



SKRIPSI – ME184834

**ANALISA PENGARUH VARIASI DIAMETER INJEKTOR
TERHADAP EMISI MESIN *DUAL FUEL* BERBASIS
SIMULASI**

Tajjudin Aulia Wijaya
NRP 0421 17 45 000 009

Dosen Pembimbing 1 :
Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D., C.Eng.

Dosen Pembimbing 2 :
Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D.

**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2019**



SKRIPSI – ME184834

**ANALISA PENGARUH VARIASI DIAMETER INJEKTOR TERHADAP
EMISI MESIN *DUAL FUEL* BERBASIS SIMULASI**

TADJUDIN AULIA WIJAYA
NRP. 0421 17 45 000 009

Dosen Pembimbing 1 :
Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D., C.Eng.

Dosen Pembimbing 2 :
Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D.

**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2019**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



FINAL PROJECT – ME184834

***ANALYSIS of EFFECT VARIATION DIAMETER INJECTOR on DUAL
FUEL ENGINE EMISSION BASED on SIMULATION***

TADJUDIN AULIA WIJAYA
NRP. 0421 17 45 000 009

Supervisor 1 :
Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D., C.Eng.

Supervisor 2 :
Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D.

**DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2019**

“Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISA PENGARUH VARIASI DIAMETER INJEKTOR TERHADAP EMISI MESIN DUAL FUEL BERBASIS SIMULASI

SKRIPSI

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Bidang Studi *Marine Power Plant* (MPP)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

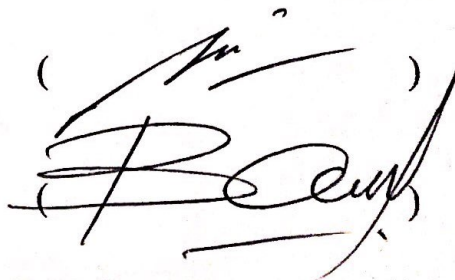
Oleh :

Tadjudin Aulia Wijaya
NRP. 0421 17 45 000 009

Disetujui oleh Pembimbing Skripsi :

Prof. Semin S.T., M.T., Ph.D., C.Eng.
NIP 1971 0110 1997 02 1001

Beny Cahyono S.T., M.T., Ph.D.
NIP 1979 0319 2008 01 1008



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISA PENGARUH VARIASI DIAMETER INJEKTOR TERHADAP EMISI MESIN DUAL FUEL BERBASIS SIMULASI

SKRIPSI

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi *Marine Power Plant* (MPP)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Tadjudin Aulia Wijaya
NRP. 0421 17 45 000 009

Disetujui oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan :



Dr. Eng. M. Badrus Zaman., ST., MT
NIP. 197708022008011007

“Halaman ini sengaja dikosongkan

Analisa Pengaruh Variasi Diameter Injektor Terhadap Emisi Mesin *Dual Fuel* Berbasis Simulasi

Nama Mahasiswa : Tadjudin Aulia Wijaya
NRP : 0421 17 45 000 009
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan ITS
Dosen Pembimbing 1 : Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D., C.Eng.
Dosen Pembimbing 2 : Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D.

ABSTRAK

Keinginan untuk membuat emisi mesin diesel lebih ramah lingkungan memacu banyak penemuan salah satunya menggunakan bahan bakar dual fuel, proses pencampuran bahan bakar gas dan udara sangat mempengaruhi emisi mesin diesel, salah satu cara mengontrol proses pencampuran bahan bakar gas dan udara ialah dengan mengatur geometri lubang diameter injektor. Tujuan penelitian ini adalah dengan mengubah geometri injektor bahan bakar gas kemudian diteliti bagaimana proses pencampuran bahan bakar gas dengan udara, dan bagaimana efeknya terhadap emisinya. Penelitian ini berbasis simulasi menggunakan *Solidwork flow simulation 2016* untuk melihat proses pencampurannya dan *software GT-Power 7.4* untuk mengetahui emisi NO_x, CO, dan HC. Hasil yang diperoleh dari penelitian ini dengan menggunakan variasi diameter injektor 1.0 mm mampu mengurangi emisi NO_x sebesar 14,3% dibanding injektor dengan diameter 3.0, 2.5, 2.0, 1.5. pada injektor dengan diameter 2,5 mm menghasilkan emisi HC dan CO paling rendah dibanding injektor lainnya dengan persentase pengurangan sebesar 6% untuk HC dan 7,73% untuk CO.

Kata Kunci : Mesin diesel *dual fuel*, Variasi diameter injektor, Emisi, NO_x, CO, HC

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

***Analysis of Effect Variation Diameter Injector on Dual Fuel Engine Emission
Based on Simulation***

Name : Tadjudin Aulia Wijaya
NRP : 0421 17 45 000 009
Departement : Marine Engineering
Supervisor 1 : Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D., C.Eng.
Supervisor 2 : Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D.

ABSTRACT

The desire to make diesel engine emissions more environmentally friendly spurs many discoveries, one of which is using dual fuel diesel engine, the process of mixing gas and air fuels greatly influences diesel engine emissions, one way to control the process of mixing gas and air fuels is to set the geometry of diameter injector. The purpose of this study is to change the geometry of the gas fuel injector and then examine how the process of mixing fuel with air, and how it effects the emission. This research is based on simulation using Solidwork flow simulation 2016 to see the mixing process and GT-Power 7.4 software to determine NOx, CO, and HC emissions. The results obtained from this study using a 1.0 mm variation diameters injector were able to reduce NOx emissions 14,3% compared to injectors with diameters 3.0, 2.5, 2.0, 1.5 mm. on injectors with a diameter of 2,5 mm produce the lowest HC and CO emissions compared to other injectors with reduced presantase of 6% for HC and 7,73% for CO.

Keywords : *Dual fuel diesel engine, Injector Variation Diameters Hole, Emissions, NOx, CO, HC.*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur dipanjatkan kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat, sehingga penulis dapat menyelesaikan Skripsi dengan judul “**ANALISA PENGARUH VARIASI DIAMETER INJEKTOR TERHADAP EMISI MESIN DUAL FUEL BERBASIS SIMULASI**”. Skripsi ini disusun sebagai salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya untuk bias dinyatakan lulus.

Dalam penyelesaian skripsi ini, penulis berusaha menerapkan ilmu yang didapat selama menjalani perkuliahan di Departemen Teknik Sistem Perkapalan. Didalam penyelesaian skripsi ini penulis mendapat banyak bantuan, saran, dukungan dan motivasi dari berbagai pihak. Oleh karena itu penulis menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Tuhan Yang Maha Esa atas segala berkat, rahmat dan anugerah yang telah diberikannya sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi ini.
2. Ayahanda tercinta Samsi S.Pd., M.Pd., dan Ibunda tercinta Harlin Prasetyowati S.E., serta adik tersayang Poppy Sofyalani Zuhro dan Zaki Aulia Winata yang telah memberi dukungan tiada henti berupa semangat, moral, materi, dan hal lainnya sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi ini.
3. Bapak Ir. Hari Prastowo, M.Sc. selaku Dosen wali selama menjalani proses kuliah di Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS.
4. Bapak Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D., C.Eng. Dosen Pembimbing 1 yang telah membimbing penulis dan memotivasi untuk selesainya skripsi.
5. Bapak Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D. selaku Dosen Pembimbing 2 yang telah membimbing penulis dan memotivasi untuk selesainya skripsi.
6. Tim dosen penguji yang telah bersedia meluangkan waktu tenaga dan pikiran dalam rangka perbaikan skripsi ini.
7. Bapak Dr. Eng. M. Badrus Zaman, S.T., M.T. selaku Ketua Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS.
8. Bapak dan Ibu dosen dan karyawan Departemen Teknik Sistem Perkapalan yang telah memberikan ilmu dan pengetahuan selama penulis menuntut ilmu di Ketua Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS .
9. Bapak Muh. Nurafandi selaku Teknisi Laboratorium Marine Power Plant.
10. Atsil Dzakwan sebagai patner TA yang baik dan mudah untuk diajak bekerja sama
11. Teman-teman kontrakan keputih tegal timur blok b no. 63 yang memberikan dukungan dan motivasi
12. Teman-teman seangkatan yang telah memberikan dukungan dan motivasi

Penulis menyadari bahwa skripsi ini belum sempurna, sehingga penulis mengharapkan adanya kritik dan saran dari berbagai pihak, penulis berharap Skripsi ini

dapat bermanfaat bagi pembaca serta dapat dikembangkan dan disempurnakan lagi bagi yang ingin mengembangkannya menjadi sebuah ide penelitian yang lebih baik.

Akhir kata semoga Allah SWT melimpahkan berkah dan rahmat-Nya kepada kita semua dan semoga semua bantuan yang diberikan selama ini dapat dicatat sebagai amal baik dan mendapat balasan yang dilipatgandakan oleh Allah SWT.

Surabaya, Juli 2019

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK.....	v
ABSTRACT	vii
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL.....	xvii
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	2
1.4 Batasan Masalah.....	2
1.5 Manfaat Penelitian.....	2
1.6 Sistematika Penulisan.....	2
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Bahan Bakar	5
2.1.1 Pertamina-Dex.....	5
2.1.2 CNG	6
2.2 Mesin Diesel <i>Dual fuel</i>	7
2.2.1 Prinsip Kerja.....	8
2.2.2 Keunggulan	10
2.2.3 Perkembangan <i>Dual fuel</i>	10
2.3 Metode Injeksi.....	11
2.4 <i>Variation Diameters Injector</i>	12
2.5 Emisi.....	12
2.5.1 NO _x	12
2.5.2 HC (Hidrokarbon)	12
2.5.3 CO (Carbon monoksida).....	13
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN	15
3.1 Pendahuluan	15

3.2 Identifikasi Masalah	16
3.3 Studi Literatur.....	16
3.4 Pengumpulan Data	16
3.5 Menentukan Parameter Simulasi	16
3.6 Pembuatan Desain Variasi Diameter Injektor Gas	17
3.7 Memasukkan Data dan Membuat Model Pada Komputer.....	17
3.8 Running Simulasi	32
3.9 Validasi dan Analisa Data	32
BAB 4 ANALISA DAN PEMBAHASAN.....	35
4.1 Pendahuluan	35
4.2 Model Validasi data pada mesin diesel <i>dual fuel</i> eksperimen dan simulasi	35
4.3 Hasil Simulasi Emisi Mesin <i>Dual fuel</i> Injektor <i>Muti Diameters Holes</i>	39
4.3.1 Hasil Simulasi Emisi Mesin <i>Dual Fuel</i> Variasi Diameter Injektor Gas 2.5 mm.....	39
4.3.2 Hasil Simulasi Emisi Mesin <i>Dual Fuel</i> Variasi Diameter Injektor Gas 2.0 mm	41
4.3.3 Hasil Simulasi Emisi Mesin <i>Dual Fuel</i> Variasi Diameter Injektor Gas 1.5 mm	43
4.3.4 Hasil Simulasi Emisi Mesin <i>Dual Fuel</i> Variasi Diameter Injektor Gas 1.0 mm	45
4.4 Hasil Simulasi Aliran Pencampuran Bahan Bakar Gas dan Udara	47
4.5 Analisa Perbandingan Emisi dengan Variasi Diameter Injektor	59
4.5.1 Analisa Perbandingan Emisi NOx Variasi Diameter Injektor	60
4.5.2 Analisa Perbandingan Emisi CO Variasi Diameter Injektor	61
4.5.3 Analisa Perbandingan Emisi HC Variasi Diameter Injektor	62
BAB 5 PENUTUP.....	65
5.1 Kesimpulan.....	65
5.2 Saran.....	65
DAFTAR PUSTAKA	67
LAMPIRAN.....	69
BIOGRAPHY	79

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Tahap Langkah pada mesin diesel <i>dual fuel</i> 4 tak.....	8
Gambar 2. 2 Skematik Diagram pada mesin diesel <i>dual fuel</i>	9
Gambar 2. 3 Injektor bahan bakar gas.....	12
Gambar 3. 1 Flowchart Metodologi Penelitian	15
Gambar 3. 2 Variasi Variasi diameter injektor Gas	17
Gambar 3. 3 Folder GT-Power 7.4.....	17
Gambar 3. 4 Pembuatan lembar Kerja Baru.....	18
Gambar 3. 5 Pemilihan Lembar Kerja Baru.....	18
Gambar 3. 6 Membuka <i>Template Library</i>	19
Gambar 3. 7 Mencari Template Menggunakan <i>Find</i>	19
Gambar 3. 8 Template <i>EndEnvInlet</i>	20
Gambar 3. 9 <i>Template Air Filter</i>	20
Gambar 3. 10 <i>Template Intrunner</i>	21
Gambar 3. 11 <i>Template Inport</i>	21
Gambar 3. 12 <i>Template InjCNG</i>	22
Gambar 3. 13 Injektor dengan Diameter 3 mm.....	23
Gambar 3. 14 Injektor dengan Diameter 2.5 mm.....	23
Gambar 3. 15 Injektor dengan Diameter 2 mm.....	24
Gambar 3. 16 Injektor dengan Diameter 1.5 mm.....	24
Gambar 3. 17 Injektor dengan Diameter 1 mm.....	24
Gambar 3. 18 <i>Template Valve Intake</i>	25
Gambar 3. 19 <i>Template Cylinder</i>	25
Gambar 3. 20 <i>Template Engine Cranktrain</i>	26
Gambar 3. 21 <i>Template Injektor Diesel</i>	26
Gambar 3. 22 <i>Template Pembebanan</i>	27
Gambar 3. 23 <i>Template Katup Buang</i>	28
Gambar 3. 24 <i>Template Exhaust Port</i>	29
Gambar 3. 25 <i>template exrunner</i>	29
Gambar 3. 26 <i>Template muffler</i>	30
Gambar 3. 27 <i>Template Pipa Exhaust</i>	30
Gambar 3. 28 <i>Template Udara Exhaust</i>	31
Gambar 3. 29 Komponen Sistem Intake dan Injektor Gas	31
Gambar 3. 30 Komponen Silinder, Injektor Bahan Bakar Diesel, dan Komponen Pembebanan	31
Gambar 3. 31 Komponen Sistem <i>Exhaust</i>	31
Gambar 3. 32 Tool untuk Menghubungkan <i>Template</i>	31
Gambar 3. 33 Rangkaian simulasi Mesin Diesel <i>Dual fuel</i>	32
Gambar 4. 1 Hasil Simulasi pada rpm 2000 dan beban 1000 watt.....	36
Gambar 4. 2 Grafik Perbandingan Hasil <i>Break Torque</i> Simulasi dengan eksperimen pada rpm 2000 dengan Variasi Beban	36
Gambar 4. 3 Grafik Perbandingan Hasil <i>Break Power</i> Simulasi dan Eksperimen Pada rpm 2000 dengan Variasi Beban	37
Gambar 4. 4 Grafik Perbandingan Hasil <i>Break Specific Fuel Consumption</i> Simulasi dan Eksperimen Pada rpm 2000 dengan Variasi Beban.	37

Gambar 4. 5 Grafik Perbandingan Hasil Emisi NOx Simulasi dan Eksperimen Pada rpm 2000 dengan Variasi Beban.....	38
Gambar 4. 6 Grafik Perbandingan Hasil Emisi HC Simulasi dan Eksperimen Pada rpm 2000 dengan Variasi Beban.....	38
Gambar 4. 7 Grafik Hasil Emisi Nox dengan Variasi diameter injektor Gas 2.5 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban.....	39
Gambar 4. 8 Grafik Hasil Emisi CO dengan Variasi diameter injektor Gas 2.5 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban.....	40
Gambar 4. 9 Grafik Hasil Emisi HC dengan Variasi diameter injektor Gas 2.5 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban.....	40
Gambar 4. 10 Grafik Hasil Emisi NOx dengan Variasi diameter injektor Gas 2.0 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban	41
Gambar 4. 11 Grafik Hasil Emisi CO dengan Variasi diameter injektor Gas 2.0 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban.....	42
Gambar 4. 12 Grafik Hasil Emisi HC dengan Variasi diameter injektor Gas 2.0 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban.....	42
Gambar 4. 13 Grafik Hasil Emisi NOx dengan Variasi diameter injektor Gas 1,5 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban	43
Gambar 4. 14 Grafik Hasil Emisi CO dengan Variasi diameter injektor Gas 1,5 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban.....	44
Gambar 4. 15 Grafik Hasil Emisi HC dengan Variasi diameter injektor Gas 1,5 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban.....	44
Gambar 4. 16 Grafik Hasil Emisi NOx dengan Variasi diameter injektor Gas 1,0 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban	45
Gambar 4. 17 Grafik Hasil Emisi CO dengan Variasi diameter injektor Gas 1,0 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban.....	46
Gambar 4. 18 Grafik Hasil Emisi HC dengan Variasi diameter injektor Gas 1,0 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban.....	46
Gambar 4. 19 Simulasi Aliran Menggunakan Injektor Original <i>Lift Valve</i> 7,118.....	47
Gambar 4. 20 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi diameter injektor Gas 2.5 mm <i>Lift Valve</i> 7,118.....	47
Gambar 4. 21 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi diameter injektor Gas 2 mm <i>Lift Valve</i> 7,118.....	48
Gambar 4. 22 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi diameter injektor Gas 1.5 mm <i>Lift Valve</i> 7,118.....	48
Gambar 4. 23 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi diameter injektor Gas 1 mm <i>Lift Valve</i> 7,118.....	49
Gambar 4. 24 Simulasi Aliran Menggunakan Injektor Original <i>Lift Valve</i> 5,6944 mm	49
Gambar 4. 25 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi diameter injektor Gas 2,5 mm <i>Lift Valve</i> 5,6944 mm.....	50
Gambar 4. 26 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi diameter injektor Gas 2 mm <i>Lift Valve</i> 5,6944 mm.....	50
Gambar 4. 27 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi diameter injektor Gas 1.5 mm <i>Lift Valve</i> 5,6944 mm.....	51
Gambar 4. 28 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi diameter injektor Gas 1 mm <i>Lift Valve</i> 5,6944 mm.....	51

Gambar 4. 29 Simulasi Aliran Menggunakan Injektor original <i>Lift Valve</i> 4,2708 mm	52
Gambar 4. 30 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi diameter injektor Gas 2,5 mm <i>Lift Valve</i> 4,2708 mm	52
Gambar 4. 31 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi diameter injektor Gas 2,0 mm <i>Lift Valve</i> 4,2708 mm	53
Gambar 4. 32 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi diameter injektor Gas 1,5 mm <i>Lift Valve</i> 4,2708 mm	53
Gambar 4. 33 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi diameter injektor Gas 1 mm <i>Lift Valve</i> 4,2708 mm	54
Gambar 4. 34 Simulasi Aliran Menggunakan Injektor Original <i>Lift Valve</i> 2,8472 mm	54
Gambar 4. 35 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi diameter injektor Gas 2,5 mm <i>Lift Valve</i> 2,8472 mm	55
Gambar 4. 36 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi diameter injektor Gas 2 mm <i>Lift Valve</i> 2,8472 mm	55
Gambar 4. 37 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi diameter injektor Gas 1,5 mm <i>Lift Valve</i> 2,8472 mm	56
Gambar 4. 38 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi diameter injektor Gas 1 mm <i>Lift Valve</i> 2,8472 mm	56
Gambar 4. 39 Simulasi Aliran Menggunakan Injektor Original <i>Lift Valve</i> 1,4236 mm	57
Gambar 4. 40 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi diameter injektor Gass 2,5 mm <i>Lift Valve</i> 1,4236 mm	57
Gambar 4. 41 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi diameter injektor Gass 2 mm <i>Lift Valve</i> 1,4236 mm	58
Gambar 4. 42 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi diameter injektor Gass 1,5 mm <i>Lift Valve</i> 1,4236 mm	58
Gambar 4. 43 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi diameter injektor Gass 1,5 mm <i>Lift Valve</i> 1,4236 mm	59
Gambar 4. 44 Grafik Perbandingan NOx Pada rpm 2000 dengan Variasi diameter injektor Gas	60
Gambar 4. 45 Grafik perbandingan Hasil CO pada rpm 2000 dengan Variasi diameter injektor Gas	61
Gambar 4. 46 Grafik Perbandingan HC pada rpm 2000 dengan Variasi diameter injektor Gas	62

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Karakteristik Solar.....	5
Tabel 2. 2 Karakteristik CNG.....	6
Tabel 2. 3 Kandungan CNG.....	7
Tabel 3. 1 Data Mesin Yang Digunakan	16
Tabel 3. 2 Variasi Variasi diameter injektor Gas	17
Tabel 3. 3 Batasan Simulasi	33

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Efisiensi, tingkat keandalan, kemampuan adaptasi yang lebih tinggi membuat mesin diesel banyak digunakan disegala bidang. Namun mesin diesel merupakan salah satu kontributor utama dalam pencemaran lingkungan. Banyak polutan berbahaya seperti NO_x (nitrogen Oxides) yang dapat menyebabkan hujan asam dan pengikisan lapisan ozon, kemudian terdapat karbon monoksida (CO) dalam jumlah besar berdampak berbahaya dan beracun bagi manusia menyebabkan kurangnya oksigen dalam paru-paru, Hidrokarbon (HC) dapat menyebabkan kanker paru-paru, dan polusi partikel (PM) dapat menyebabkan efek yang sangat berbahaya bagi kesehatan manusia dan lingkungan. (wei, 2015).

Disisi lain kebutuhan energy terus meningkat namun bahan bakar minyak terus berkurang. Oleh karena itu digunakan bahan bakar lain yaitu CNG atau gas alam yang dikompresi untuk mengurangi ketidak sinkronan antara kebutuhan akan energy yang meningkat dengan sumber daya minyak yang terus berkurang. Ketersediaan gas alam yang berlimpah dan harga yang lebih ekonomis dari pada minyak membuat hal ini pantas diterapkan. Pada waktu yang bersamaan gas alam mempunyai hasil pembakaran yang lebih bersih dibandingkan dibanding bahan bakar lain, walaupun komponen utama gas alam adalah metana yang termasuk dalam gas efek rumah kaca, gas alam masih bahan bakar yang ramah lingkungan dapat berkontribusi pada pengurangan emisi CO₂ karena menunjukkan rasio karbon ke hydrogen terendah dari semua bahan bakar fosil. Gas alam juga mengurangi emisi NO_x serta hampir tidak menghasilkan asap polusi berpartikel (PM) yang tidak bisa dicapai mesin diesel konvensional. CNG dan solar digunakan sebagai bahan bakar ganda atau *dual fuel* pada mesin diesel. (wei, 2015).

