass) ISFCtt [kg/kWh]	0.4110
Indicated fuel consumption (trapped fuel mass) ISFCtr [kg/kWh]	0.4110
Indicated mean effective pressure IMEP [bar]	3.95
Indicated power [kW]	5.94
Indicated specific power [kW/l]	6.21
Indicated specific torque [Nm/l]	43.50
Indicated torque [Nm]	35.11
Injected fuel mass [kg]	1.56E-005
Mean mass [kg]	5.59E-003
Mechanical efficiency [-]	0.38
Total mass at start of high pressure cycle [kg]	5.92E-001
Volume displacement [m^3]	5.10E-008

ESE KubTYPEB (Rpm 1600)

Air mass at start of high pressure cycle [kg]	5.85E-001
Air purity [-]	0.85
Air-fuel ratio of combustion [-]	29.22
Break mean effective pressure BMEP [bar]	2.40
Break specific fuel consumption BSFC [kg/kWh]	0.234113
Combustion Noise - A + CAV Filter [dB]	69.80
Combustion Noise - A Filter [dB]	202.70
Combustion Noise - CAV Filter [dB]	71.70
Combustion Noise [dB]	201.60
Excess air ratio [-]	2.85
Friction mean effective pressure FMEP [bar]	2.20
Indicated efficiency [-]	1.03
Indicated fuel consumption (total fuel mass) ISFCtt [kg/kWh]	0.6410
Indicated fuel consumption (trapped fuel mass) ISFCtr [kg/kWh]	0.6410
Indicated mean effective pressure IMEP [bar]	3.40
Indicated power [kW]	6.15
Indicated specific power [kW/l]	6.89
Indicated specific torque [Nm/l]	42.10
Indicated torque [Nm]	34.66
Injected fuel mass [kg]	1.30E-006
Mean mass [kg]	5.40E-002
Mechanical efficiency [-]	0.38
Total mass at start of high pressure cycle [kg]	5.92E-001
Volume displacement [m^3]	5.10E-008

ESE KubTYPEB (Rpm 1800)

Air mass at start of high pressure cycle [kg]	5.85E-001
Air purity [-]	0.85
Air-fuel ratio of combustion [-]	28.60
Break mean effective pressure BMEP [bar]	2.55
Break specific fuel consumption BSFC [kg/kWh]	0.236444
Combustion Noise - A + CAV Filter [dB]	69.10
Combustion Noise - A Filter [dB]	213.40
Combustion Noise - CAV Filter [dB]	70.10
Combustion Noise [dB]	220.10
Excess air ratio [-]	2.70
Friction mean effective pressure FMEP [bar]	2.40
Indicated efficiency [-]	1.10
Indicated fuel consumption (total fuel mass) ISFCtt [kg/kWh]	0.6960
Indicated fuel consumption (trapped fuel mass) ISFCtr [kg/kWh]	0.6960
Indicated mean effective pressure IMEP [bar]	3.90
Indicated power [kW]	6.85
Indicated specific power [kW/l]	7.29
Indicated specific torque [Nm/l]	41.50
Indicated torque [Nm]	34.34
Injected fuel mass [kg]	1.80E-002
Mean mass [kg]	5.60E-001
Mechanical efficiency [-]	0.38
Total mass at start of high pressure cycle [kg]	5.92E-001
Volume displacement [m^3]	5.10E-008