Prinsip kerja mesin *dual fuel* berbeda dengan mesin diesel konvensional, dimana pada saat beroperasi dalam mode gas, udara dan gas mengalami pencampuran ketika masuk ke silinder selama mode hisap, kemudian mengalami proses kompresi, diakhir proses kompresi bahan bakar solar baru diinjeksikan. Proses pencampuran bahan bakar gas dan udara akan mempengaruhi proses pembakaran pada mesin diesel *dual fuel*. Pencampuran antara bahan bakar gas dan udara yang lebih baik, dapat meningkatkan pembakaran di mesin, kemudian bahan bakar CNG akan terbakar sepenuhnya, sehingga dapat meningkatkan daya mesin. (Semin, 2014).

Proses penginjeksian bahan bakar yang buruk merupakan salah satu penyebab tidak sempurnanya proses pembakaran. Salah satu factor penting untuk mengendalikan proses pencampuran bahan bakar di motor diesel adalah dengan mengatur jumlah lubang dan diameter pada injektor bahan bakar. (Lee, 2009). Peningkatan geometri lubang injektor CNG dan memahami proses pembakaran mesin menjadi tantangan tersendiri Karena proses pembakaran tidak stabil, terjadi turbulen dan heterogen. (Semin et al., 2008). Proses pencampuran CNG dan Udara di ruang bakar dapat diatur dengan mengatur geometri lubang injektor, tekanan semprotan, mengubah sudut semprot pada bahan bakar CNG. (Mbarawa et al., 2001). Injektor yang mempunyai jumlah lubang tetap dan diameter yang berbeda dinamakan *variation diameters* Injektor, Dalam skripsi ini

mesin diesel *dual fuel* dimana injektor bahan bakar gasnya menggunakan variasi diameter injektor Gas untuk mengetahui bagaimana hasil emisinya.

1.2 Rumusan Masalah

Dari uraian latar belakang diatas, rumusan masalah yang digunakan dalam peneliti ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimanan pengaruh injektor standar terhadap emisi gas buang pada mesin diesel *dual fuel* ?
2. Bagaimana pengaruh variasi diameter injektor terhadap emisi gas buang pada mesin diesel *dual fuel* ?

1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan skripsi yang dicapai oleh peneliti ini adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui pengaruh injektor standar terhadap emisi pada mesin *dual fuel*
2. Mengetahui pengaruh variasi diameter injektor terhadap emisi pada mesin *dual fuel*

1.4 Batasan Masalah

Untuk memfokuskan permasalahan dan mengantisipasi melebarnya topik permasalahan, Skripsi memiliki batasan masalah sebagai berikut :

1. Menggunakan mesin Yanmar TF 85s
2. Menggunakan simulasi software GT-Power 7.4.
3. Kondisi lingkungan mengikuti suhu lingkungan sekitar 30°C
4. Pemakaian bahan bakar Pertamina-dex dan gas CNG

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang diperoleh dari penelitian dalam skripsi ini adalah :

1. Penelitian dapat digunakan sebagai refrensi pengembangan yang lebih lanjut lagi kedepannya dengan variasi dan modifikasi pada mesin diesel *dual fuel*.
2. Mengetahui pengaruh variasi diameter injektor terhadap emisi mesin diesel *dual fuel*.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan pada skripsi ini sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

Latar belakang penulisan, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan penulisan, manfaat penelitian dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Bab ini memaparkan tentang teori mengenai bahan bakar yang digunakan, sistem kerja dan metode injeksi mesin *dual fuel*, variasi diameter injektor, dan emisi NOx, CO, dan HC demi menambah pengetahuan dan dasar yang kuat dalam skripsi.

BAB III METODOLOGI

Bab ini menjelaskan bagaimana metode yang digunakan, identifikasi masalah, studi literatur, pengumpulan data, penentuan parameter simulasi, pembuatan desain

variasi diameter injektor, memasukan data dan pemodelan pada computer, running simulasi, validasi dan analisa data.

BAB IV HASIL dan PEMBAHASAN

Bab ini memuat tentang validasi simulasi dan eksperimen, dan pembasan hasil emisi mesin *dual fuel* yang menggunakan variasi diameter injektor.

BAB V PENUTUP

Berisikan kesimpulan dan saran.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Bahan Bakar

Bahan bakar adalah suatu materi yang bisa diubah menjadi energi. Bahan bakar mengandung energi panas yang dapat dilepaskan. Kebanyakan bahan bakar digunakan manusia melalui proses pembakaran di mana bahan bakar tersebut akan melepaskan panas setelah direaksikan dengan oksigen di udara. Proses lain untuk melepaskan energi dari bahan bakar adalah melalui reaksi eksotermal dan reaksi nuklir. Hidrokarbon contohnya bensin dan solar merupakan jenis bahan bakar yang paling sering digunakan manusia sejauh ini. (Arif, 2014).

Bahan bakar berdasarkan bentuk dan wujudnya dibedakan menjadi 3 antara lain bahan bakar padat contohnya seperti batu bara dan kayu . Bahan bakar cair seperti solar, bensin dan segala hasil dari produksi minyak bumi. Bahan bakar gas seperti CNG dan LPG. (Putra, 2011).

2.1.1 Pertamina-Dex

Tabel 2. 1 Karakteristik Pertamina-Dex

Karakteristik	Satuan	Batasan		Metode uji	
		Min	Max	ASTM	Lain
Bilanga Cetana	-	53	-	D 613	-
	-	48	-	D 4737	-
Berat Jenis 15°C	Kg/m ³	820	860	D 4053/ D 1298	-
Viskositas 40°C	mm ² /sec	2,0	4,5	D 445	-
Kandungan Sulfur	% m/m	-	0,05 ^[2]	D 2622 / D 4294	-
Distilasi :					
Temp. @ 90% ³⁾	°C	-	340		-
Temp. @ 95% ³⁾	°C	-	360	D 86	-
Titik Didih Akhir	°C	-	370		-
Titik nyala	°C	55	-	D 93	-
Residu Karbon	% m/m	-	0,3	D 4530 / D 189	-
Kandungan air	mg/kg	-	500	D 6304	-
Kandunga FAME	% v/v	-	-	-	-
Kandungan methanol	% v/v	-	-	D 4815	-
Korosi bilah tembaga	Menit	-	Kelas1	D 130	-
Kandungan abu	% v/v	-	0,01	D 482	-
Kandungan Sadimen	% m/m	-	0,01	D 473	-
Bilangan asam kuat	mgKOH/gr	-	0	D 664	-
Bilangan Asam Total	mgKOH/gr	-	0,6	D 664	-
Partikulat	mg/l	-	-	D 2276	-
Penampila visual	-	Jerih & Terang		-	-
Warna	No. ASTM	-	1.0	D 1500	-
Lubricity	Micron	-	480	D 6079	-

Sumber: Pertamina 2005

Pertamina-Dex merupakan bahan bakar diesel terbaik yang mampu menjadikan kinerja mesin lebih optimal, tangguh, dan bertenaga. Pertamina Dex dilengkapi dengan *lubricity* dan anti *foaming of gas*. Sangat disarankan untuk kendaraan diesel, terutama mesin diesel modern berteknologi *Common Rail System* yang memang membutuhkan bahan bakar prima dan berkualitas tinggi. Dengan kandungan sulfurnya yang rendah (kurang dari 300 ppm) dan dengan angka cetane 53 serta telah memenuhi standar Euro 3, menjadikannya sejajar dengan bahan bakar diesel premium kelas dunia. (Pertamina: 2005).

Pertamina-Dex sebagian besar terdiri dari senyawa hidrokarbon dan senyawa non hidrokarbon. Senyawa hidrokarbon yang dapat ditemukan dalam bahan bakar diesel antara lain parafinik, naftenik, olefin. Sedangkan untuk senyawa nonhidrokarbon terdiri dari senyawa yang mengandung unsur non logam yaitu S, N, O dan unsur logam seperti vanadium, nikel dan besi. (M. Nasikin, 2002).

2.1.2 CNG

Compressed Natural Gas (CNG) adalah bahan bakar yang berasal dari gas alam dan terkompresi dan disimpan pada tekanan 200 bar dan berguna sebagai bahan bakar pengganti bensin dan solar. CNG membutuhkan volume yang jauh lebih besar untuk menyimpan massa gas alam yang sama karena kebutuhan tekanan yang sangat besar. CNG mempunyai banyak keunggulan dibanding dengan solar dalam banyak hal dari perspektif lingkungan. CNG lebih ringan dari udara dan akan menghilang dengan cepat jika terjadi kebocoran berbeda dengan solar yang akan menggenang di tanah, meningkatkan bahaya kebakaran jadi tidak mencemari lingkungan. Ini adalah bahan bakar yang lebih bersih dari pada solar sejauh menyangkut emisi. (Wei, 2015)

Tabel 2. 2 Karakteristik CNG

<i>Properties</i>	<i>Value</i>
<i>Density (kg/m³)</i>	0,72
<i>Flammability limits (volume % in air)</i>	4,3-15
<i>Flammability limits (Ø)</i>	0,4-1,6
<i>Autoignition temperature in air (°C)</i>	723
<i>Minimum ignition energy (mJ)</i>	0.28
<i>Flame velocity (ms⁻¹)</i>	0.38
<i>Adiabatic flame temperature (K)</i>	2214
<i>Quenching distance (mm)</i>	2.1
<i>Stoichiometric fuel/air mass ratio</i>	0.058
<i>Stoichiometric volume fraction (%)</i>	9.48
<i>Lower heating value (MJ/kg)</i>	45.8
<i>Heat of combustion (MJ/kg air)</i>	2.9

Sumber : wei et al, 2015

Compressed natural gas (CNG), dimana sebagian besar unsur kimianya terdiri dari methane (CH₄) dan sisanya berupa methane, propane, butane,

pentana, dan carbon monoxide. Komposisi dan karakteristik dari gas akan sangat bervariasi dari satu sumber dengan sumber lainnya, dimana hal ini mempengaruhi kondisi stoikiometrinya (Exoryant et al, 2016).

Compressed natural gas memiliki beberapa kekurangan, yakni fasenya dalam temperatur ruangan sehingga akan menyulitkan dalam hal penyimpanan dan mobilitas. Selain itu, natural gas memiliki energi persatuan volume (*energy density*) yang lebih kecil dibandingkan solar, methanol, gasoline, atau bahan bakar hidrokarbon cair lainnya. Gas alam terkompresi (*compressed natural gas*) adalah alternatif bahan bakar selain bensin atau solar (Exoryant et al, 2016).

Di Indonesia, kita mengenal gas CNG sebagai bahan bakar gas (BBG). Bahan bakar ini lebih bersih bila dibandingkan dengan bahan bakar minyak karena emisi gas buangnya yang ramah lingkungan. Gas CNG dibuat dengan melakukan kompresi methane (CH₄) yang diekstrak dari gas alam. Gas CNG merupakan gas alam yang mengalami kompresi agar dapat digunakan sebagai bahan bakar pada kendaraan (Exoryant et al, 2016).

Tabel 2. 3 Kandungan CNG

Komposisi kimia	Mol (%)
Methana (CH ₄)	99.1483
Ethana (C ₂ H ₆)	0.3147
Propane (C ₃ H ₈)	0.1081
<i>i</i> -Butane (<i>i</i> -C ₄ H ₁₀)	0.0301
<i>n</i> - Butane (<i>n</i> -C ₄ H ₁₀)	0.0178
<i>i</i> -Pentane (<i>i</i> -C ₅ H ₁₂)	0.0058
<i>n</i> -Pentane (<i>n</i> -C ₅ H ₁₂)	0.0019
Carbon diodxida (CO ₂)	0.0815
Nitrogen (N ₂)	0.2908
Hexanes Plus (C ₆₊)	0.0016
Hidrogen Sulphide (H ₂ S)	0
Oxygen	0
Carbon monoxide	0
Total	100

Sumber : Wei et al, 2015

2.2 Mesin Diesel *Dual fuel*

Penggunaan teknologi mesin diesel konvensional yang terus dikembangkan karena masih banyak kekurangan yang mungkin dapat di sempurnakan agar mencapai tingkat efisiensi yang paling tinggi sehingga mulai bermunculan beragam jenis mesin. Salah satu hasil pengembangannya yaitu munculah mesin *dual fuel*. Mesin *dual fuel* merupakan sebuah mesin yang dapat bekerja menggunakan dua bahan bakar yang berbeda yaitu bahan bakar cair dan gas. Mesin *dual fuel* dianggap dapat menutupi beberapa kekurangan pada mesin konvensional. Banyak penggunaan dan penelitian pada mesin *dual fuel*. Mesin *dual fuel* dapat meningkatkan efisiensi dan menghasilkan gas emisi yang lebih ramah lingkungan dibandingkan dengan mesin konvensional. (Hidayat et al, 2014).

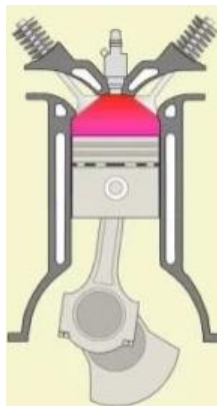
2.2.1 Prinsip Kerja

Konversi mesin diesel menjadi mesin diesel berbahan bakar ganda dengan menggunakan solar dan CNG. Pada prinsipnya dapat beroperasi dengan cara yang sama seperti mesin diesel pada umumnya, hasil campuran gas dan solar mencapai suhu operasi yang optimal.



Gambar 2. 1 Langkah Hisap dan Injeksi Gas Pada Mesin Diesel *Dual Fuel* 4 Tak

1. Langkah hisap piston bergerak dari TMA ke TMB, maka tekanan diruang pembakaran menjadi vakum. Perbedaan tekanan udara luar yang tinggi dengan tekanan vakum, mengakibatkan udara akan mengalir dan bercampur dengan gas katup isi terbuka dan katup buang tertutup. Selanjutnya udara murni tersebut masuk melalui katup masuk yang terbuka mengalir masuk dalam ruang silinder.



Gambar 2. 2 Langkah Kompresi Pada Mesin Diesel *Dual Fuel* 4 Tak

2. Langkah kompresi Setelah melakukan pengisian, piston yang sudah mencapai TMB kembali lagi bergerak menuju TMA, dimana katup masuk dan katup buang tertutup, ini memperkecil ruangan diatas piston, sehingga udara murni tersebut menjadi padat, tekanan dan suhunya naik. Tekanannya naik kira-kira tiga kali lipat. Beberapa derajat sebelum piston mencapai TMA terjadi semprotan bahan bakar dari nozle dalam bentuk kabut.



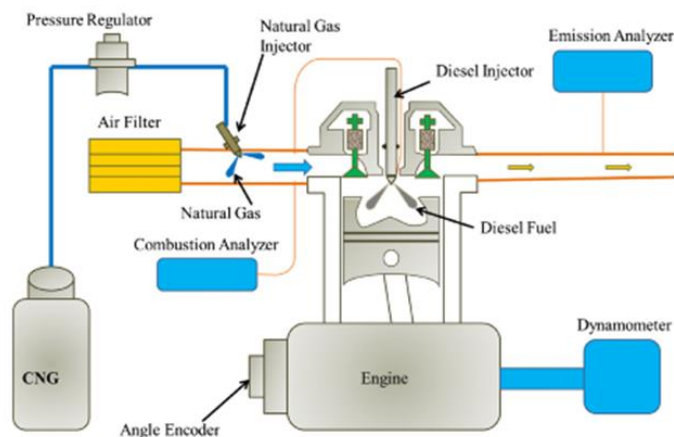
Gambar 2. 3 Langkah Usaha Pada Mesin Diesel *Dual Fuel* 4 Tak

- Langkah usaha campuran yang terbakar merambat dan terjadilah ledakan yang tertahan oleh dinding kepala silinder sehingga menimbulkan tendangan balik bertekanan tinggi yang mendorong piston turun ke silinder *bore*. Gerakan linier dari piston ini dirubah menjadi gerak rotasi oleh poros engkol.



Gambar 2. 4 Langkah Hisap Pada Mesin Diesel *Dual Fuel* 4 Tak

- Pada langkah buang, piston bergerak dari TMB menuju TMA, katup masuk tertutup dan katup buang terbuka, Langkah buang ini menjadi sangat penting untuk menghasilkan operasi kinerja mesin yang lembut dan efisien.



Gambar 2. 5 Skematik Diagram pada mesin diesel *dual fuel*
Sumber : Lijiang Wei et al, 2015

Saat berjalan dalam mode gas, mesin bekerja sesuai dengan proses Otto di mana bahan bakar gas dan udara mengalami pencampuran ketika masuk ke silinder selama mode hisap dimana piston bergerak dari TMA ke TMB, kemudian mengalami proses kompresi, diakhir proses kompresi ketika udara dan gas dan udara telah berada pada tekanan dan temperatur tertentu bahan bakar solar di injeksikan ke ruang bakar sehingga terjadi proses pembakaran. Saat berjalan dalam mode diesel, mesin bekerja sesuai dengan proses Diesel di mana bahan bakar diesel diumpankan ke silinder pada akhir langkah kompresi. Efisiensi melebihi 47% berdasarkan penelitian yang telah dilakukan. Mesin dioptimalkan untuk berjalan pada bahan bakar gas dan bahan bakar diesel digunakan untuk operasi bahan bakar cadangan. (wartsila 2003).

2.2.2 Keunggulan

Mesin *dual fuel* merupakan salah satu penemuan yang dianggap dapat menutupi kekurangan pada mesin diesel konvensional. Pengoperasian dengan mode *dual fuel* menghasilkan gas emisi yang lebih ramah lingkungan, mengurangi nitrogen oksida atau biasa disebut NOx hampir mendekati 85%. Selain itu pada saat beroperasi dengan gas alam yang notabennya mempunyai kadar belerang yang rendah sehingga menghasilkan level kandungan SOx serta particulate metter (PM) hampir nol. (ABS, 2012).

Penggunaan system bahan bakar ganda selain lebih ramah lingkungan juga lebih ekonomis dibandingkan dengan system bahan bakar tunggal.(Ehsan, 2009). Kebutuhan energy terus meningkat namun bahan bakar minyak terus berkurang. Oleh karena itu digunakan bahan bakar lain yaitu CNG atau gas alam yang dikompresi untuk mengurangi ketidaksinkronan antara kebutuhan akan energy yang meningkat dengan sumber daya minyak yang terus berkurang. Ketersediaan gas alam yang berlimpah dan harga yang lebih ekonomis dari pada minyak membuat hal ini pantas diterapkan. (Wei, 2015).

Sumber gas di Indonesia yang masih relative banyak dan belum dimanfaatkan secara maksimal. Penggunaan CNG dimana gas alam yang terkompresi ini mengandung lebih dari 90% metana dan dari segi harga bahan bakar gas yang terkompresi ini lebih murah karena tidak melalui proses pencarian dan lainnya (Clarke,2012). Oleh karena itu penggunaan system bahan bakar ganda diharapkan mampu menghemat pengeluaran konsumsi bahan bakar serta mengurangi emisi gas buang yang dihasilkan oleh mesin dengan system berbahan bakar tunggal. (Wijaya, 2014).

Keunggulan lain dari mesin *dual fuel* terdapat pada system bahan bakarnya, apabila terjadi kegagalan pada bahan bakar gas mesin tetap dapat bekerja dengan menukar mode operasional *dual fuel* menjadi mode operasional mesin diesel konvensional yang hanya mengendalkan bahan bakar solar. (Sahoo,2009).

2.2.3 Perkembangan *Dual fuel*

Pengembangan mesin diesel bahan bakar ganda di mulai pada tahun 1987. Pada tahun 1995 barulah muncul mesin *dual fuel* yang diperkenalkan wartsila, mesin *dual fuel* untuk aplikasi di bidang maritim pertama kali digunakan pada tahun 2003. Seiring dengan perkembangan zaman penelitian dan perkembangan

mesin diesel *dual fuel* semakin meningkat setiap tahunnya, tidak hanya digunakan untuk proses eksperimen namun juga telah dikembangkan dalam bidang industry dan transportasi. (Ehsan, 2009). Aplikasi mesin *dual fuel* sangat menjanjikan dalam sudut pandang ekonomi dan lingkungan berdasarkan penelitian yang sudah dilakukan mesin *dual fuel* memiliki kadar emisi yang jauh lebih baik dari pada mesin diesel biasa namun terdapat kendala yaitu dalam bidang penurunan performa berupa daya, torsi, tekanan silinder dan efisiensi termal serta menghasilkan knocking (Bakar et al, 2007; Zoltowski, 2015 ; Wei et al 2015).

2.3 Metode Injeksi

Salah satu komponen utama dalam sistem bahan bakar diesel di antaranya adalah Injektor. Injektor berfungsi untuk menghantarkan bahan bakar ke dalam silinder pada setiap akhir langkah kompresi dimana torak (piston) mendekati posisi TMA. Injektor yang dirancang sedemikian rupa merubah tekanan bahan bakar dari injection pump yang bertekanan tinggi untuk membentuk kabut yang bertekanan antara 60 sampai 200 kg/cm², tekanan ini mengakibatkan peningkatan suhu pembakaran didalam silinder meningkat menjadi 600 C. (Ehsan, 2009).

Tekanan udara dalam bentuk kabut melalui Injektor ini hanya berlangsung satu kali pada setiap siklusnya yakni pada setiap akhir langkah kompresi saja sehingga setelah sekali penyemprotan dalam kapasitas tertentu dimana kondisi pengabutan yang sempurna maka injektor yang dilengkapi dengan jarum yang berfungsi untuk menutup atau membuka saluran injektor ini sehingga kelebihan bahan bakar yang tidak mengabut akan dialirkan kembali kebagian lain atau ke tangki bahan bakar sebagai kelebihan aliran (*overflow*). Untuk menyempurnakan fungsi injektor ini maka injektor akan kita temukan dalam beberapa jenis, tentu saja dengan karakteristik yang berbeda antara lain terdiri atas Injektor berlubang, injektor ini terdapat dalam Injektor berlubang satu (*Single hole*) dan injektor berlubang banyak (*variation hole*). (Ehsan, 2009).

Sistem bahan bakar pada mesin diesel *dual fuel* menggunakan sistem pengiriman bahan bakar gas dan pengabut bahan bakar minyak yang menggabungkan dua komponen, sebuah *nozzle* kecil untuk pilot dan *nozzle* yang lebih besar untuk bahan bakar minyak utamanya. Mesin beroperasi dengan prinsip campuran bahan bakar dan udara kecil (*lean-burn principle*), yang berarti tersedia udara lebih banyak dari yang diperlukan di dalam silinder untuk pembakaran yang sempurna (rasio khas antara bahan bakar dan udara adalah 2.2 : 1), yang memungkinkan suatu rasio kompresi yang tinggi yang selanjutnya menyumbang atau berkontribusi pada pengoperasian mesin yang efisien. (ABS, 2012).

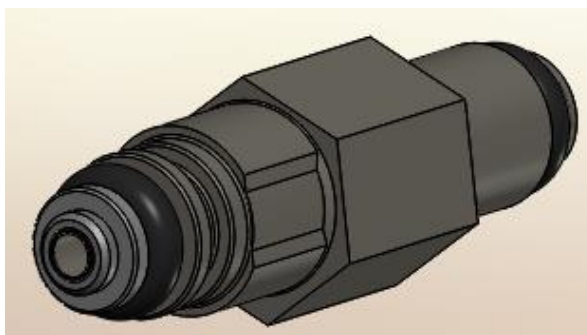
Proses pembakaran dimulai dengan menyemprotkan sejumlah kecil bahan bakar sebagai penyulut ke dalam silinder, yang dinyalakan dalam cara-cara kompresi seperti biasanya / konvensional dan selanjutnya memberikan penyalan berenergi tinggi untuk pembakaran utama gas. Pada saat pengoperasian dengan gas sepenuhnya, jumlah bahan bakar minyak yang digunakan untuk penyulut (pilot) kurang 1% dari jumlah bbm yang digunakan pada saat beroperasi dengan bbm secara penuh. Kadar kandungan dari keseluruhan emisi dipertahankan oleh suatu alat pengontrol elektronik yang memantau dan mengoptimalkan pembakaran di setiap silinder. Pengoperasian dengan mode gas mengurangi emisi-emisi oksida nitrogen (NOx) mendekat 85%. Selain itu, pada saat beroperasi dengan gas alam dan bahan bakar berkadar belerang rendah, mesin-mesin

diesel berbahan bakar ganda menghasilkan level-level kandungan SOx dan jelaga-para nyaris nol. (ABS, 2012).

2.4 *Variation Diameters Injector*

Pencampuran bahan bakar-udara serta kecepatan aliran bahan bakar mempengaruhi kinerja mesin *Compressed Natural Gas* (CNG). Pencampuran bahan bakar-udara yang lebih baik serta kecepatan aliran bahan bakar dapat meningkatkan pembakaran di mesin. Kemudian, bahan bakar CNG dapat terbakar sepenuhnya, yang dapat meningkatkan daya mesin. (Semin, 2014).

Salah satu factor penting untuk mengendalikan proses pencampuran bahan bakar di motor diesel dengan mengatur jumlah lubang dan diameter pada injektor bahan bakar. Injektor yang mempunyai jumlah lubang tetap dan diameter yang berbeda dinamakan variasi diameters injektor. (Lee, 2009). Dalam penelitian ini mesin diesel *dual fuel* dimana injektor bahan bakar gasnya menggunakan variasi diameters injektor untuk mengetahui bagaimana hasil emisinya.



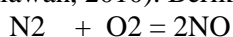
Gambar 2. 6 Injektor bahan bakar gas

2.5 Emisi

Emisi gas buang adalah hasil proses pembakaran bahan bakar di dalam mesin pembakaran dalam. Setiap pembakaran pasti mempunyai gas produk atau yang kita kenal emisi, dibawah ini merupakan emisi yang dihasilkan :

2.5.1 NO_x

Nitrogen Oxida (NO_x) adalah salah satu emisi yang paling merusak dari mesin diesel dan merupakan emisi yang dikelompokkan yang terdiri dari nitrogen monoksida (NO) dan nitrogen dioksida (NO₂). Tidak ada komponen utama dan biasanya menyumbang lebih dari 90% emisi NO_x di dalam silinder mesin.(L. Wei, 2016). Di udara NO mudah berubah menjadi NO₂, NO_x, didalam gas terpilih dari 95% NO, 3-4% NO₂, dan sisanya N₂O, N₂O₃, dan sebagainya. Jika terdapat N₂ dan O₂ pada suhu 1800°C s/d 2000°C akan terjadi reaksi pembentukan gas NO (Setiawan, 2010). Berikut reaksi kimia terbentuknya gas NO_x:



2.5.2 HC (Hidrokarbon)

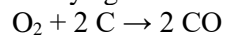
Hidrokarbon atau biasa disebut HC merupakan sebuah senyawa yang terdiri dari unsur atom karbon (C) dan atom hidrogen (H). Seluruh hidrokarbon memiliki

rantai karbon dan atom-atom hidrogen yang berikatan dengan rantai tersebut. merupakan hasil dari proses pembakaran yang tidak sempurna. Bahan bakar yang tidak terbakar dan keluar menjadi gas mentah.

Sebab utama timbulnya HC, karena sekitar dinding-dinding ruang bakar bertemperatur rendah, dimana temperatur itu tidak mampu melakukan pembakaran. Adanya overlapping katup (kedua katup bersama-sama terbuka) sehingga merupakan gas pembilas/pembersih. Menyebabkan bau tidak enak atau odor dalam gas buang pada mesin diesel. (Setiawan, 2010).

2.5.3 CO (Carbon monoksida)

Carbon Monoksida (CO), adalah gas yang tak berwarna, tak berbau, dan tak berasa. Terdiri dari satu atom karbon yang secara kovalen berikatan dengan satu atom oksigen. Dalam ikatan ini, terdapat dua ikatan kovalen dan satu ikatan kovalen koordinasi antara atom karbon dan oksigen. Karbon monoksida dihasilkan dari pembakaran tak sempurna dari senyawa karbon, sering terjadi pada mesin pembakaran dalam. Karbon monoksida terbentuk apabila terdapat kekurangan oksigen dalam proses pembakaran. (Setiawan, 2010). Berikut reaksi kimia terbentuknya gas CO:

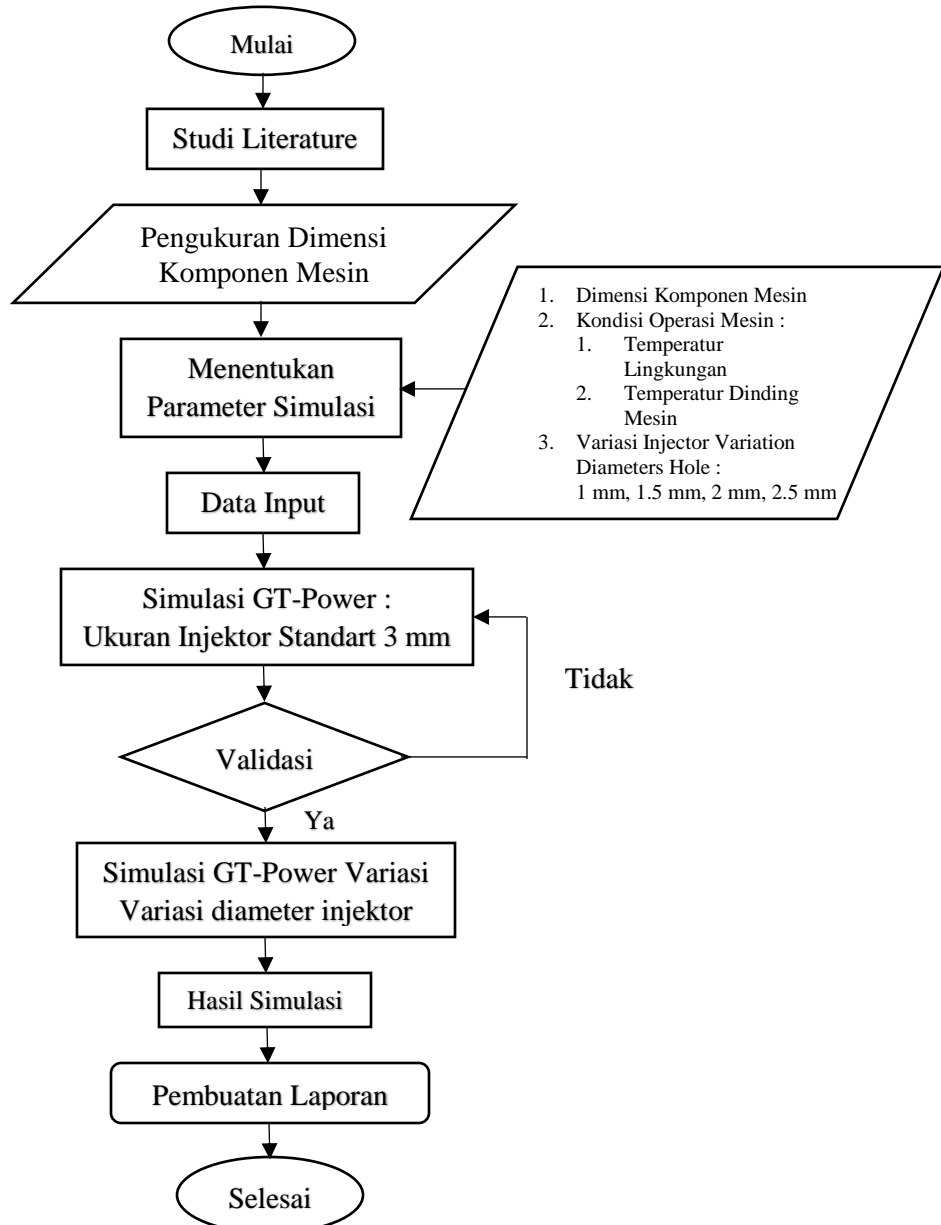


“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Pendahuluan

Dalam metodologi penelitian ini, penulis menguraikan tahap demi tahap yang telah dilakukan dalam pengerjaan skripsi. Berikut merupakan flowchart penelitian :



Gambar 3. 1 Flowchart Metodologi Penelitian

Data Mesin yang digunakan :

Tabel 3. 1 Data Mesin Yang Digunakan

Engine (four stroke cycle)	Yanmar TF 85 MH
Number of cylinders	1
Combustion system	<i>Direct Injection</i>
Bore	85 mm
Stroke	87 mm
Displacement	493 cc
Compression Ratio	18
Max. Engine speed at full load	2200 RPM
Continous Power Output	7.5 kW
Specific Fuel Consumption	229.31 gr/kWh

Software yang digunakan :

GT-Power 7.4 merupakan sebuah software simulasi kinerja mesin standar industry yang digunakan oleh semua produsen mesin utama dan OEM (*Original Equipment Manufacturing*). GT-Power digunakan untuk memprediksi performa mesin seperti daya, torsi, aliran udara, efisiensi volumetric, konsumsi bahan bakar, kinerja. Selain itu GT-Power juga dapat memprediksi emisi silinder dan knalpot. Suhu pada silinder dan pipa manifold, analisa tekanan silinder dan permodelan *system control*. (GT-Power, 2015).

3.2 Identifikasi Masalah

Identifikasi masalah merupakan tahap awal dalam melaksanakan penelitian skripsi, dimana pada tahap ini dibutuhkan suatu solusi untuk menyelesaikan permasalahan. Permasalahan diperoleh dengan melakukan pencarian informasi mengenai permasalahan yang terjadi saat ini.

3.3 Studi Literatur

Tahap studi literatur ini bertujuan untuk meningkatkan pengetahuan, informasi serta konsep konsep dasar. Studi Literatur ini bisa didapatkan melalui jurnal, buku, refrensi internet, ebook, dan segala sumber refrensi lainnya. Penulis berharap dapat mendapatkan informasi serta pengetahuan lebih mendalam agar dapat melakukan tahap penelitian selanjutnya dengan lebih mudah.

3.4 Pengumpulan Data

Pengumpulan data yang diperlukan untuk melakukan simulasi pada mesin diesel *dual fuel*, mulai data spesifik ukuran mesin mesin diesel *dual fuel*, properties bahan bakar yang telah digunakan, hasil eksperimen dan data-data yang diperlukan demi menunjang penelitian ini.

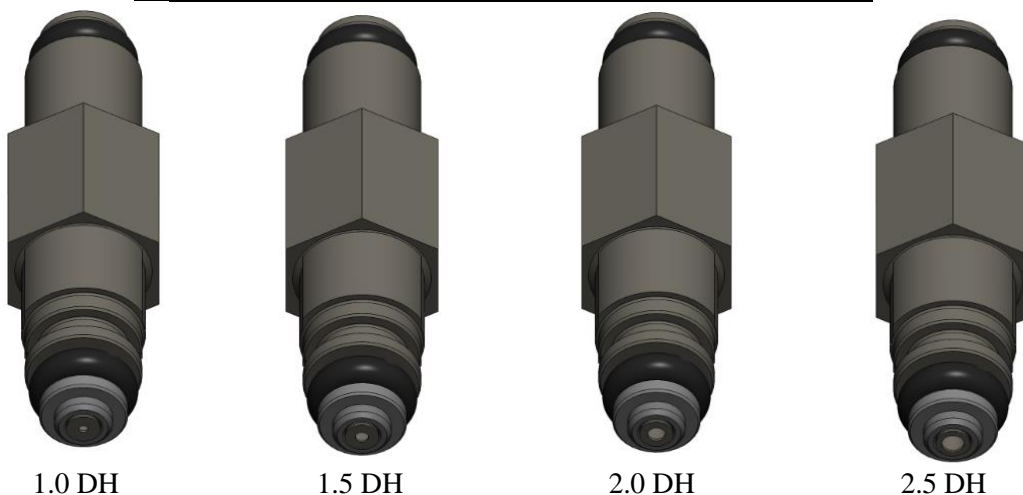
3.5 Menentukan Parameter Simulasi

Parameter simulasi yang dibutuhkan adalah ukuran dari komponen mesin diesel yang diminta oleh software, mulai dari intake system sampai exhaust system. Serta parameter temperatur lingkungan tempat mesin tersebut dioperasikan seperti suhu lingkungan.

3.6 Pembuatan Desain Variasi Diameter Injektor Gas

Pembuatan desain variasi diameter injektor sebagai berikut :

Type	Variasi diameter injektor gas
1.0 DH	Injektor dengan diameter 1.0 mm
1.5 DH	Injektor dengan diameter 1.5 mm
2.0 DH	Injektor dengan diameter 2.0 mm
2.5 DH	Injektor dengan diameter 2.5 mm



Gambar 3. 2 Variasi diameter injektor gas

3.7 Memasukkan Data dan Membuat Model Pada Komputer

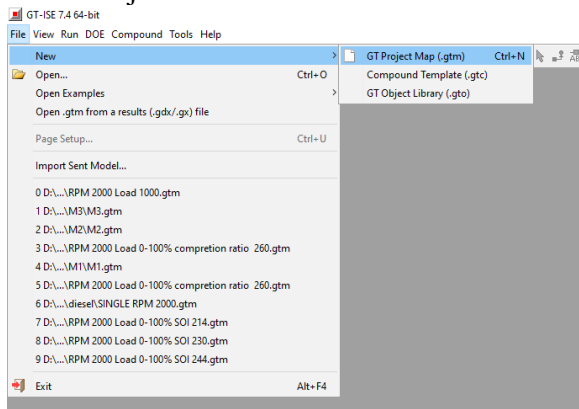
Dilakukan input data untuk permodelan pada mesin diesel *dual fuel* yang menggunakan injektor standar maupun variasi diameter injektor gas. Pada pemodelan ini, semua model desain pada spesifikasi untuk *engine speed* model. Pada permodelan ini hanya disimulasikan berdasarkan variasi Input data dan permodelan dilakukan mulai dari intake system, injektor, *cylinder system*, sampai pada *exhaust system*. simulasi pada mesin diesel *dual fuel* dibuat semirip mungkin dengan kondisi aslinya sehingga hasil yang didapat juga sedapat mungkin mirip dengan kenyataan. Dalam pembuatan model simulasi terdapat tahapan yang dilakukan, adapun tahapan tersebut sebagai berikut :

1. Membuka file GT-POWER 7.4



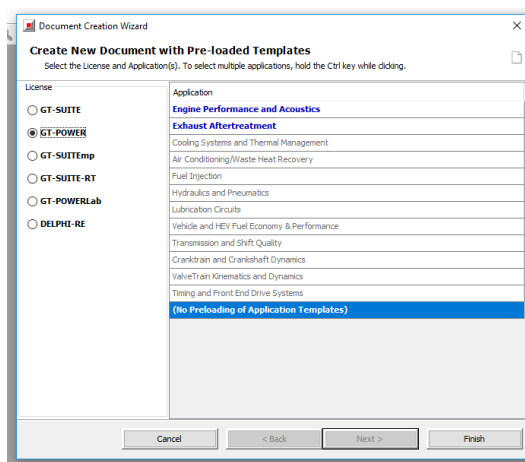
Gambar 3. 3 Folder GT-Power 7.4

2. Membuat file lembar kerja baru



Gambar 3. 4 Pembuatan lembar Kerja Baru

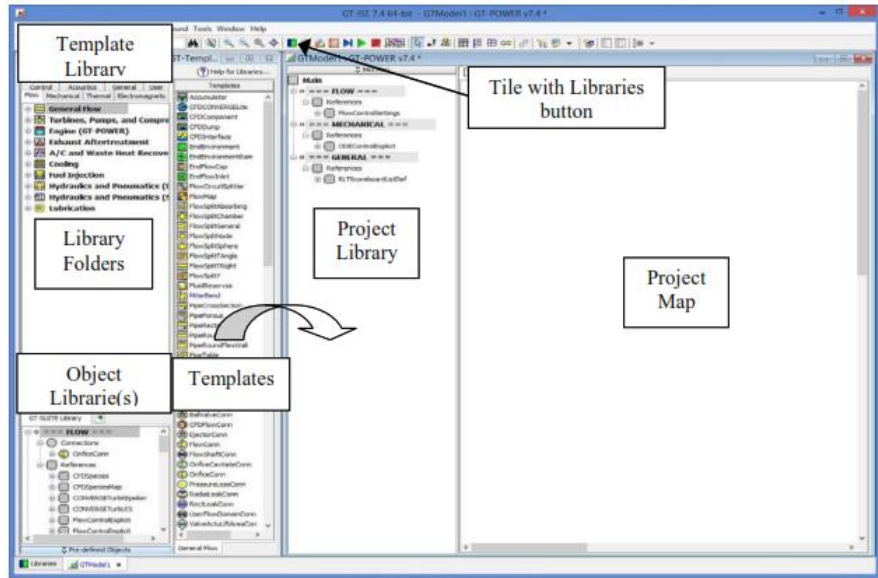
Untuk membuat lembar kerja user harus membuka **tool bar file** → **klik new** → **klik GT-Project map (.gtm)** atau klik **Ctrl+N**. Kemudian akan muncul “*document creation wizard*” setelah itu pilih GT-Power dengan spesifikasi “*no preloading of application templates*”.



Gambar 3. 5 Pemilihan Lembar Kerja Baru

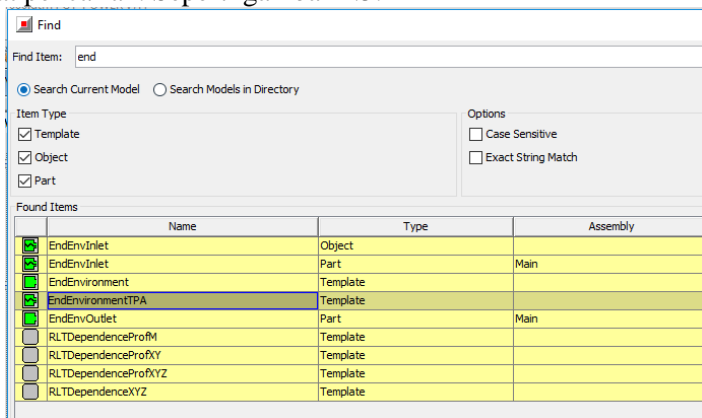
3. Memasukan inputan *template*

Langkah pertama untuk membuat model simulasi pada GT-Power ialah memasukan template yang digunakan kedalam lembar kerja yang berasal dari “*Template Library*”. *Template library* menyimpan semua hal yang dibutuhkan untuk membuat model GT-Power. Untuk membuka *template library* klik “*window*” → klik “*Tile With Libraries*” atau dengan mengklik *template library* di pojok kiri bawah.



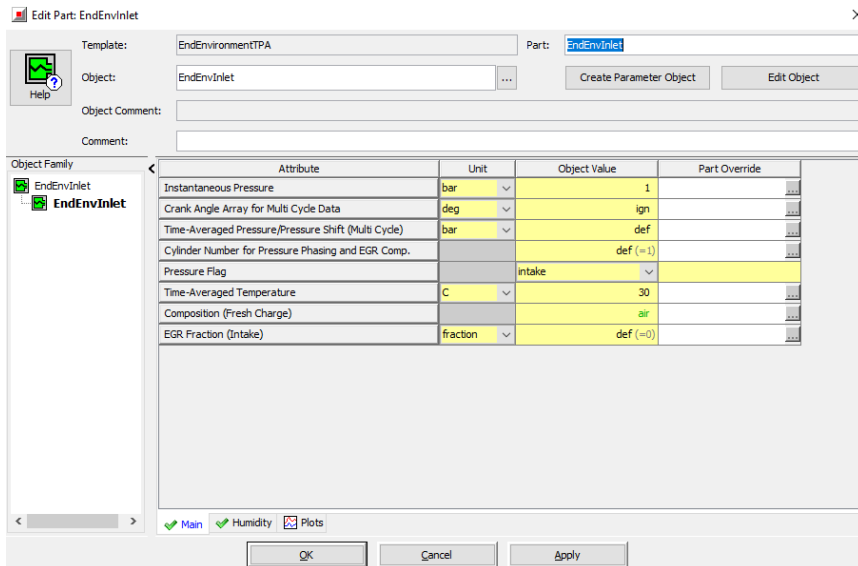
Gambar 3. 6 Membuka *Template Library*

Untuk mempermudah mencari Template yang di inginkan maka klik **ctrl+f** maka akan keluar Find kemudian ketik template yang di inginkan guna mempercepat pencarian. Seperti gambar 4.5.