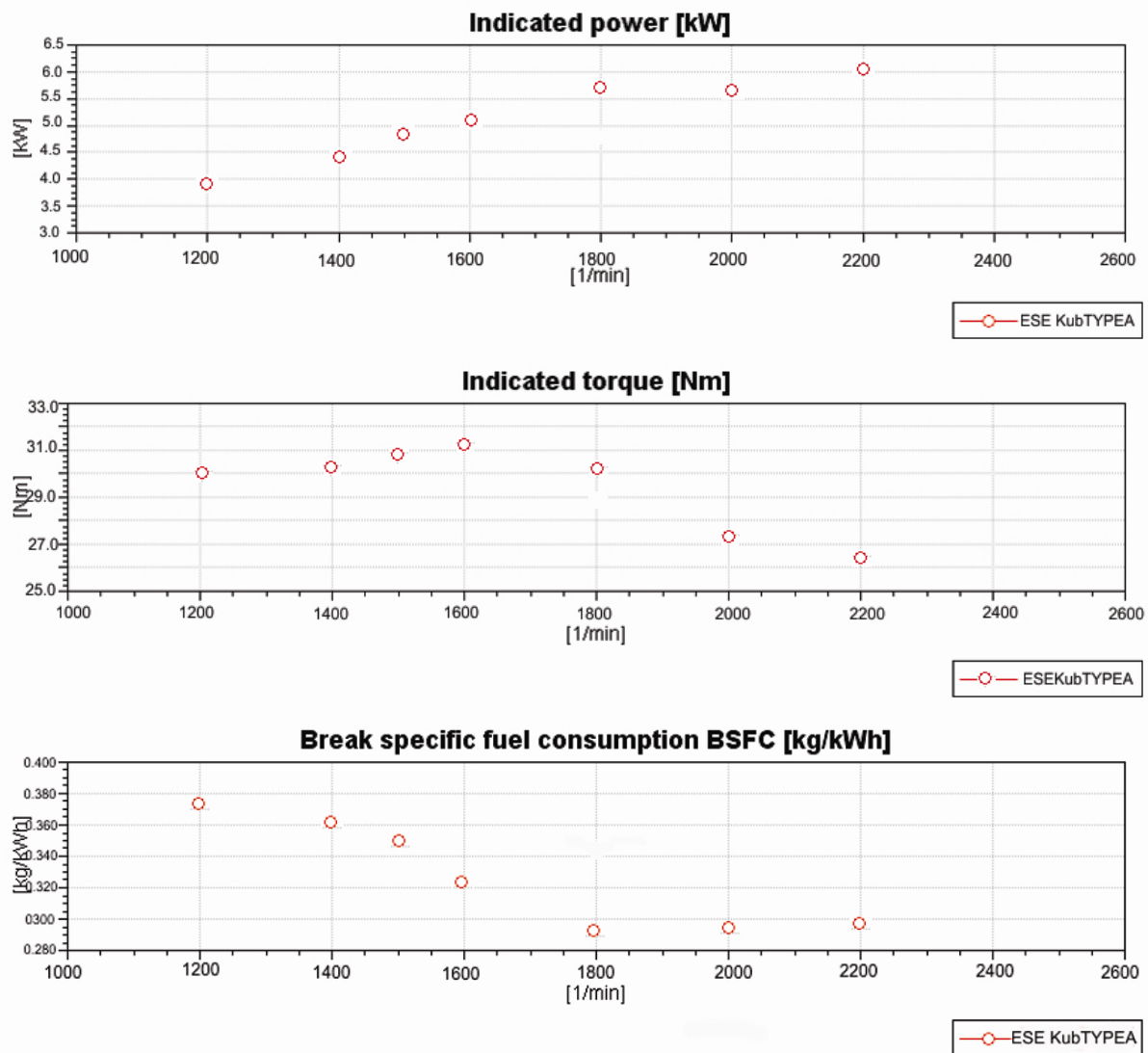
ESE KubTYPEB (Rpm 2000)

Air mass at start of high pressure cycle [kg]	5.85E-001
Air purity [-]	0.85
Air-fuel ratio of combustion [-]	27.90
Break mean effective pressure BMEP [bar]	2.38
Break specific fuel consumption BSFC [kg/kWh]	0.239494
Combustion Noise - A + CAV Filter [dB]	69.80
Combustion Noise - A Filter [dB]	215.20
Combustion Noise - CAV Filter [dB]	71.30
Combustion Noise [dB]	227.40
Excess air ratio [-]	2.72
Friction mean effective pressure FMEP [bar]	2.48
Indicated efficiency [-]	1.20
Indicated fuel consumption (total fuel mass) ISFCtt [kg/kWh]	0.6220
Indicated fuel consumption (trapped fuel mass) ISFCtr [kg/kWh]	0.6220
Indicated mean effective pressure IMEP [bar]	3.50
Indicated power [kW]	7.52
Indicated specific power [kW/l]	7.90
Indicated specific torque [Nm/l]	40.20
Indicated torque [Nm]	33.28
Injected fuel mass [kg]	1.70E-001
Mean mass [kg]	5.40E-001
Mechanical efficiency [-]	0.38
Total mass at start of high pressure cycle [kg]	5.92E-001
Volume displacement [m^3]	5.10E-008