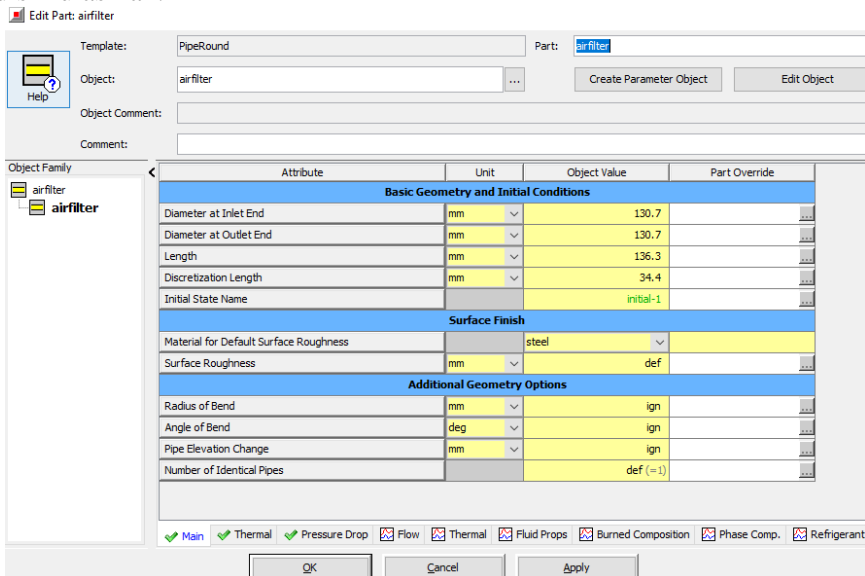


Gambar 3. 7 Mencari Template Menggunakan *Find*

- a. Langkah pertama dalam membuat simulasi mesin adalah menentukan parameter lingkungan tempat mesin tersebut beroperasi dengan template “*EndEnviromentTPA*” dengan nama object “*EndEnvInlet*” kemudian masukan parameter yang dibutuhkan seperti temperature, tekanan serta penentuan komposisi udara yang sudah tersedia di dalam software. Seperti pada gambar 4.6.

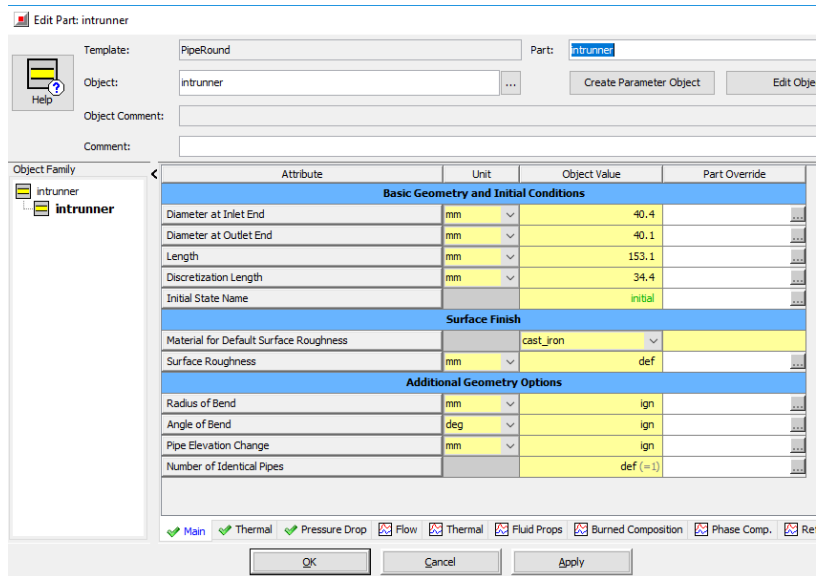
Gambar 3. 8 Template *EndEnvInlet*

- b. Kemudian membuat filter udara pada mesin diesel dengan *template* “*PipeRound*” kemudian beri nama objek “*airfilter*” kemudian isi parameter tersebut sesuai dengan kondisi filter udara di mesin yang ingin disimulasikan.

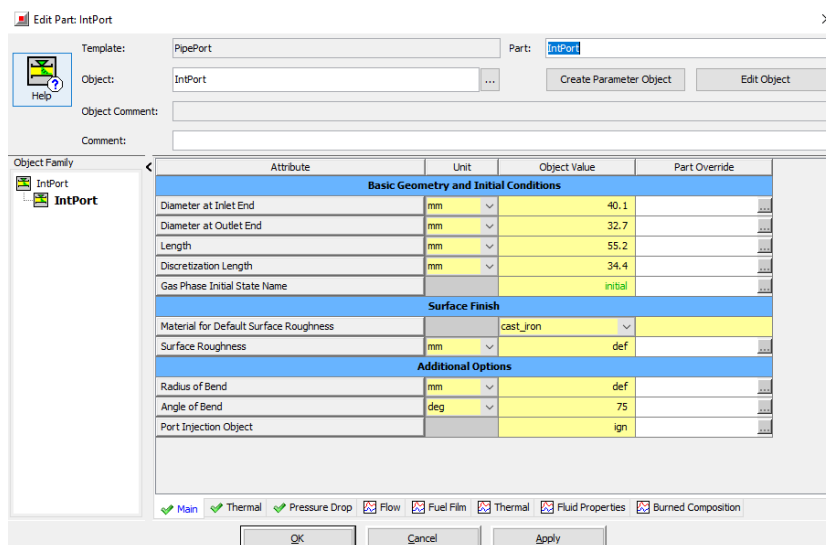


Gambar 3. 9 Template Air Filter

- c. Membuat pipa udara yang menghubungkan filter udara dengan port masuknya udara dalam silinder. Dengan *template* “*PipeRound*” dengan nama objek “*inrunner*”, didalamnya terdapat parameter dimensi pipa, temperatur pipa dan parameter lainnya.

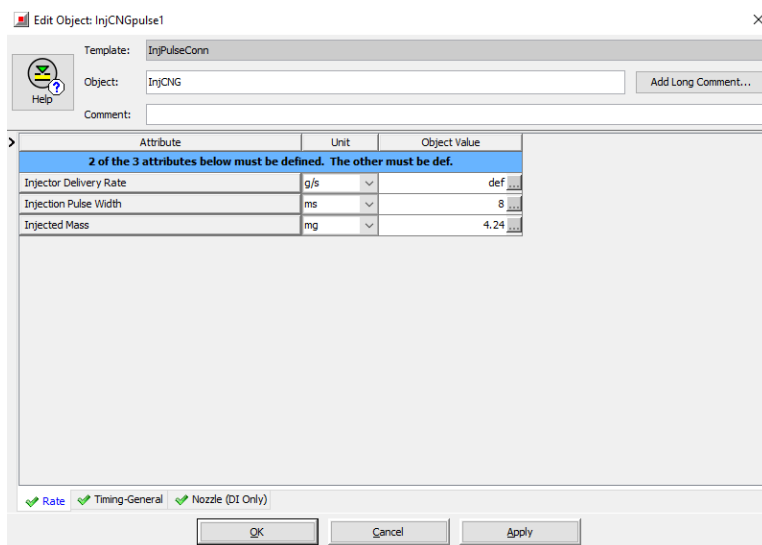
Gambar 3. 10 *Template Intrunner*

- d. Membuat port masuknya udara dan gas ke dalam ruang bakar dengan nama *template* “*PipePort*” kemudian beri nama objek tersebut “*inport*” terdapat seperti *template* pipa sebelumnya terdapat parameter dimensi, temperature dan parameter lainnya yang harus dimasukkan.

Gambar 3. 11 *Template Inport*

- e. Membuat injektor gas yang terhubung dengan port masuknya udara ke dalam ruang bakar (*inport*) dengan memakai *template* “*InjPulseConn*” dan beri nama objek tersebut “*InjCNG*” terdapat parameter yang harus di isi

sepert massa gas yang harus di injeksikan, diameter injektor, jumlah lubang injektor dan parameter lainnya



Gambar 3. 12 *Template InjCNG*

Menghitung massa bahan bakar yang dibutuhkan dalam satu kali daya pada mesin *dual fuel* menggunakan data dari percobaan yang telah kami lakukan menggunakan injektor gas original dengan ukuran 3 mm. Dari percobaan yang telah dilakukan pada mesin yang sama,. Bahan bakar gas CNG dengan flow rate 0,002 m³/menit dengan waktu 93,53 detik, didapat CNG dengan volume 0,003117667 m³. Dengan putaran mesin sebesar 2000. Massa bahan bakar yang dihitung sebagai berikut :

Karena mesin yang digunakan 4 tak maka dalam 1 menit dengan putaran 2000 rpm terdapat 1000 kali daya.

1 menit = 1000 kali daya

1 detik = 16,667 kali daya

Menghitung massa bahan bakar CNG :

$$\begin{aligned}
 \text{FCR (fuel consumption rate)} &= \frac{\text{Volume bahan bakar}}{\text{waktu konsumsi bahan bakar}} \\
 &= \frac{3117,67 \text{ ml}}{93,53 \text{ detik}} \\
 &= 33,333 \text{ ml/detik}
 \end{aligned}$$

Volume bahan bakar yang dibutuhkan dalam 1 kali daya yaitu:

$$\begin{aligned}
 &= \frac{\text{FCR}}{1 \text{ kali daya per detik}} \\
 &= \frac{33,333 \text{ ml/detik}}{16,667 \text{ kali daya per detik}}
 \end{aligned}$$

Volume bahan bakar yang dibutuhkan dalam 1 kali daya yaitu = 2 ml

Massa jenis bahan bakar $\rho = 2,118 \text{ kg/m}^3$

Volume bahan bakar 1 kali daya $2 \times 10^{-6} \text{ m}^3$

Massa BBM dalam 1 kali daya :

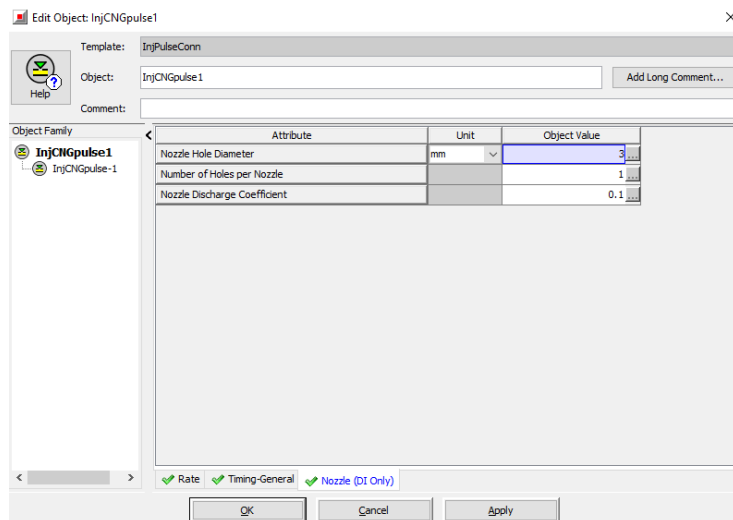
= Volume bahan bakar 1 kali daya x ρ Pertamina-Dex.

= $2,222 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \times 2,118 \text{ kg/m}^3$

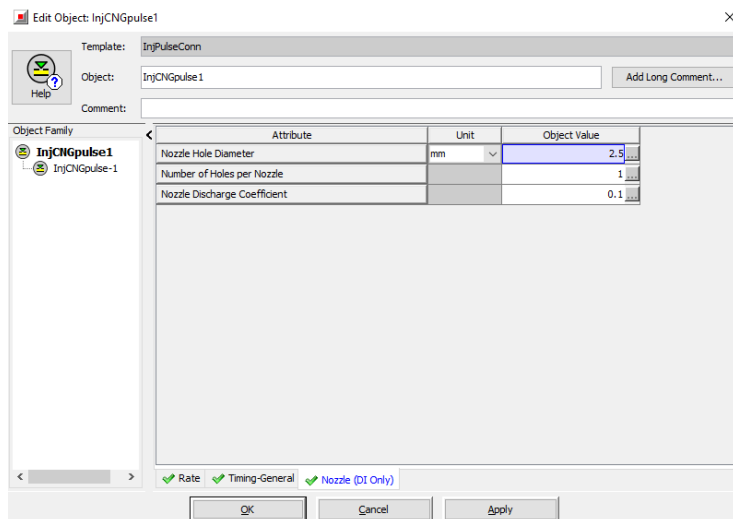
= $4,24 \times 10^{-6} \text{ kg}$

= 4,24 mg

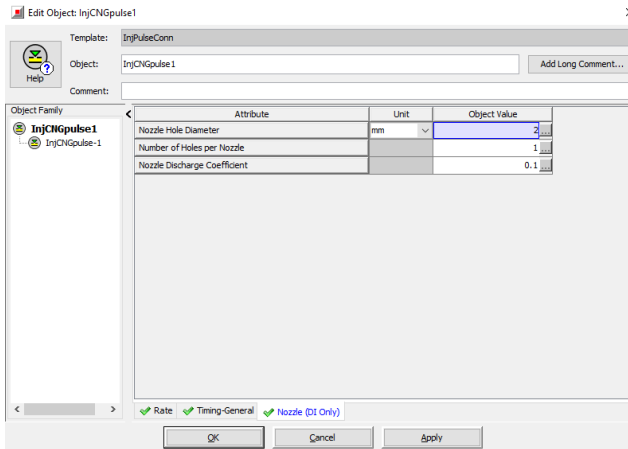
Didalam template *InjPulseConn* inilah diameter injektor gas dapat di ubah-ubah sesuai dengan parameter yang di ingin kan seperti gambar :



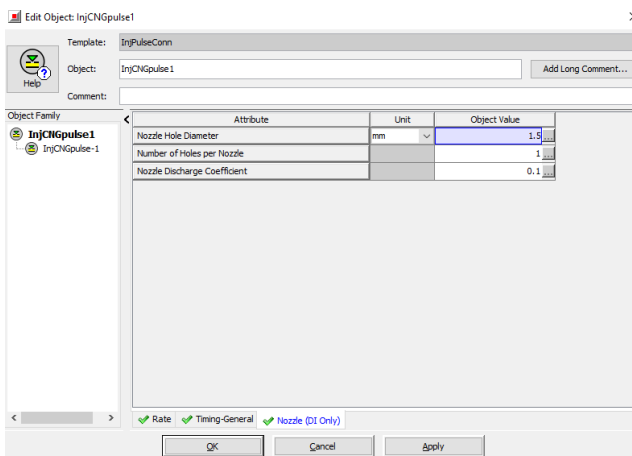
Gambar 3. 13 Injektor dengan Diameter 3 mm



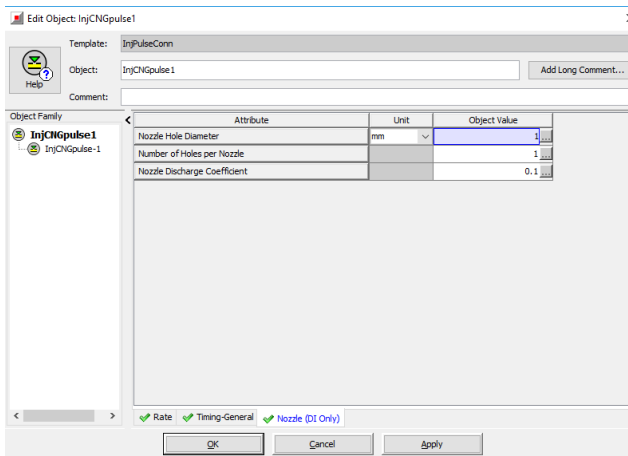
Gambar 3. 14 Injektor dengan Diameter 2.5 mm



Gambar 3. 15 Injektor dengan Diameter 2 mm

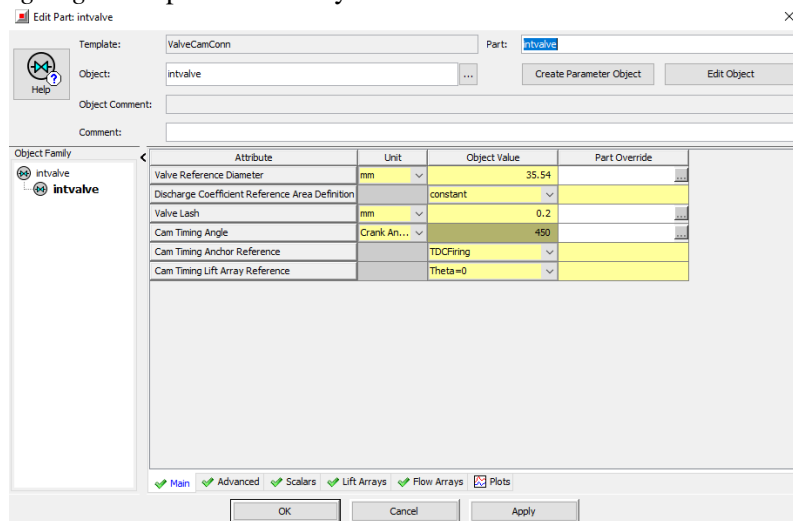


Gambar 3. 16 Injektor dengan Diameter 1.5 mm



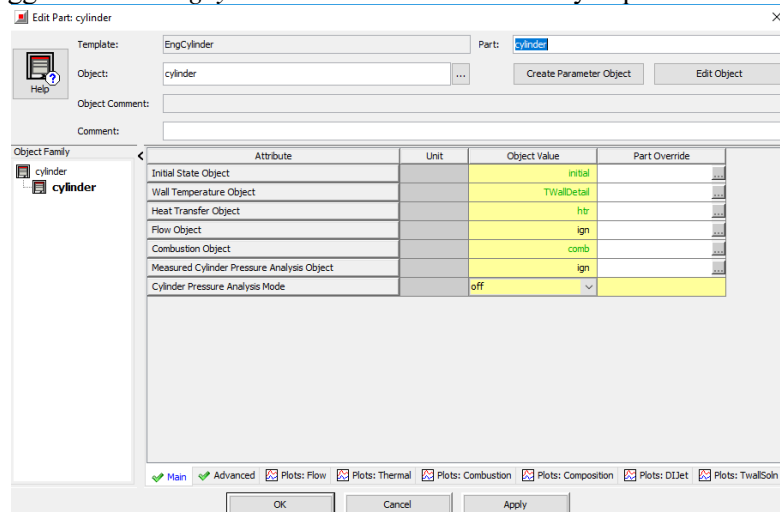
Gambar 3. 17 Injektor dengan Diameter 1 mm

- f. Membuat katup intake dengan template “*ValveCamConn*” dengan nama objek “*Int_valve_01*” terdapat parameter lainnya seperti diameter *valve*, *cam timing angel* dan parameter lainnya.



Gambar 3. 18 *Template Valve Intake*

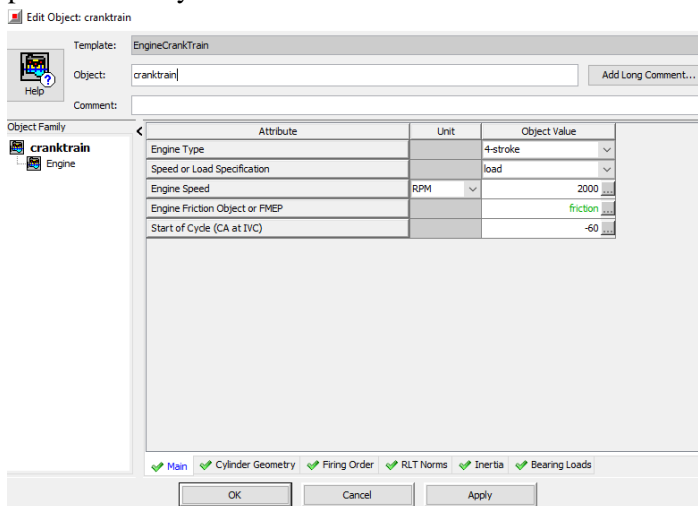
- g. Membuat silinder dengan menggunakan *template “EngCylinder”* beri nama objek dengan “*cylinder*” didalamnya terdapat banyak parameter yang berhubungan dengan *template* referensi seperti objek yang masuk kedalam silinder menggunakan *template “FluidInitialState”*, parameter temperature menggunakan “*EngcylTWalDetail*” dan masih banyak parameter lainnya.



Gambar 3. 19 *Template Cylinder*

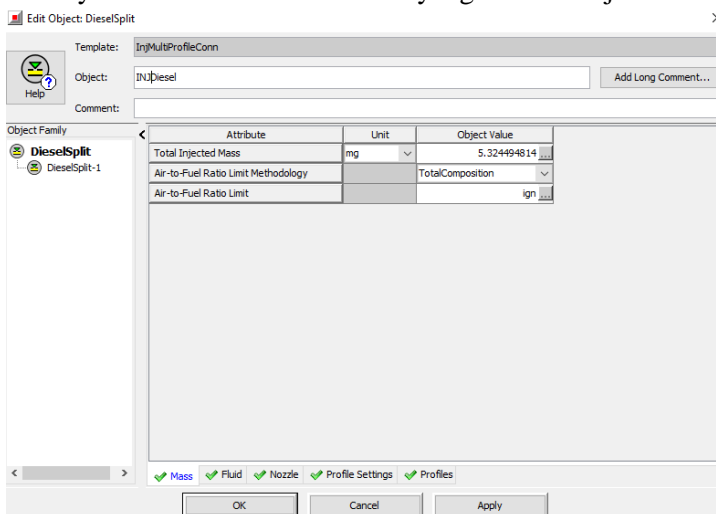
- h. Membuat spesifikasi part bergerak di dalam mesin dengan menggunakan *template “EngineCrankTrain”* berin nama objek tersebut “*cranktrain*”

terdapat parameter seperti tipe mesin, putaran mesin yang diinginkan dan banyak parameter lainnya.



Gambar 3. 20 Template Engine Cranktrain

- i. Membuat injector diesel dengan template “*InjVariationProfilConn*” beri nama objek tersebut “*INJDiesel*” terdapat banyak parameter yang harus diisi contohnya massa bahan bakar diesel yang harus di injeksikan.



Gambar 3. 21 Template Injektor Diesel

Setiap injektor baik gas dan solar harus menghitung massa bahan bakar yang harus diinjeksikan. Adapun cara perhitungannya sebagai berikut :

Menghitung massa bahan bakar yang dibutuhkan dalam satu kali daya pada mesin *dual fuel* menggunakan data dari percobaan yang telah kami lakukan menggunakan injektor gas original dengan ukuran 3 mm. Dari percobaan yang telah dilakukan pada mesin yang sama, diketahui volume bahan bakar yang digunakan 10 ml bahan bakar pertamina dex dengan

waktu yang dibutuhkan untuk konsumsi bahan bakarnya sebesar 93,53 detik. Dengan putaran mesin sebesar 2000. Massa bahan bakar yang dihitung sebagai berikut:

Karena mesin yang digunakan 4 tak maka dalam 1 menit dengan putaran 2000 rpm terdapat 1000 kali daya.

1 menit = 1000 kali daya

1 detik = 16,667 kali daya

- Menghitung massa bahan bakar pertamina-dex:
- FCR (fuel consumption rate) =
$$\frac{\text{Volume bahan bakar}}{\text{waktu konsumsi bahan bakar}}$$

$$= \frac{10\text{ml}}{93,53 \text{ detik}}$$

$$= 0,10692 \text{ ml/detik}$$

Volume bahan bakar yang dibutuhkan dalam 1 kali daya yaitu:

$$= \frac{FCR}{1 \text{ kali daya per detik}}$$

$$= \frac{0,074063 \text{ ml/detik}}{16,667 \text{ kali daya per detik}}$$

$$= 0,006415054 \text{ ml}$$

Massa jenis bahan bakar $\rho = 830 \text{ kg/m}^3$

Volume bahan bakar 1 kali daya $6,41505 \times 10^{-9} \text{ m}^3$

Massa BBM dalam 1 kali daya :

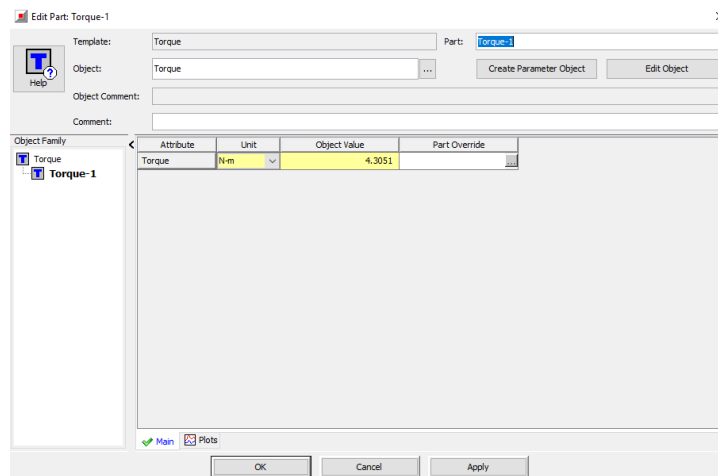
$$= \text{Volume bahan bakar 1 kali daya} \times \rho \text{ Pertamina-Dex.}$$

$$= 6,41505 \times 10^{-9} \text{ m}^3 \times 830 \text{ kg/m}^3$$

$$= 5,32449 \times 10^{-6}$$

$$= 5,32449 \text{ mg}$$

- j. Membuat pembebanan menggunakan *template* “Torque” kemudian beri nama objek tersebut “Torque” untuk menyamakan pembebanan yang sama dengan mesin yang ingin disimulasikan maka kita harus menginput torsi yang dihasilkan mesin tersebut.



Gambar 3. 22 *Template* Pembebanan

Beban yang digunakan diambil dari salah satu sample pada eksperimen yaitu percobaan ke 1 pada rpm kontrol 2000, rpm aktual 2002 dan rpm generator 1473 dengan tegangan 210 Volt, Ampere 4 dengan beban 840 watt maka menghasilkan torsi mesin sebesar. Maka untuk mencari daya mesin :

$$\eta \text{ Slip} = 1,34/(\text{rpm mesin aktual}/\text{rpm generator})$$

$$\eta \text{ Slip} = 1,34/(2002/1473)$$

$$= 0,9859$$

$$P = (((V \times A \times 0,9)/(0,85 \times \eta \text{ Slip}))/1000)$$

$$= (((210 \times 4 \times 0,9)/(0,85 \times 0,9859))/1000)$$

$$= 0,9021 \text{ kW}$$

Dimana : P = Daya (kW)

V = Volt (V)

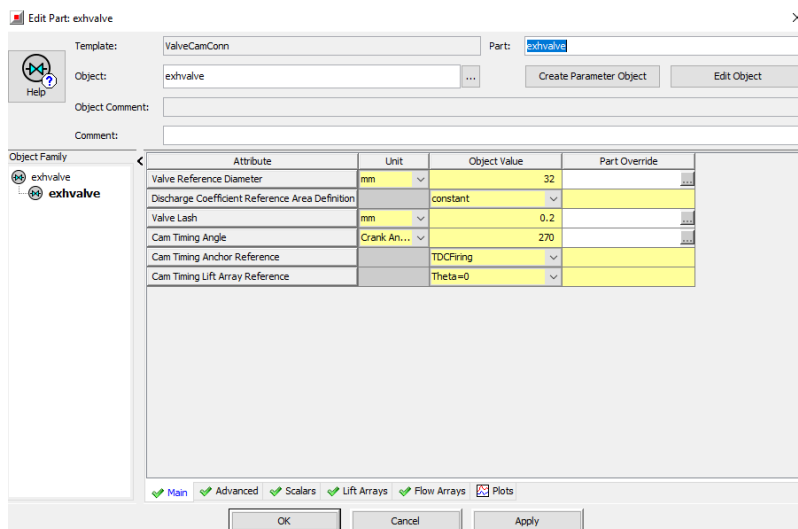
A = Ampere (A)

maka $\tau = (P \times 60000)/(\text{rpm aktual} \times 2\pi)$

$$\tau = (0,9021 \times 60000)/(2001 \times 2 \times 3,14)$$

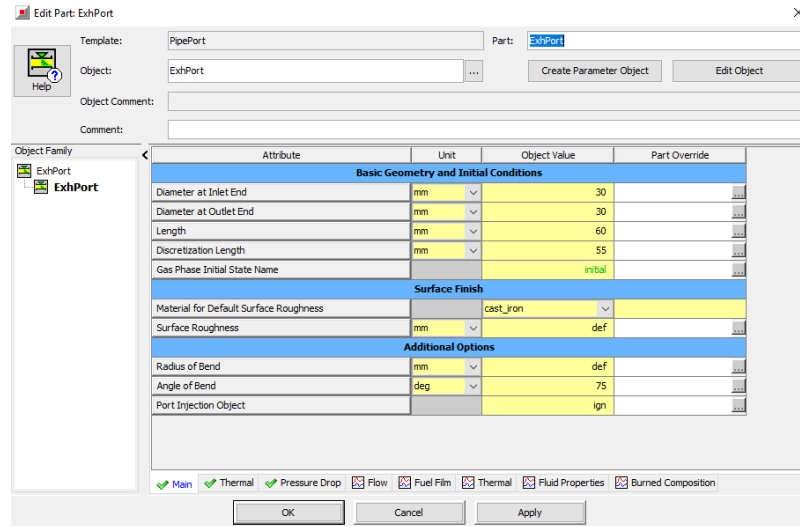
$$\tau = 4,3051 \text{ nm}$$

k. Membuat katup buang yang caranya hampir sama dengan pembuatan katup *Intake*, dengan *template* “*ValveCamConn*” dengan nama objek “*exhvalve*” terdapat parameter seperti diameter katup, *cam timing angle* dan banyak parameter lainnya.



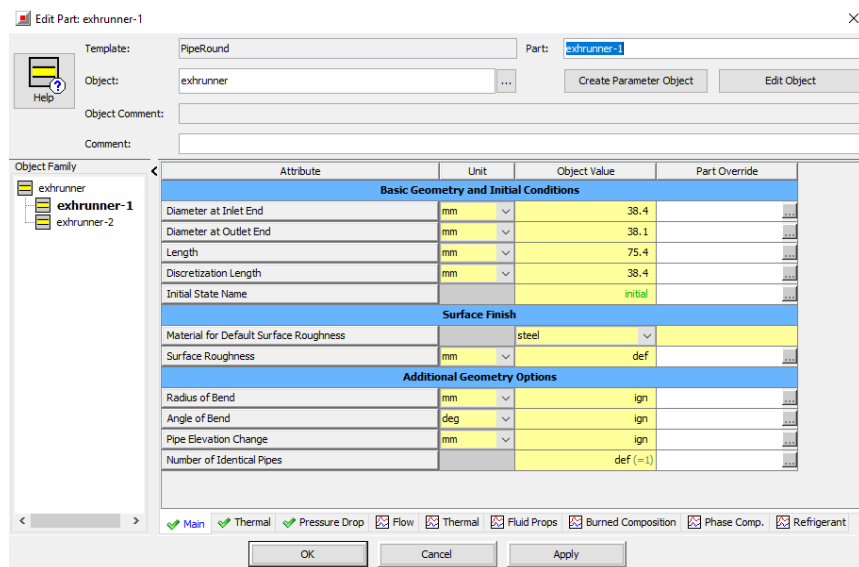
Gambar 3. 23 *Template* Katup Buang

1. Membuat pipa tempat keluarnya hasil pembakaran dengan template “*PipeRound*” kemudian beri nama objek “*exhport*” terdapat parameter dimensi pipa dan parameter lainnya.



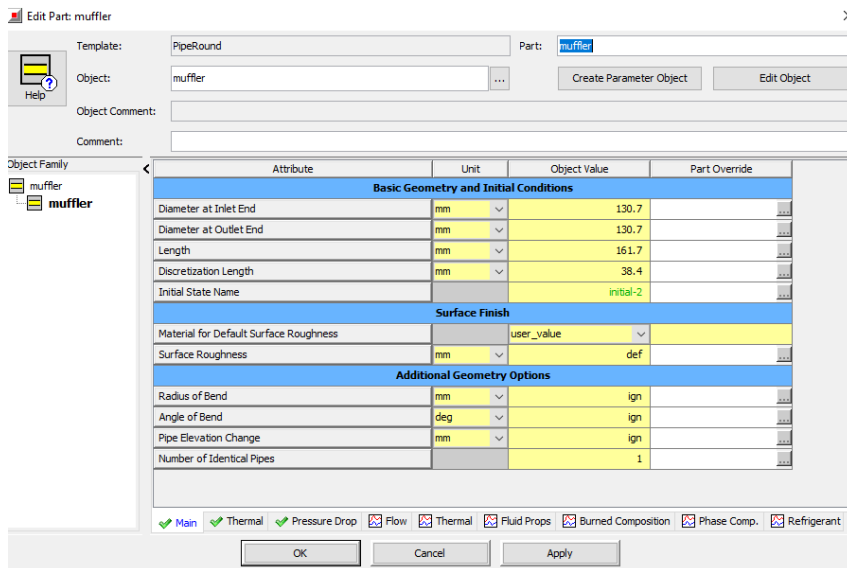
Gambar 3. 24 Template Exhaust Port

- m. Membuat pipa *exhaust* yang menghubungkan ke *muffler* dengan *template* “*PipeRound*” kemudian beri nama objek “*exhrunner*” terdapat parameter dimensi pipa, suhu pipa dan banyak parameter lainnya.



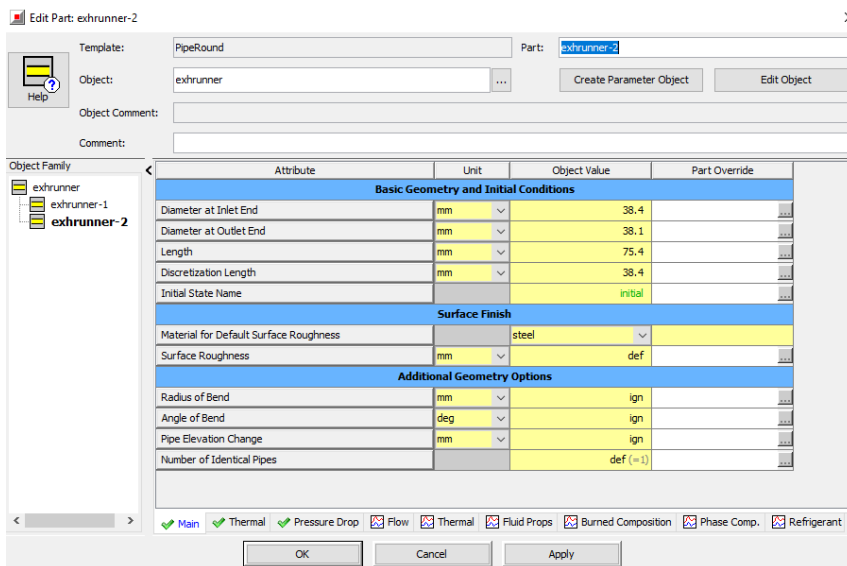
Gambar 3. 25 template exhrunner

- n. Membuat *muffler* menggunakan *template* *template* “*PipeRound*” kemudian beri nama objek “*muffler*” terdapat parameter dimensi pipa, suhu pipa dan banyak parameter lainnya.



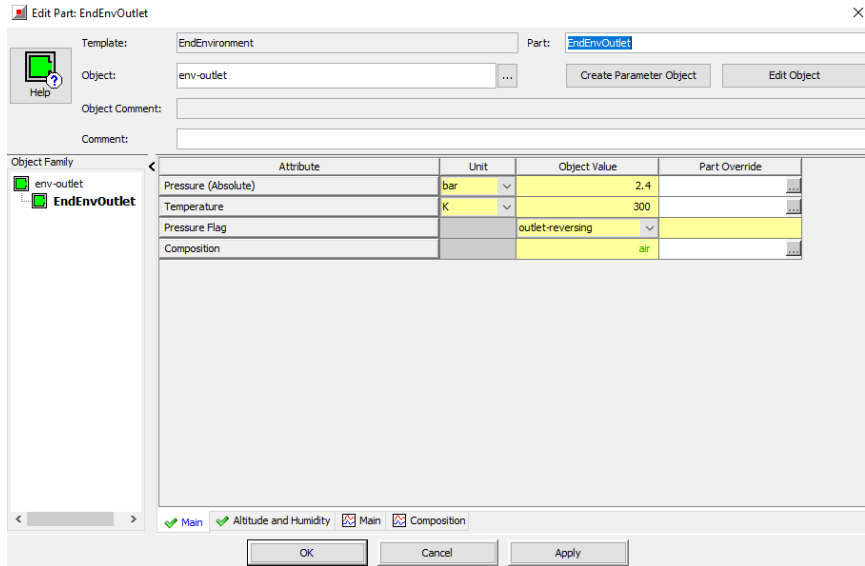
Gambar 3. 26 Template muffler

- o. Membuat pipa *exhaust* yang menghubungkan *muffler* ke udara luar dengan *template* “*PipeRound*” kemudian beri nama objek “*exhrunner*” terdapat parameter dimensi pipa, suhu pipa dan banyak parameter lainnya.



Gambar 3. 27 Template Pipa Exhaust

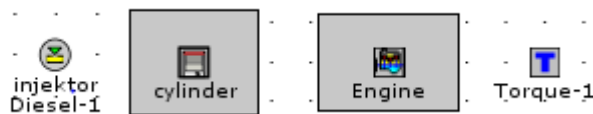
- p. Membuat pembuangan udara *exhaust* menggunakan “*EndEnvironment*” kemudian beri nama objek “*EndEnvOutlet*” terdapat parameter seperti suhu dan tekanan gas buang.



Gambar 3. 28 *Template* Udara Exhaust



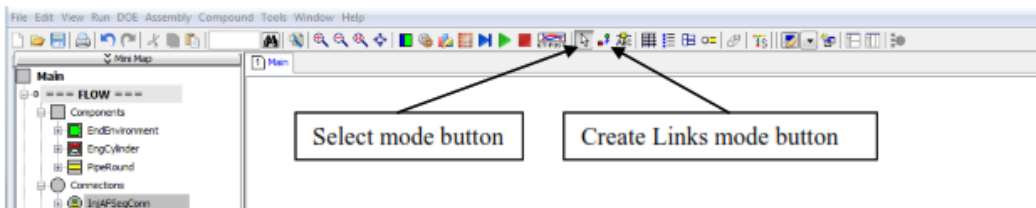
Gambar 3. 29 Komponen Sistem Intake dan Injektor Gas



Gambar 3. 30 Komponen Silinder, Injektor Bahan Bakar Diesel, dan Komponen Pembebanan

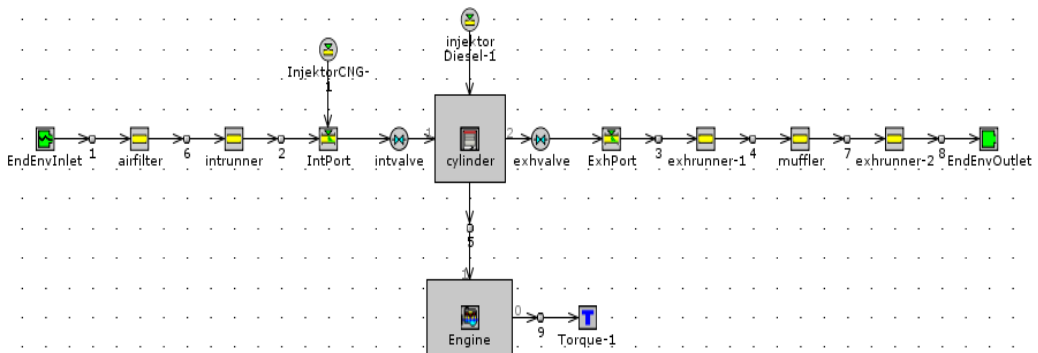


Gambar 3. 31 Komponen Sistem *Exhaust*



Gambar 3. 32 Tool untuk Menghubungkan *Template*

Kemudian setelah setelah komponen terkumpul kemudian hubungkan semua komponen seara berurutan mulai dari sistem intake kemudian sistem *moving part*, pembakaran, dan sistem pembebanan kemudian hubungkan pada sistem *exhaust*. Untuk menghubungkan semua kompnen gunakan **Create Links Parts** pada toolbar GT-Power



Gambar 3. 33 Rangkaian simulasi Mesin Diesel *Dual fuel*

3.8 Running Simulasi

Running simulasi dilakukan untuk mengetahui kinerja dari mesin diesel *dual fuel* dimana injektor gasnya menggunakan injektor *one hole* dan *variation diameters*. Hasil dari running ini nantinya telah disamakan dengan kinerja dari engine yang digunakan. Jika sama, maka model sudah benar. Acuan yang digunakan untuk menyamakan hasil running adalah *brake power*, *break torque*, *break specific fuell*, hasil dari emisi NO_x dan HC berdasarkan hasil eksperimen yang sudah dilakukan. Hasil yang telah di analisa adalah konsentrasi emisi NO_x, HC, CO (ppm)

3.9 Validasi dan Analisa Data

Proses validasi yang dilakukan pada penelitian ini adalah berupa perbandingan hasil eksperimen mesin diesel saat beroperasi pada moda *dual fuel* yang kemudian dibandingkan dengan hasil simulasi pada GT-Power dengan *margin of error* $\pm 5\%$. Dalam validasi ini telah dibandingkan data *Break Specific fuel consumption*, *break power*, *break torque*, kadar emisi NO_x dalam ppm. Analisis yang dimaksud adalah mengkaji hal apa saja yang berpengaruh pada Variasi diameter injektor gas. Tujuan dari pada analisis ini untuk mengetahui kekurangan agar dapat terus dikembangkan, memiliki manfaat yang besar.

Tabel 3. 3 Batasan Simulasi

Parameter Input			Parameter Output	
Konstan		Variasi	Diukur	Hasil
Bahan bakar	Putaran dan beban	Boundary Condition	Diameter Injector gas	1. Tmesin (°C).
Dual fuel (Pertamina-Dex & CNG)	2000 rpm Pada beban 1000-4000 watt	Kondisi Lingkungan dan Mesin	Injector Standar 3 mm	2. Tgas buang (°C). 3. Flowrate CNG (m ³ bb).
Dual fuel (Pertamina-dex & CNG)	2000 rpm Pada beban 1000-4000 watt	Kondisi Lingkungan dan Mesin	Injector 1, 1.5, 2, 2.5 mm	4. Flowrate Solar (m ³ solar). 1. Konsentrasi (ppm): NO _x , HC, CO.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 4

ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Pendahuluan

Pada bab ini dijelaskan hasil dan pembahasan mengenai kandungan emisi gas buang motor diesel serta meliputi model simulasi. Bahan bakar yang digunakan adalah Pertamina-Dex, *dual fuel* campuran Pertamina-Dex dan CNG. Adapun pokok bahasan dalam bab ini adalah Perhitungan guna data penunjang pada proses simulasi, validasi model simulasi dengan membandingkan data hasil simulasi dengan hasil eksperimen dengan perbedaan maksimal 5%, analisa dan pembahasan kandungan emisi NO_x, CO, dan HC dengan satuan ppm.