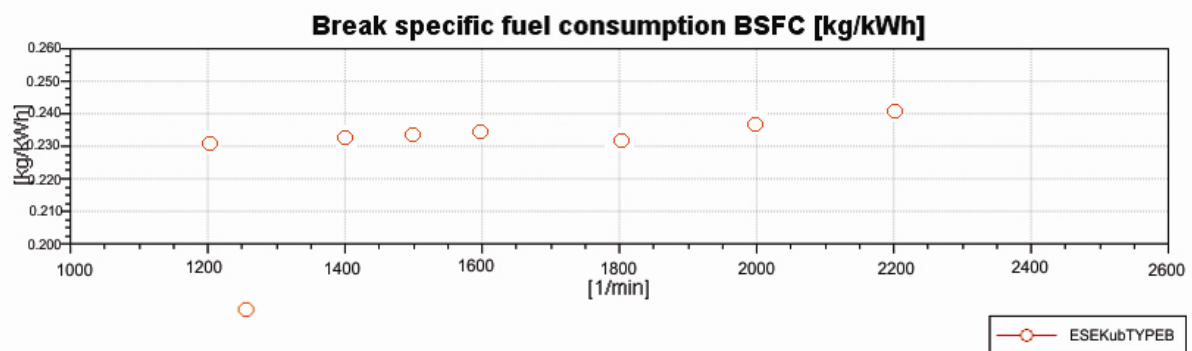
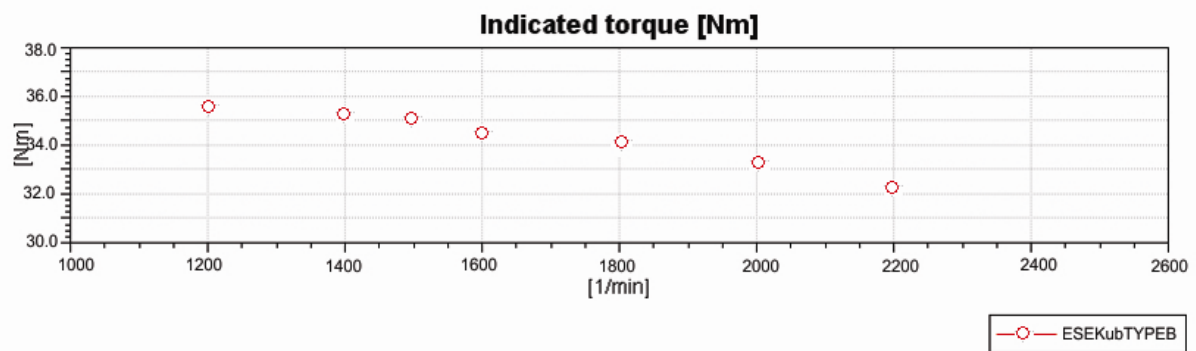
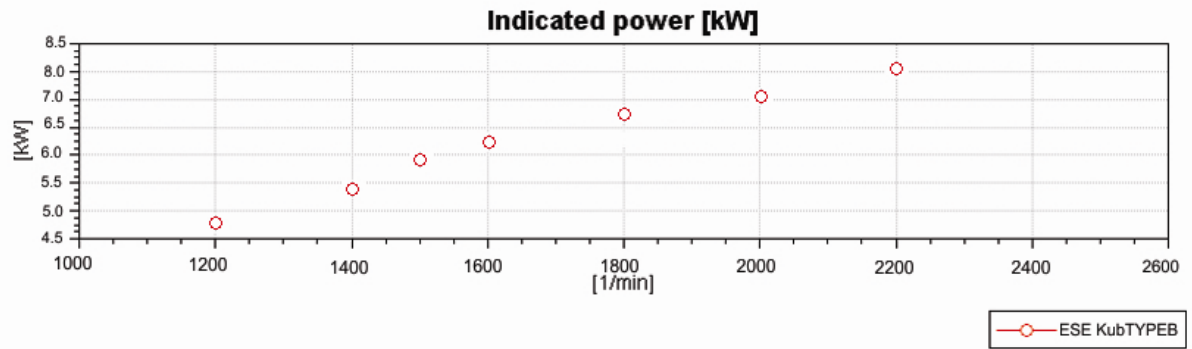
ESE KubTYPEB (Rpm 2200)

Air mass at start of high pressure cycle [kg]	5.85E-001
Air purity [-]	0.85
Air-fuel ratio of combustion [-]	28.60
Break mean effective pressure BMEP [bar]	2.44
Break specific fuel consumption BSFC [kg/kWh]	0.243034
Combustion Noise - A + CAV Filter [dB]	70.10
Combustion Noise - A Filter [dB]	210.60
Combustion Noise - CAV Filter [dB]	71.70
Combustion Noise [dB]	215.10
Excess air ratio [-]	2.70
Friction mean effective pressure FMEP [bar]	2.39
Indicated efficiency [-]	1.20
Indicated fuel consumption (total fuel mass) ISFC _{tt} [kg/kWh]	0.6731
Indicated fuel consumption (trapped fuel mass) ISFC _{tr} [kg/kWh]	0.6731
Indicated mean effective pressure IMEP [bar]	3.42
Indicated power [kW]	8.15
Indicated specific power [kW/l]	8.90
Indicated specific torque [Nm/l]	39.80
Indicated torque [Nm]	32.35
Injected fuel mass [kg]	1.50E-002
Mean mass [kg]	5.60E-004
Mechanical efficiency [-]	0.38
Total mass at start of high pressure cycle [kg]	5.92E-001
Volume displacement [m ³]	5.10E-008

HASIL OUTPUT TYPE A



HASIL OUTPUT TYPE B



BIOGRAFI PENULIS



Muhammad Hafidz Gondo Kusuma. Lahir di Jakarta pada tanggal 17 November 1991. Anak Kedua dari Tiga bersaudara dari Bapak Zainuri dan Ibu Nurhasanah. Bertempat tinggal Perum. Villa Nusa Indah 2, Blok EE2 No.18. Bojongkulur – Bogor. Penulis menempuh pendidikan di SD MIYPKP Jakarta, SLTPN 160 Jakarta, SMK Islam PB. Soedirman 1 Jakarta dan pada tahun 2009 melanjutkan Pendidikan tinggi di Universitas Negeri Jakarta melalui seleksi Jalur PENMABA. Penulis memilih Program Studi Pendidikan Teknik Mesin, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Negeri Jakarta.

Dengan nikmat Allah SWT, juga dengan ketekunan serta motivasi yang tinggi untuk terus belajar dan berusaha, Penulis telah berhasil menyelesaikan penulisan skripsi ini. Semoga dengan penulisan skripsi ini mampu memberikan kontribusi positif bagi dunia pendidikan.