4.2 Model Validasi data pada mesin diesel *dual fuel* eksperimen dan simulasi

Setelah membuat model simulasi dilakukan proses validasi dimana hasil simulasi dibandingkan dengan hasil dari eksperimen. Salah satu contoh proses perhitungan break specific fuel consumption yang nantinya telah menjadi salah satu pembanding dengan hasil simulasi . Data eksperimen BSFC yang disesuaikan pada putaran 2000 rpm dengan beban 1000 W. Berikut hasil eksperimen :

- Menghitung BSFC Pertamina-Dex

$$\text{FCR} = 0,10692 \text{ ml/detik} = 1,0692 \times 10^{-7} \text{ m}^3/\text{detik}$$

$$\text{Massa jenis bahan bakar } \rho = 830 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{FCR} = 1,0692 \times 10^{-7} \text{ m}^3/\text{detik} \times 830 \text{ kg/m}^3 = 8,874 \times 10^{-5} \text{ kg/detik}$$

$$\text{BSFC} = \frac{\text{FCR} \times 3600}{P \text{ (kW)}}$$

$$\text{BSFC} = \frac{0,00008,874 \frac{\text{kg}}{\text{detik}} \times 3600}{0,9021 \text{ (kW)}}$$

$$\text{BSFC} = 0,354148 \text{ kg/kWh}$$

$$\text{BSFC} = 354,148 \text{ g/kWh}$$

- Menghitung BSFC CNG

$$\text{FCR} = 33,333 \text{ ml/detik} = 0,000033 \text{ m}^3/\text{detik}$$

$$\text{Massa jenis bahan bakar } \rho = 2,118 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{FCR} = 0,000033 \text{ m}^3/\text{detik} \times 2,118 \text{ kg/m}^3 = 0,0000706 \text{ kg/detik}$$

$$\text{BSFC} = \frac{\text{FCR} \times 3600}{P \text{ (kW)}}$$






$$\text{BSFC} = \frac{0,0000706 \frac{\text{kg}}{\text{detik}} \times 3600}{0,9021 \text{ (kW)}}$$

$$\text{BSFC} = 0,281743 \text{ kg/kWh}$$

$$\text{BSFC} = 281,743 \text{ g/kWh}$$

Dari hasil eksperimen didapat hasil BSFC sebesar $354,148 \text{ g/kWh} + 281,743 \text{ g/kWh} = 635,8757 \text{ g/kWh}$.

- Data dari hasil simulasi didapat hasil BSFC sebesar 636.295 g/kWh.

	Attribute Value	Unit	Load =25 Case# 1
▼  Favorites			
▶  Engine Speed (cycle average)		RPM	2000.0
▶  Brake Torque		N-m	4.3051
▶  Brake Power (kW)		kW	0.901657
▶  BSFC - Brake Specific Fuel Consumption, Cyl		g/kW-h	636.295

Gambar 4. 1 Hasil Simulasi pada rpm 2000 dan beban 1000 watt

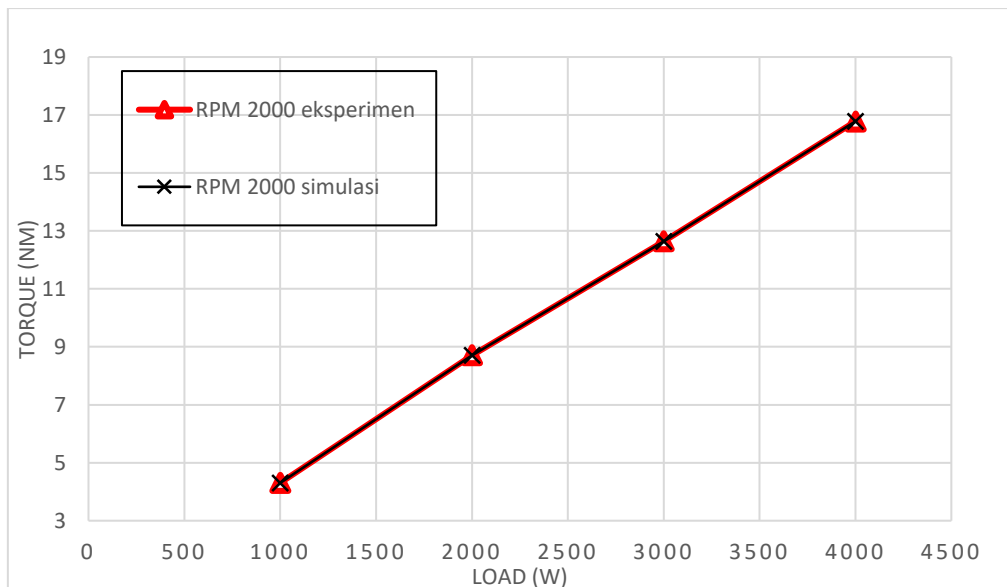
Dari data simulasi diketahui bahwa hasil simulasi BSFC menghasilkan 636,295 g/kWh, hasil eksperimen menghasilkan 635,8757 g/kWh. Perbedaan antara hasil simulasi dan eksperimen tidak boleh lebih dari $\pm 5\%$, berikut cara mengetahui *margin of error* dari simulasi dan eksperimen :

$$\text{Validasi} = \frac{\text{Hasil Eksperimen} - \text{Hasil Simulasi}}{\text{Hasil Eksperimen}} \times 100\%$$

$$\text{Validasi} = \frac{635,8757 \frac{\text{g}}{\text{kWh}} - 636,295 \text{ g/kWh}}{635,8757 \text{ g/kWh}} \times 100\%$$

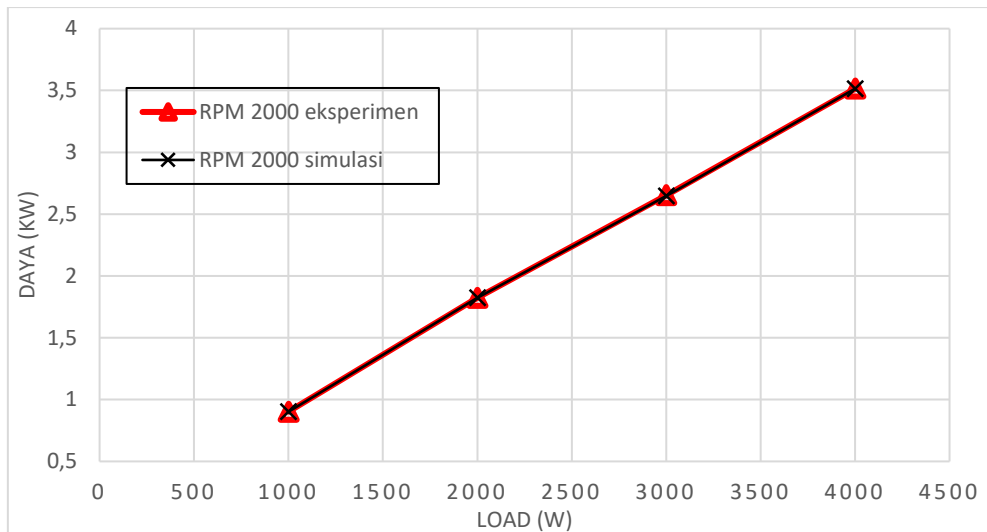
$$\text{Validasi} = -0,06625\%$$

Dari hasil Simulasi yang telah didapat pada maka akan dibandingkan didalam sebuah grafik, berikut hasilnya :



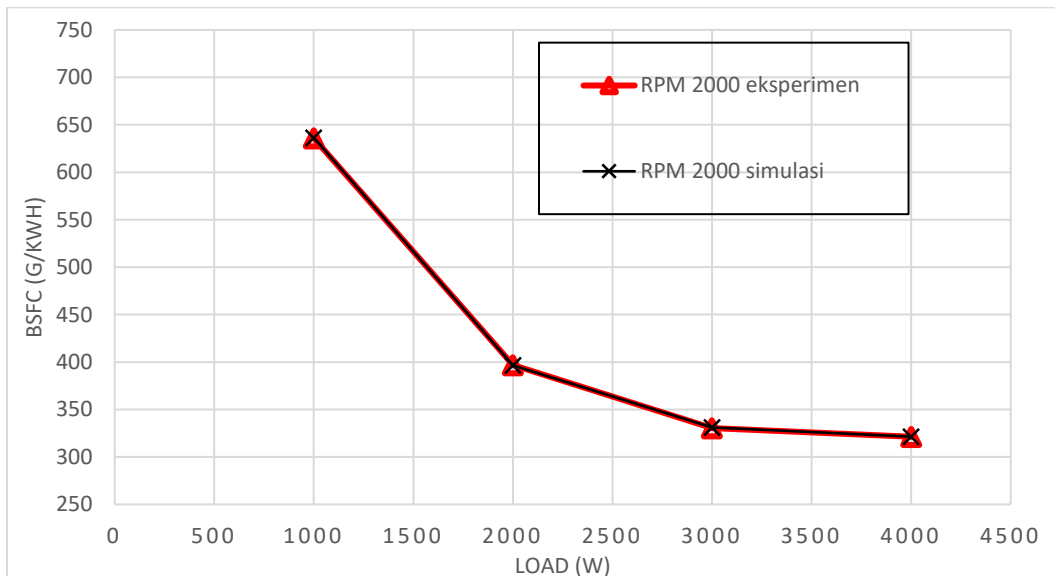
Gambar 4. 2 Grafik Perbandingan Hasil *Break Torque* Simulasi dengan eksperimen pada rpm 2000 dengan Variasi Beban

Dapat dilihat pada gambar 4.2 perbandingan *Break Torque* Simulasi dan Eksperimen menunjukkan trend dan titik yang hampir sama, presentase perbedaan pada hasil eksperimen dan simulasi berkisar 0,000127%-0,000849%.



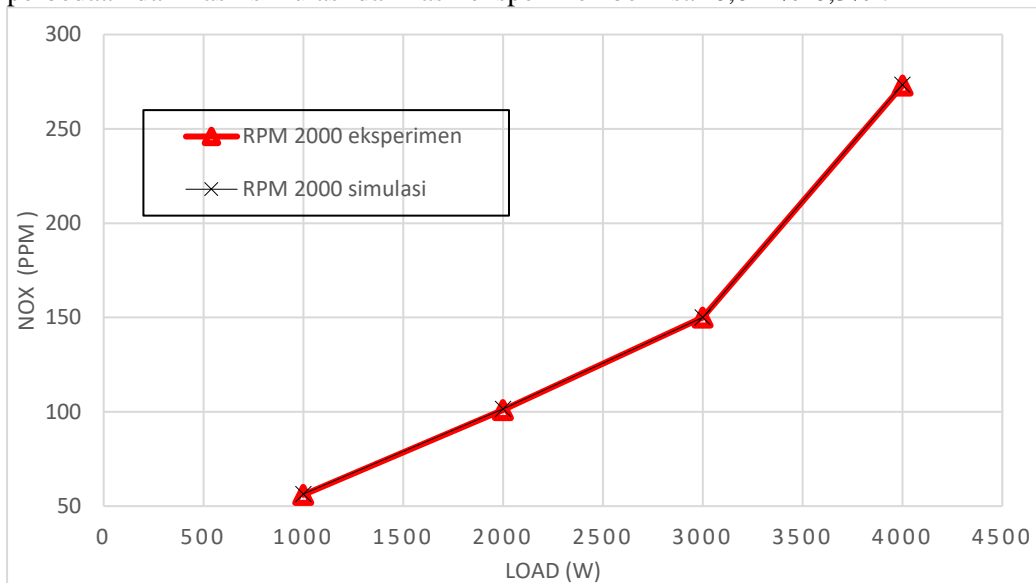
Gambar 4. 3 Grafik Perbandingan Hasil *Break Power* Simulasi dan Eksperimen Pada rpm 2000 dengan Variasi Beban

Dapat dilihat pada gambar 4.3 perbandingan *Break Power* hasil simulasi dan eksperimen menunjukkan trend dan titik yang hampir sama, presentase perbedaan dari hasil simulasi dan hasil eksperimen berkisar 0,00041%-0,19%.



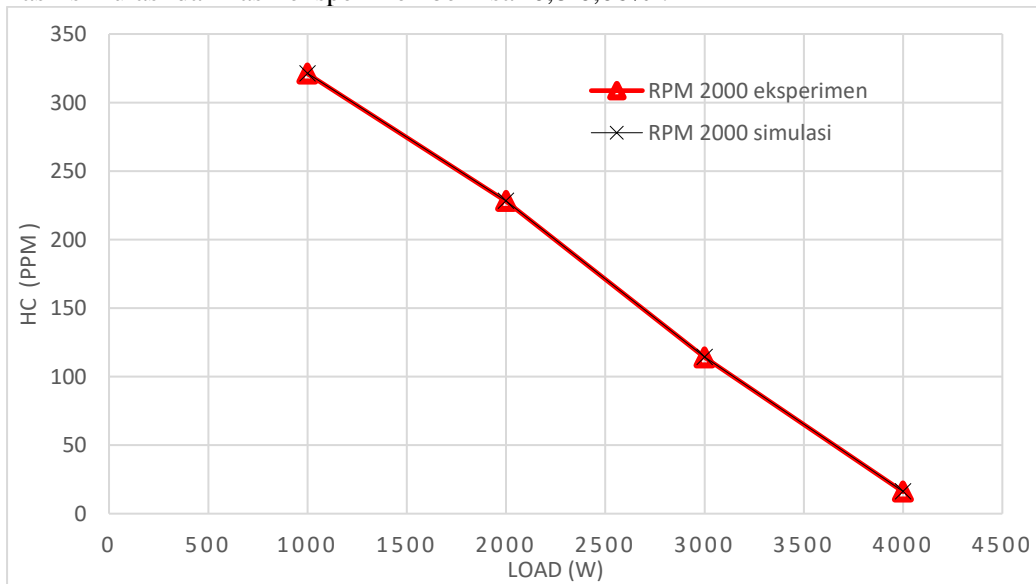
Gambar 4. 4 Grafik Perbandingan Hasil Break Specific Fuel Consumption Simulasi dan Eksperimen Pada rpm 2000 dengan Variasi Beban.

Dapat dilihat pada gambar 4.4 grafik perbandingan *break specific fuel consumption* hasil simulasi dan eksperimen menunjukkan trend dan titik yang hampir sama, presentase perbedaan dari hasil simulasi dan hasil eksperimen berkisar 0,012%-0,3% .



Gambar 4. 5 Grafik Perbandingan Hasil Emisi NOx Simulasi dan Eksperimen Pada rpm 2000 dengan Variasi Beban

Dapat dilihat pada gambar 4.5. merupakan hasil perbandingan emisi NOx simulasi dan eksperimen menunjukkan trend dan titik yang hampir sama, presentase perbedaan dari hasil simulasi dan hasil eksperimen berkisar 0,8-0,06% .



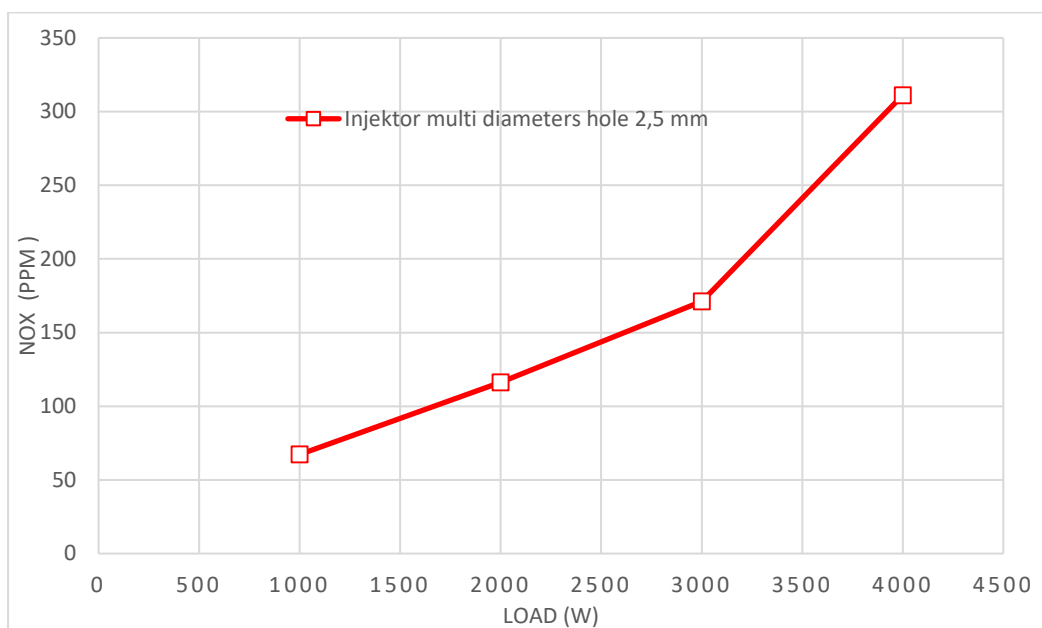
Gambar 4. 6 Grafik Perbandingan Hasil Emisi HC Simulasi dan Eksperimen Pada rpm 2000 dengan Variasi Beban

Dapat dilihat pada gambar 4.6 merupakan hasil perbandingan emisi HC simulasi dan eksperimen menunjukkan trend dan titik yang hampir sama, presentase perbedaan dari hasil simulasi dan hasil eksperimen berkisar 0,08-1,3% .

4.3 Hasil Simulasi Emisi Mesin *Dual fuel Injektor Muti Diameters Holes*

Dari data simulasi yang telah tervalidasi dengan eksperimen menggunakan injektor gas dengan diameter 3.0 mm kemudian dilakukan variasi diameter injektor 2.5 mm, 2.0 mm, 1.5 mm, 1.0 mm, berikut hasil dari simulasi variasi diameter injektor gas :

4.3.1 Hasil Simulasi Emisi Mesin *Dual Fuel Variasi Diameter Injektor Gas 2.5 mm*



Gambar 4. 7 Grafik Hasil Emisi Nox dengan Variasi diameter injektor 2.5 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban

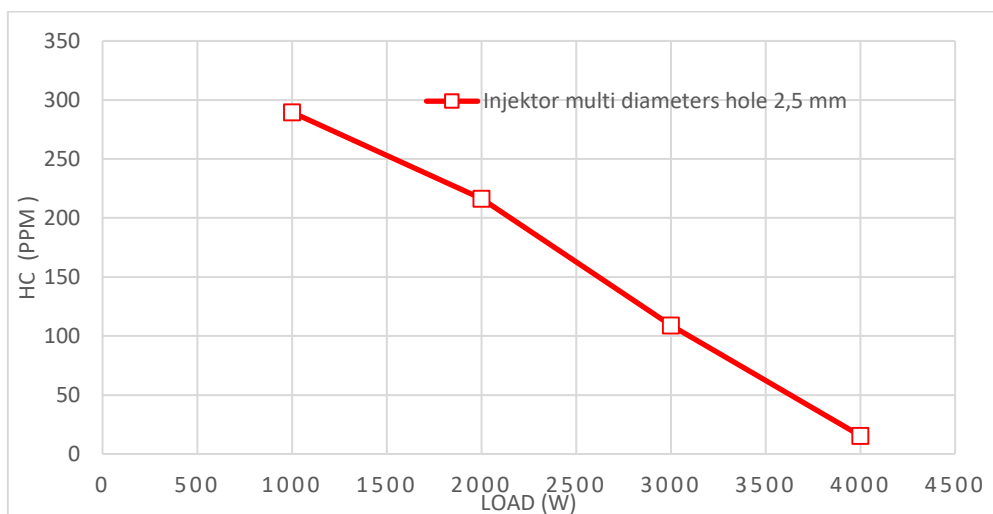
Pada gambar 4.7 merupakan grafik hasil Emisi NO_x dengan Variasi diameter injektor 2.5 mm. pada grafik diatas menunjukkan trend emisi NO_x yang naik seiring dengan bertambahnya beban. Pada beban 1000 Watt kadar emisi NO_x sebesar 67,2383 ppm, pada beban 2000 Watt kadar emisi NO_x sebesar 116,277 ppm, pada beban 3000 Watt kadar emisi NO_x sebesar 171,169 ppm, pada beban 4000 Watt kadar emisi NO_x sebesar 311,203ppm.

NO_x merupakan hasil emisi yang terbentuk karena terjadi pembakaran pada suhu yang tinggi didalam ruang bakar. Suhu dalam ruang bakar dapat dipresentasikan dengan efisiensi thermal. Seiring dengan bertambahnya beban pada gambar 4.7 maka efisiensi thermal juga bertambah hal tersebut membuat kadar emisi NO_x bertambah. Hal ini membuktikan semakin bertambahnya beban maka suhu didalam ruang bakar ikut bertambah.



Gambar 4. 8 Grafik Hasil Emisi CO dengan Variasi diameter injektor 2.5 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban

Pada gambar 4.8 merupakan hasil Emisi CO dengan variasi diameter injektor 2.5 mm. pada grafik diatas menunjukkan trend emisi CO yang trun seiring dengan bertambahnya beban. Pada beban 1000 Watt kadar emisi CO sebesar 587,382 ppm, pada beban 2000 Watt kadar emisi CO sebesar 394,204 ppm, pada beban 3000 Watt kadar emisi CO sebesar 351,005 ppm, pada beban 4000 Watt kadar emisi CO sebesar 148,421 ppm.

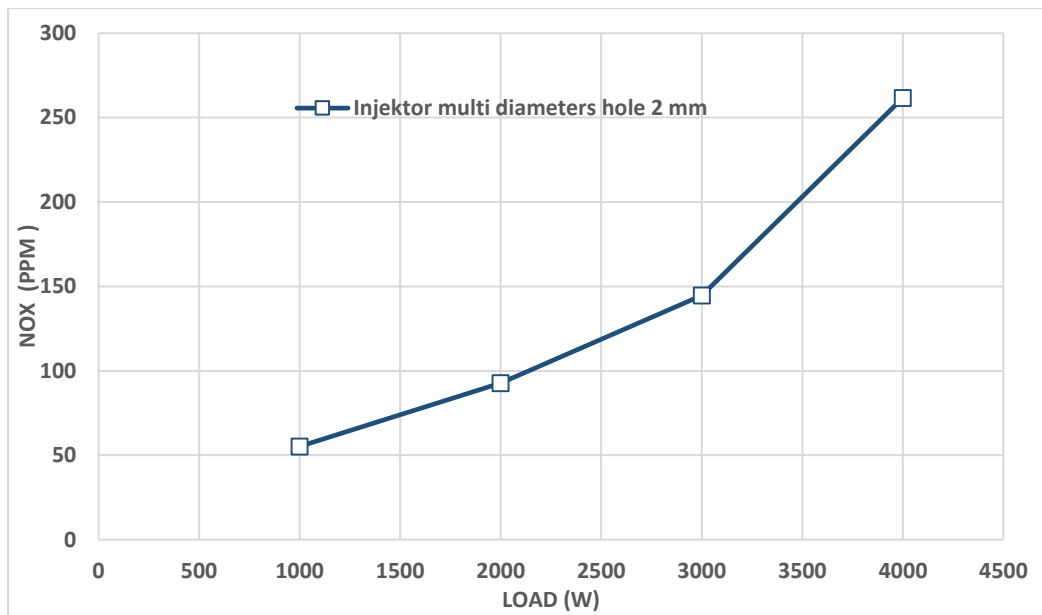


Gambar 4. 9 Grafik Hasil Emisi HC dengan Variasi diameter injektor 2.5 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban

Pada gambar 4.9 merupakan hasil emisi HC dengan variasi diameter injektor gas 2.5 mm pada rpm 2000 dengan variasi beban, tren pada grafik tersebut

menunjukkan trend yang turun seiring dengan bertambahnya beban. Pada beban 1000 Watt kadar emisi HC sebesar 289,491 ppm, pada beban 2000 Watt kadar emisi HC sebesar 216,403 ppm, pada beban 3000 Watt kadar emisi HC sebesar 108,953 ppm, pada beban 4000 Watt kadar emisi HC sebesar 15,4709 ppm.

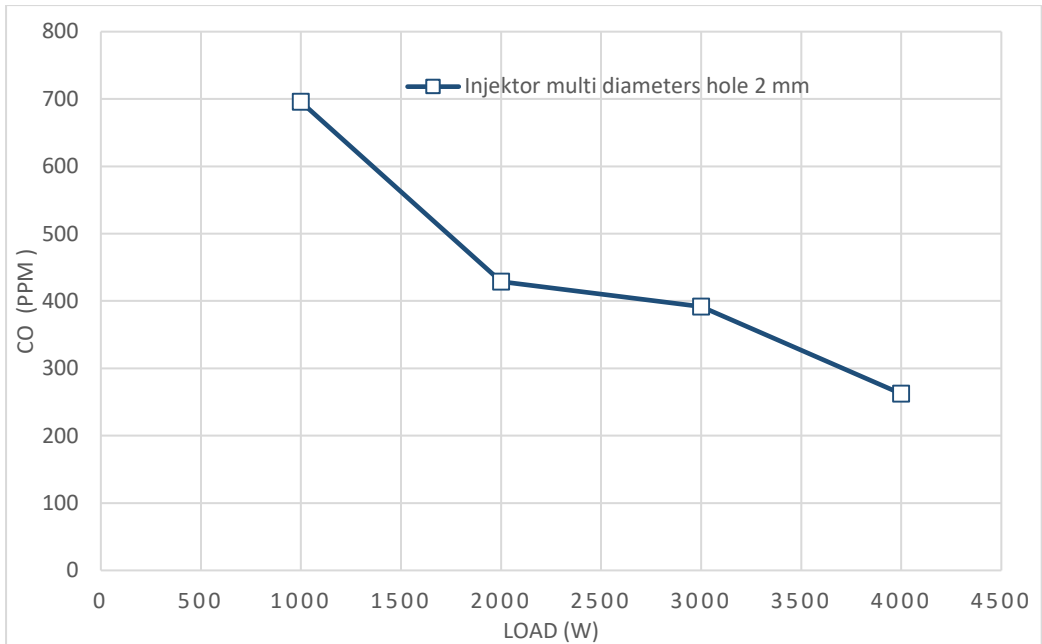
4.3.2 Hasil Simulasi Emisi Mesin *Dual Fuel* Variasi Diameter Injektor Gas 2.0 mm



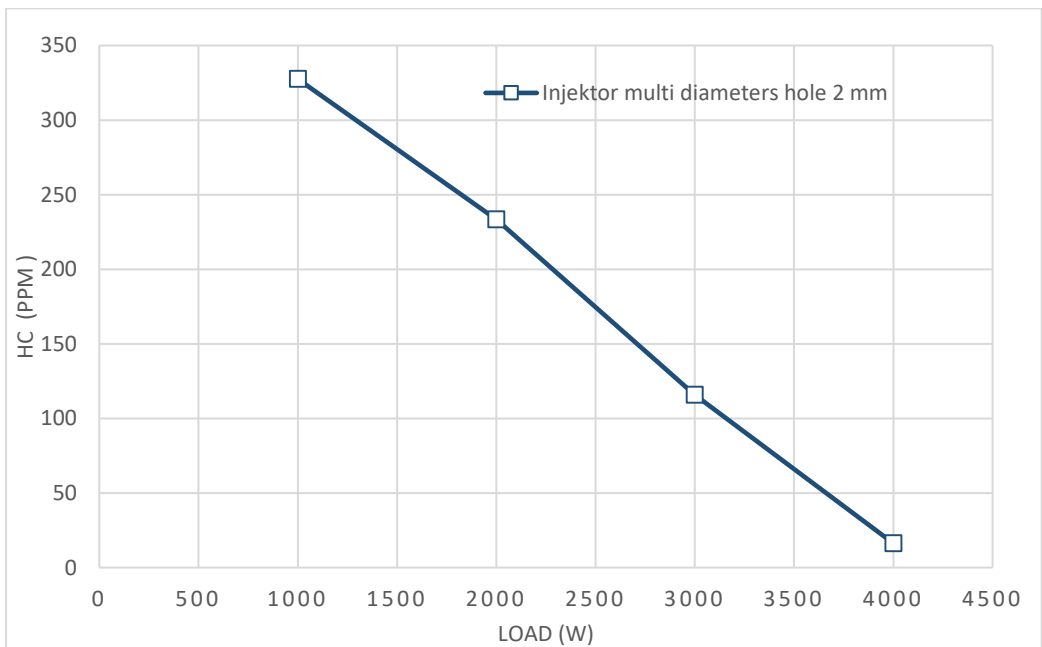
Gambar 4. 10 Grafik Hasil Emisi NOx dengan Variasi diameter injektor gas 2.0 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban

Pada gambar 4.10 merupakan grafik hasil Emisi NOx dengan variasi diameter injektor gas 2.0 mm. pada grafik diatas menunjukkan trend emisi NOx yang naik seiring dengan bertambahnya beban. Pada beban 1000 Watt kadar emisi NOx sebesar 55,1951 ppm, pada beban 2000 Watt kadar emisi NOx sebesar 92,7157 ppm, pada beban 3000 Watt kadar emisi NOx sebesar 144,695 ppm, pada beban 4000 Watt kadar emisi NOx sebesar 261,623 ppm.

Pada Gambar 4.11 merupakan hasil Emisi CO dengan variasi diameter injektor gas 2.0 mm. pada grafik 4.6 menunjukkan trend emisi CO yang turun seiring dengan bertambahnya beban. Pada beban 1000 Watt kadar emisi CO sebesar 695,66 ppm, pada beban 2000 Watt kadar emisi CO sebesar 428,719 ppm, pada beban 3000 Watt kadar emisi CO sebesar 391,78 ppm, pada beban 4000 Watt kadar emisi CO sebesar 262,255 ppm



Gambar 4. 11 Grafik Hasil Emisi CO dengan Variasi diameter injektor gas 2.0 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban

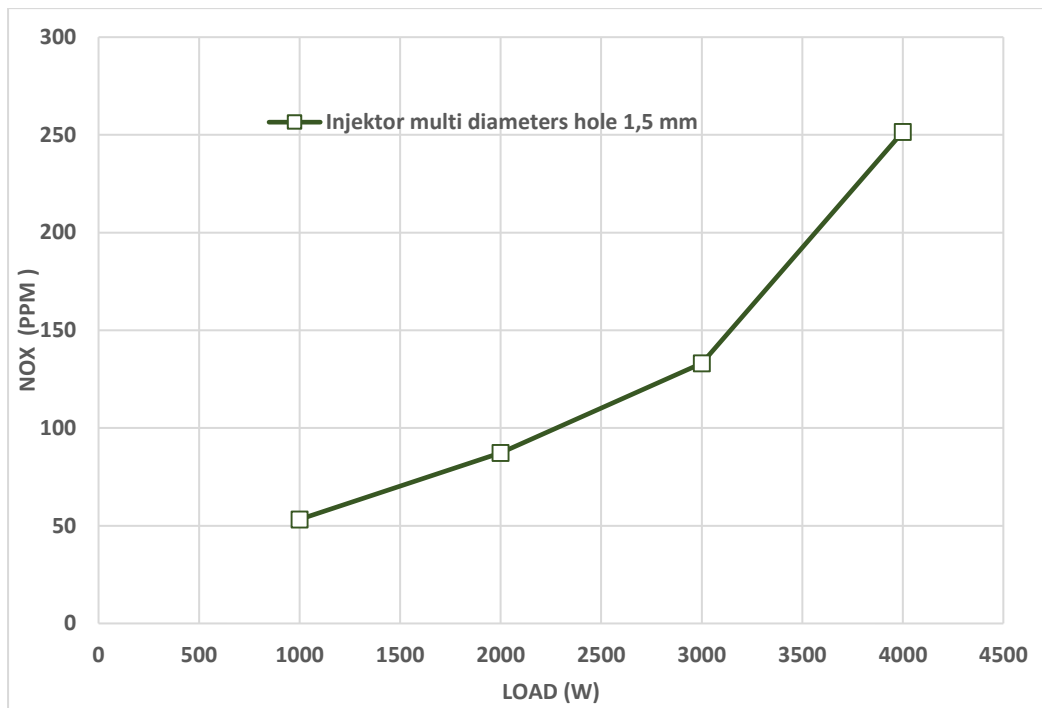


Gambar 4. 12 Grafik Hasil Emisi HC dengan Variasi diameter injektor gas 2.0 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban

Pada gambar 4.12 merupakan hasil emisi HC dengan variasi diameter injektor gas 2.0 mm pada rpm 2000 dengan variasi beban, tren pada grafik tersebut

menunjukkan trend yang turun seiring dengan bertambahnya beban. Pada beban 1000 Watt kadar emisi HC sebesar 327,548 ppm, pada beban 2000 Watt kadar emisi HC sebesar 233,427 ppm, pada beban 3000 Watt kadar emisi HC sebesar 115,773 ppm, pada beban 4000 Watt kadar emisi HC sebesar 16,2944 ppm.

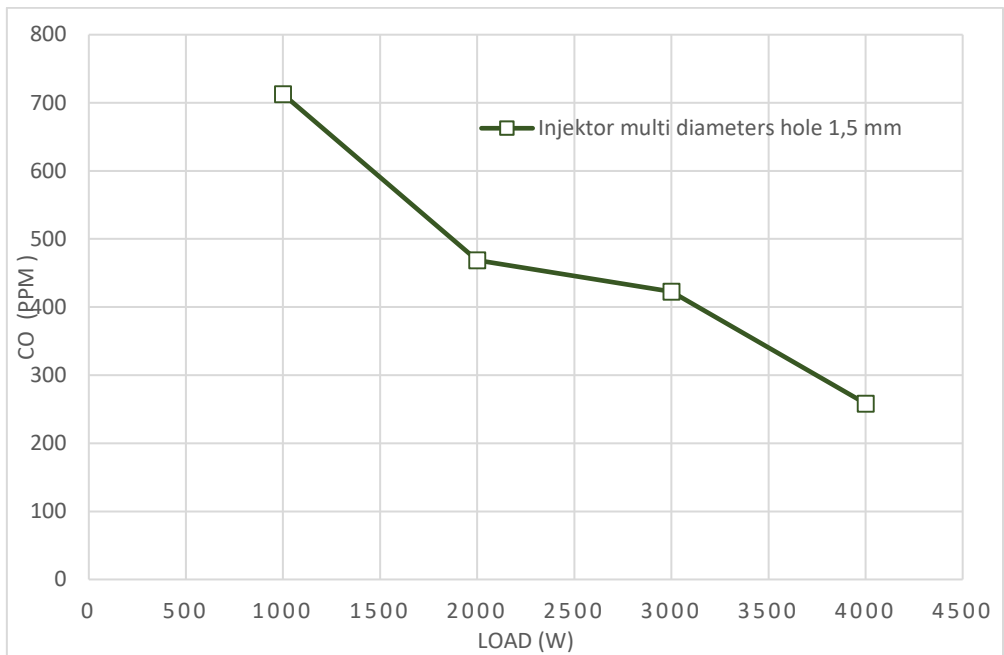
4.3.3 Hasil Simulasi Emisi Mesin *Dual Fuel* Variasi Diameter Injektor Gas 1.5 mm



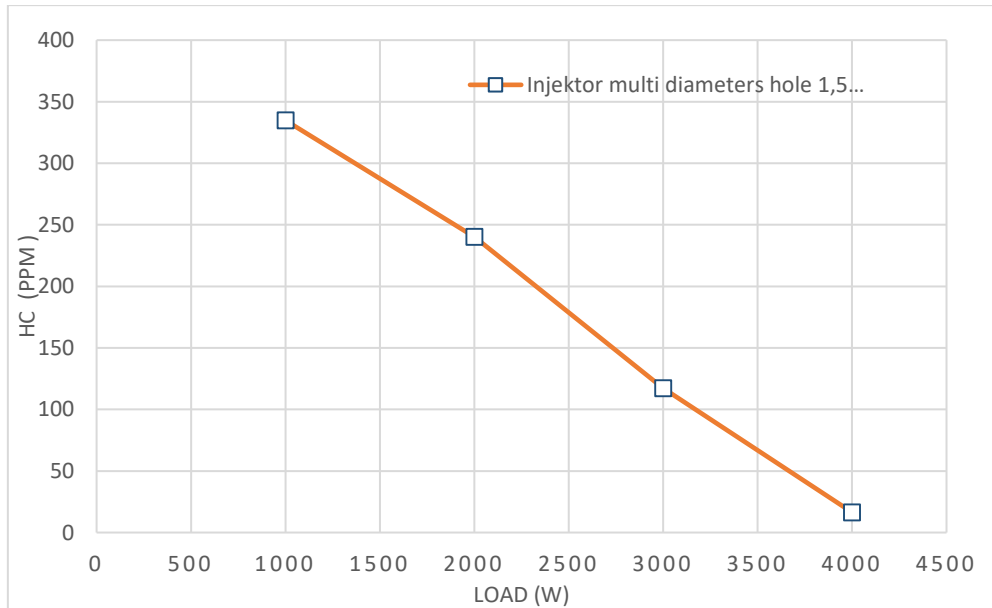
Gambar 4. 13 Grafik Hasil Emisi NOx dengan Variasi diameter injektor gas 1,5 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban

Pada gambar 4.13 merupakan hasil Emisi NOx dengan variasi diameter injektor gas 1.5 mm yang menunjukkan trend emisi NOx naik seiring dengan bertambahnya beban. Pada beban 1000 Watt kadar emisi NOx sebesar 53,2732 ppm, pada beban 2000 Watt kadar emisi NOx sebesar 87,2155 ppm, pada beban 3000 Watt kadar emisi NOx sebesar 133,124 ppm, pada beban 4000 Watt kadar emisi NOx sebesar 251,55 ppm.

Pada gambar 4.14 merupakan hasil Emisi CO dengan variasi diameter injektor gas 1.5 mm. pada grafik 4.6 menunjukkan trend emisi CO yang turun seiring dengan bertambahnya beban. Pada beban 1000 Watt kadar emisi CO sebesar 712,572 ppm, pada beban 2000 Watt kadar emisi CO sebesar 468,911 ppm, pada beban 3000 Watt kadar emisi CO sebesar 422,856 ppm, pada beban 4000 Watt kadar emisi CO sebesar 258,352 ppm



Gambar 4. 14 Grafik Hasil Emisi CO dengan Variasi diameter injektor gas 1,5 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban

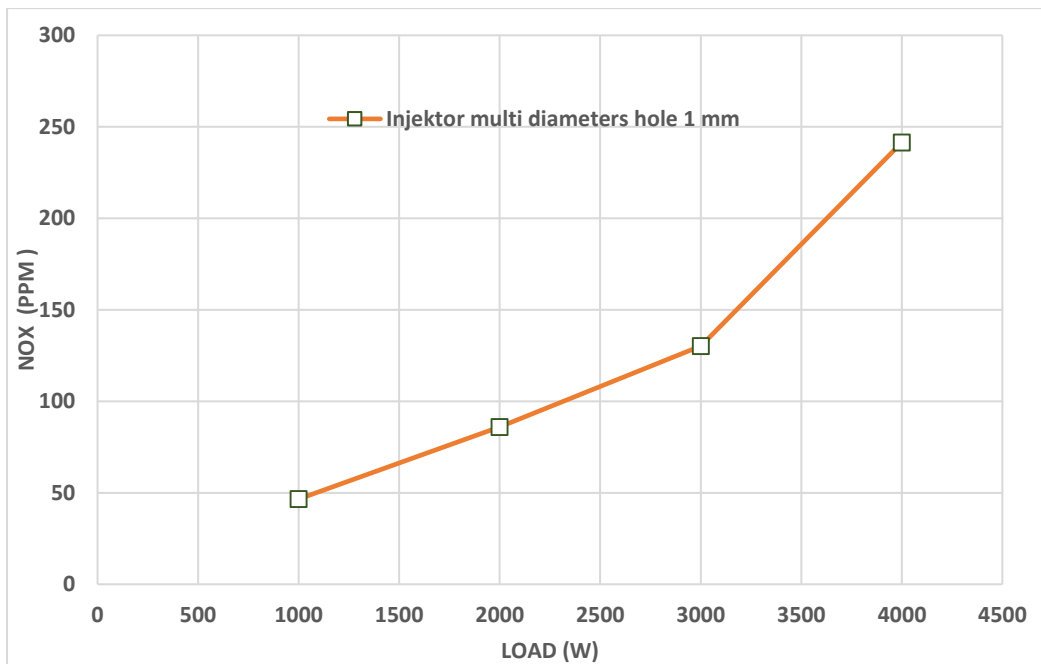


Gambar 4. 15 Grafik Hasil Emisi HC dengan Variasi diameter injektor gas 1,5 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban

Pada gambar 4.15 merupakan hasil emisi HC dengan variasi diameter injektor gas 1.5 mm pada rpm 2000 dengan variasi beban, tren pada grafik tersebut

menunjukkan trend yang turun seiring dengan bertambahnya beban. Pada beban 1000 Watt kadar emisi HC sebesar 334,795 ppm, pada beban 2000 Watt kadar emisi HC sebesar 240,224 ppm, pada beban 3000 Watt kadar emisi HC sebesar 117,127 ppm, pada beban 4000 Watt kadar emisi HC sebesar 16,4313 ppm.

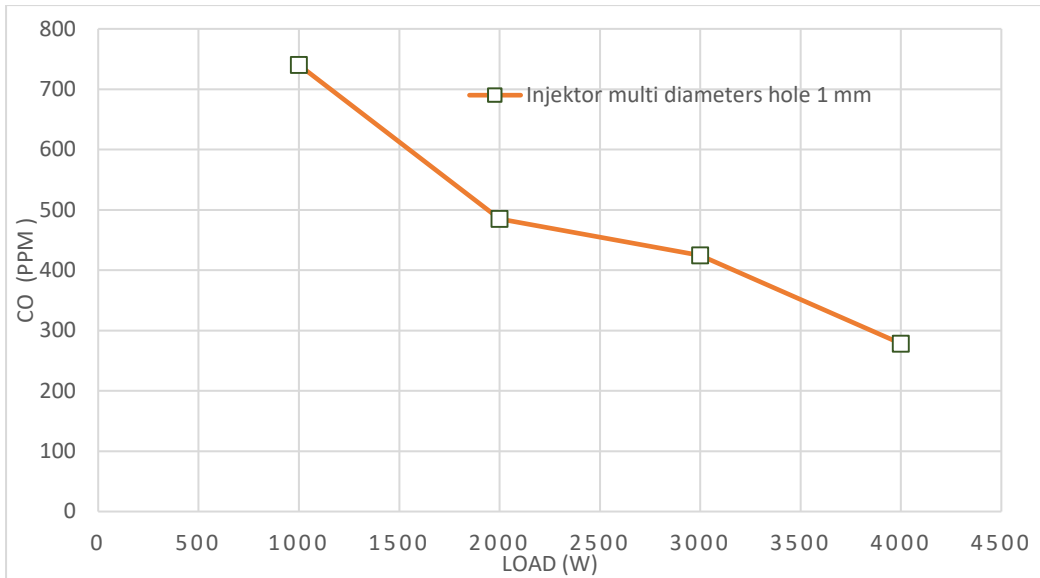
4.3.4 Hasil Simulasi Emisi Mesin *Dual Fuel* Variasi Diameter Injektor Gas 1.0 mm



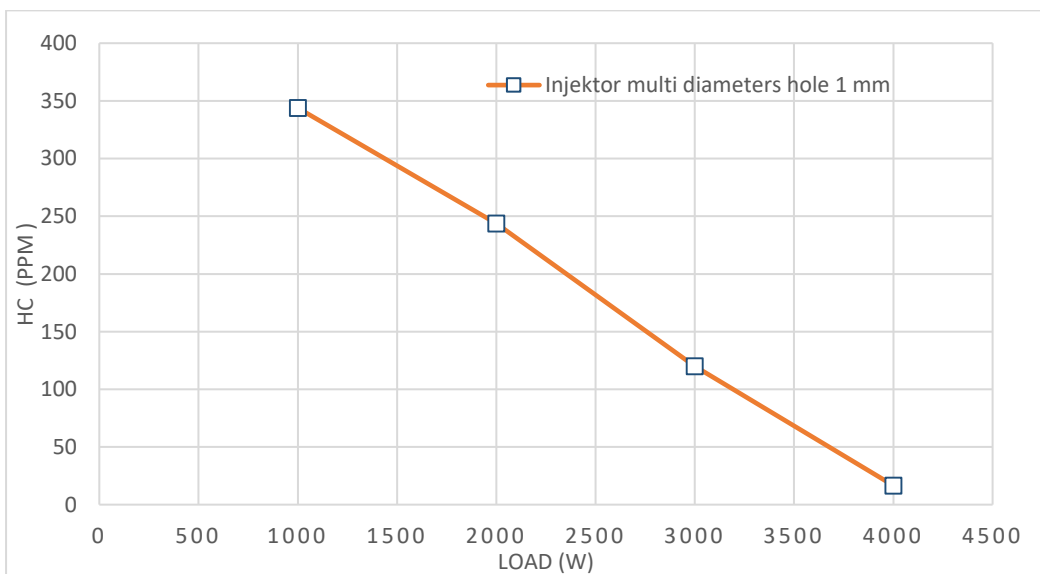
Gambar 4. 16 Grafik Hasil Emisi NOx dengan Variasi diameter injektor gas 1,0 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban

Pada gambar 4.16 merupakan hasil Emisi NOx dengan variasi diameter injektor gas 1 mm yang menunjukkan trend emisi NOx naik seiring dengan bertambahnya beban. Pada beban 1000 Watt kadar emisi NOx sebesar 46,5547 ppm, pada beban 2000 Watt kadar emisi NOx sebesar 86,0371 ppm, pada beban 3000 Watt kadar emisi NOx sebesar 130,227 ppm, pada beban 4000 Watt kadar emisi NOx sebesar 241,473 ppm.

Pada Gambar 4.17 merupakan hasil Emisi CO dengan variasi diameter injektor gas 1.0 mm. pada grafik 4.6 menunjukkan trend emisi CO yang turun seiring dengan bertambahnya beban. Pada beban 1000 Watt kadar emisi CO sebesar 740,298 ppm, pada beban 2000 Watt kadar emisi CO sebesar 485,057 ppm, pada beban 3000 Watt kadar emisi CO sebesar 424,643 ppm, pada beban 4000 Watt kadar emisi CO sebesar 278,353 ppm



Gambar 4. 17 Grafik Hasil Emisi CO dengan variasi diameter injektor gas 1,0 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban

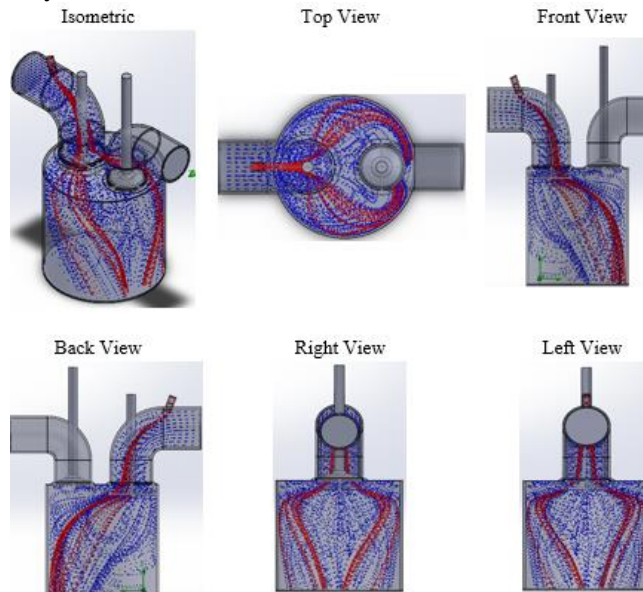


Gambar 4. 18 Grafik Hasil Emisi HC dengan variasi diameter injektor Gas 1,0 mm pada rpm 2000 dengan Variasi beban

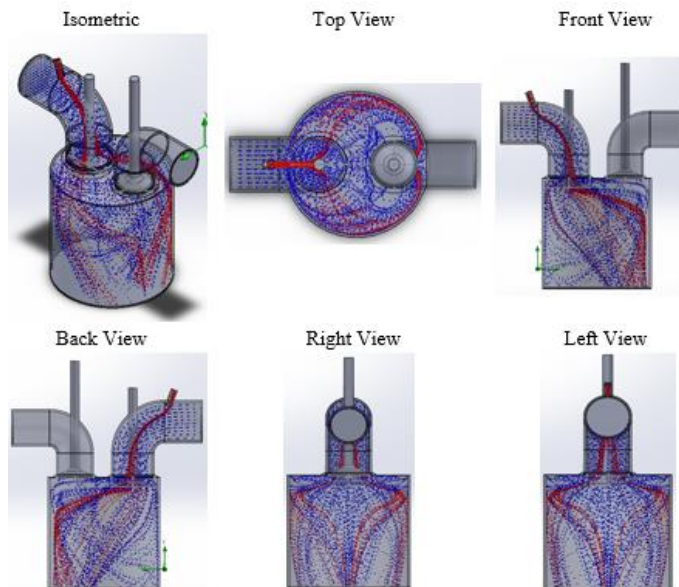
Pada grafik 4.18 merupakan hasil emisi HC dengan variasi diameter injektor gas 1 mm pada rpm 2000 dengan variasi beban, tren pada grafik tersebut menunjukkan trend yang turun seiring dengan bertambahnya beban. Pada beban 1000 Watt kadar emisi HC sebesar 343,818 ppm, pada beban 2000 Watt kadar emisi HC sebesar 243,598 ppm, pada beban 3000 Watt kadar emisi HC sebesar 119,841 ppm, pada beban 4000 Watt kadar emisi HC sebesar 16,594 ppm.

4.4 Hasil Simulasi Aliran Pencampuran Bahan Bakar Gas dan Udara

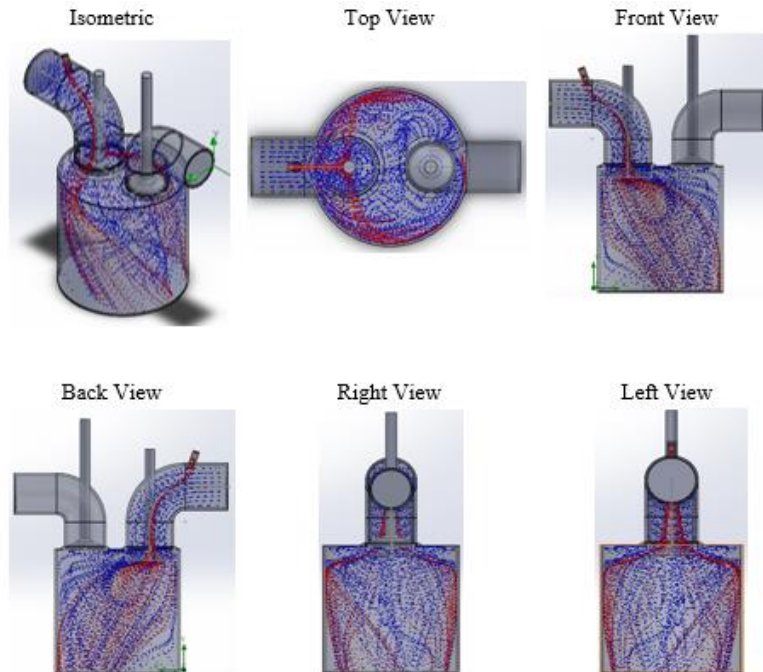
Hasil Simulasi Aliran pencampuran bahan bakar gas dan udara pada injector original dan *variation diameters hole* akan ditunjukkan dengan 6 pandangan yang berbeda. Berikut hasil simulasinya :



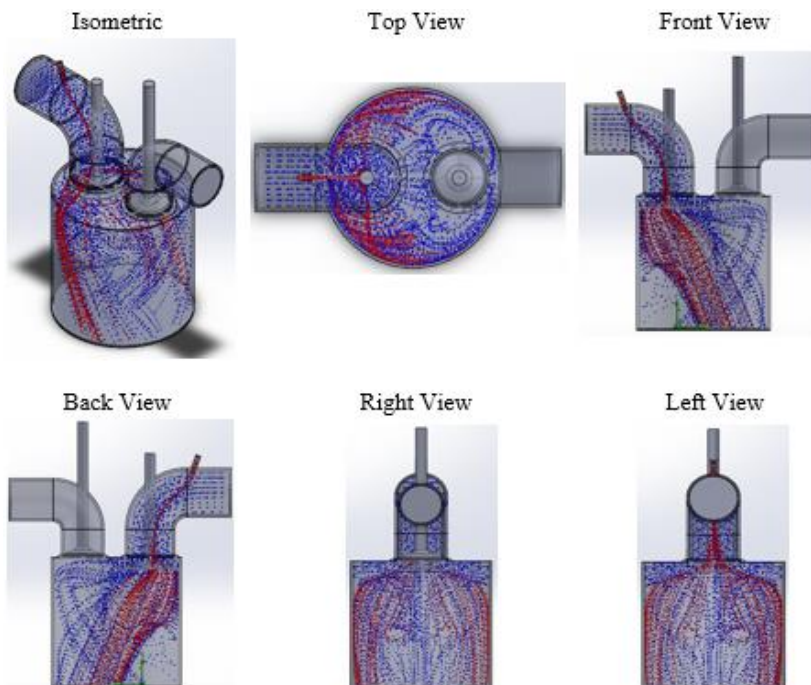
Gambar 4. 19 Simulasi Aliran Menggunakan Injektor Original *Lift Valve 7,118*



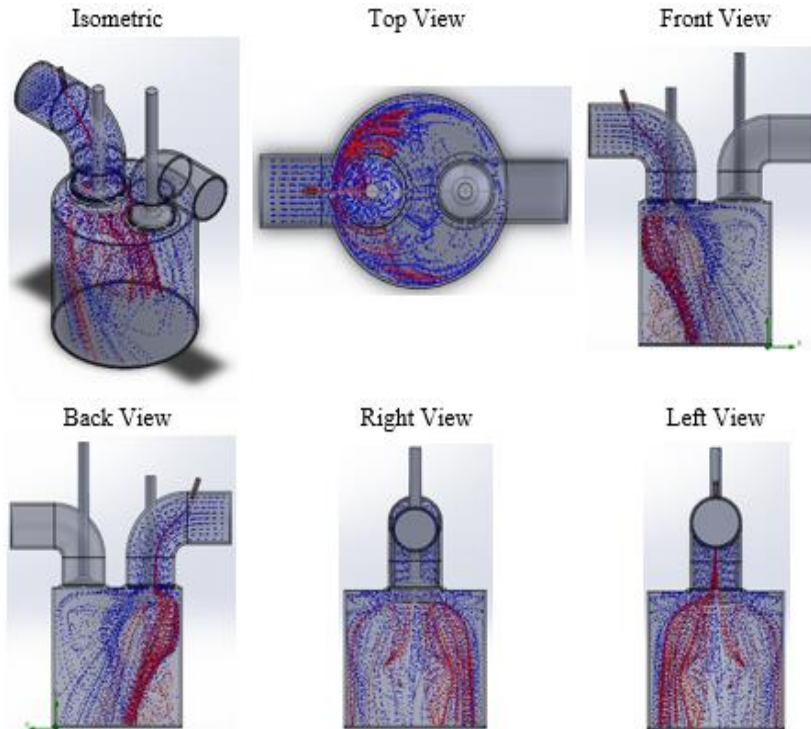
Gambar 4. 20 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi Diameter Injektor 2.5 mm *Lift Valve 7,118*



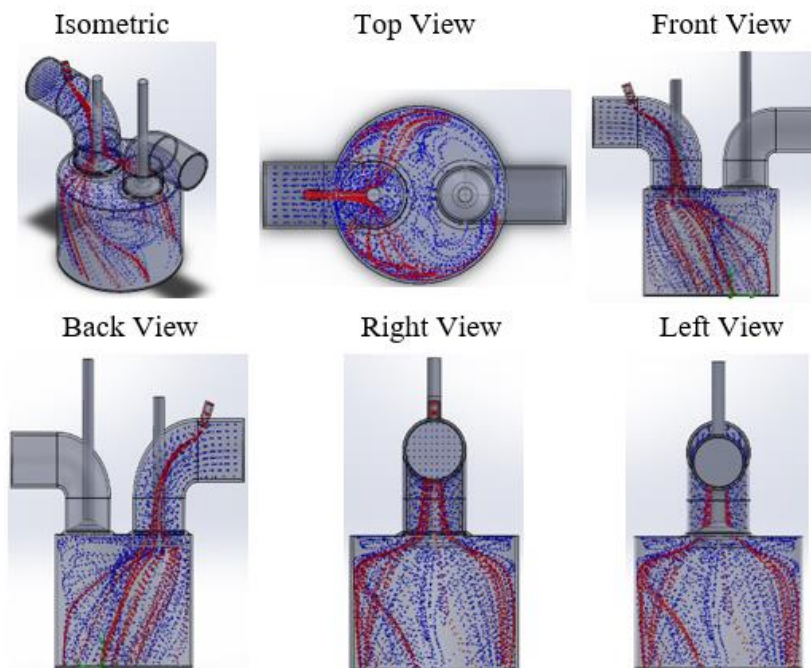
Gambar 4. 21 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi Diameter Injektor 2 mm *Lift Valve* 7,118



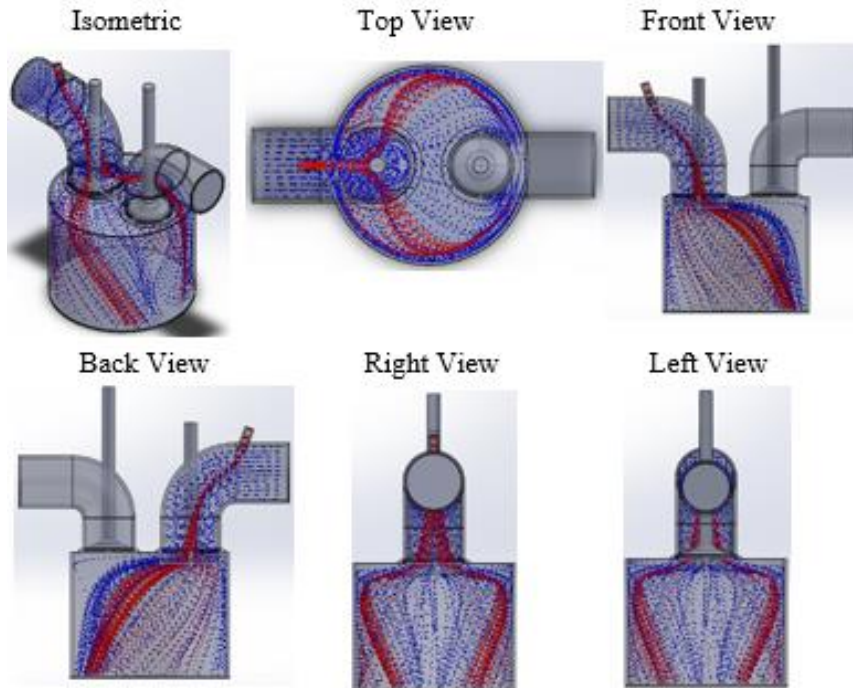
Gambar 4. 22 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi Diameter Injektor 1.5 mm *Lift Valve* 7,118



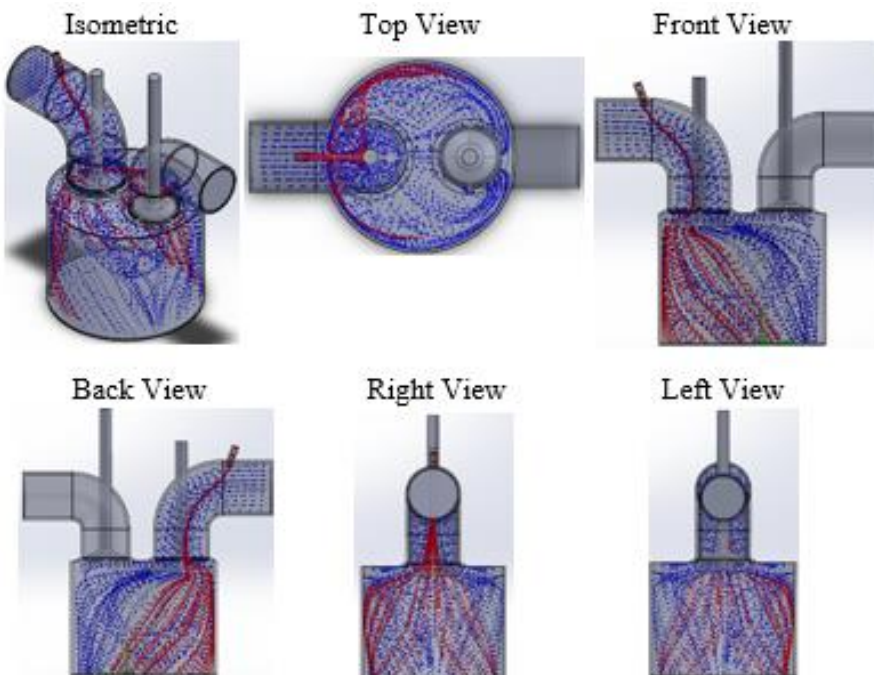
Gambar 4. 23 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi Diameter Injektor 1 mm Lift Valve 7,118



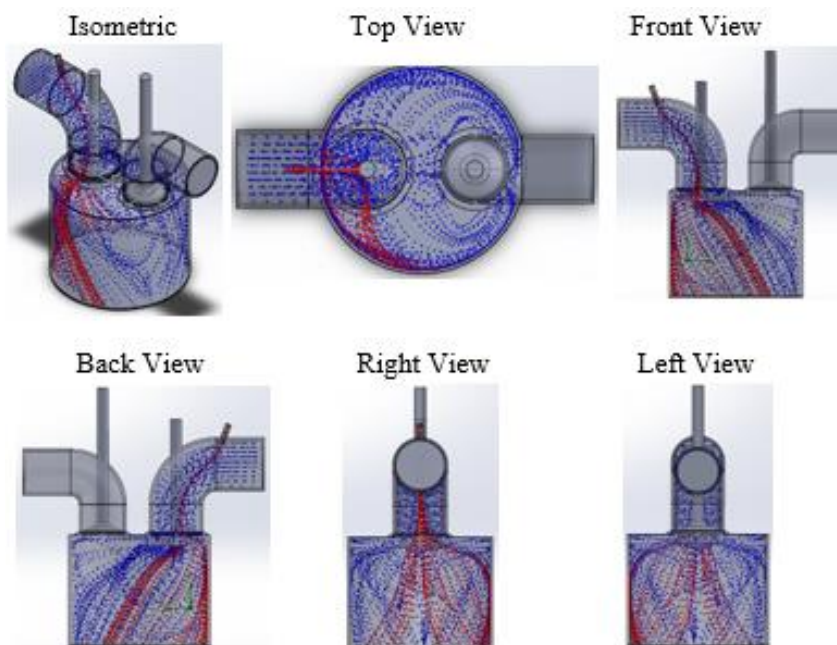
Gambar 4. 24 Simulasi Aliran Menggunakan Injektor Original Lift Valve 5,6944 mm



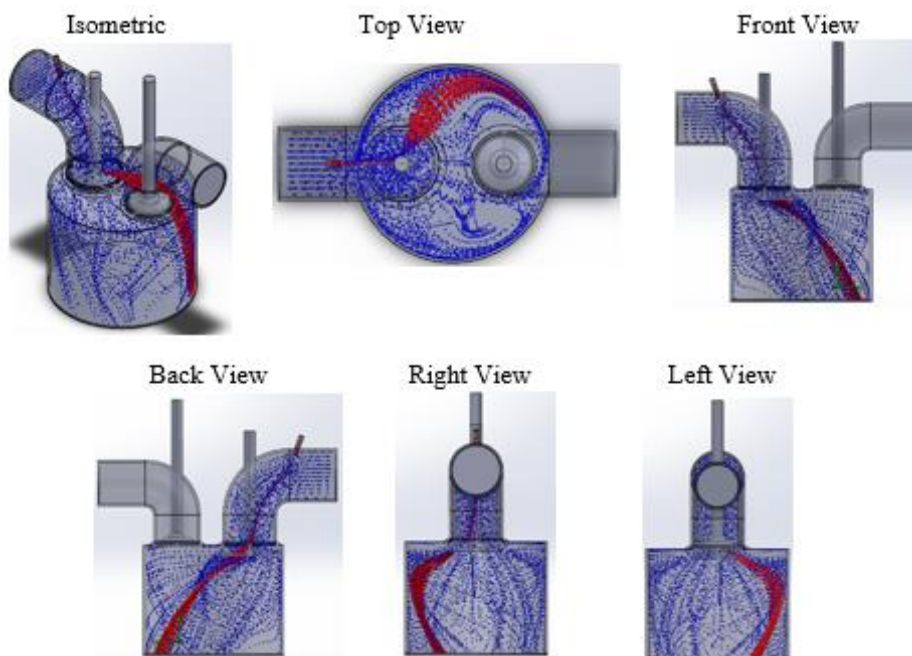
Gambar 4. 25 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi Diameter Injektor 2,5 mm *Lift Valve* 5,6944 mm



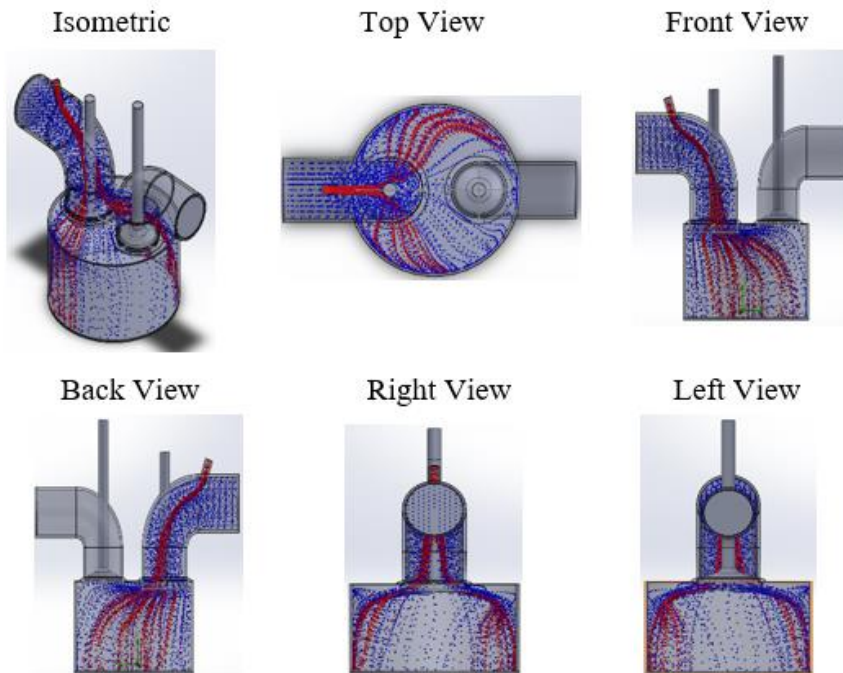
Gambar 4. 26 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi Diameter Injektor 2 mm *Lift Valve* 5,6944 mm



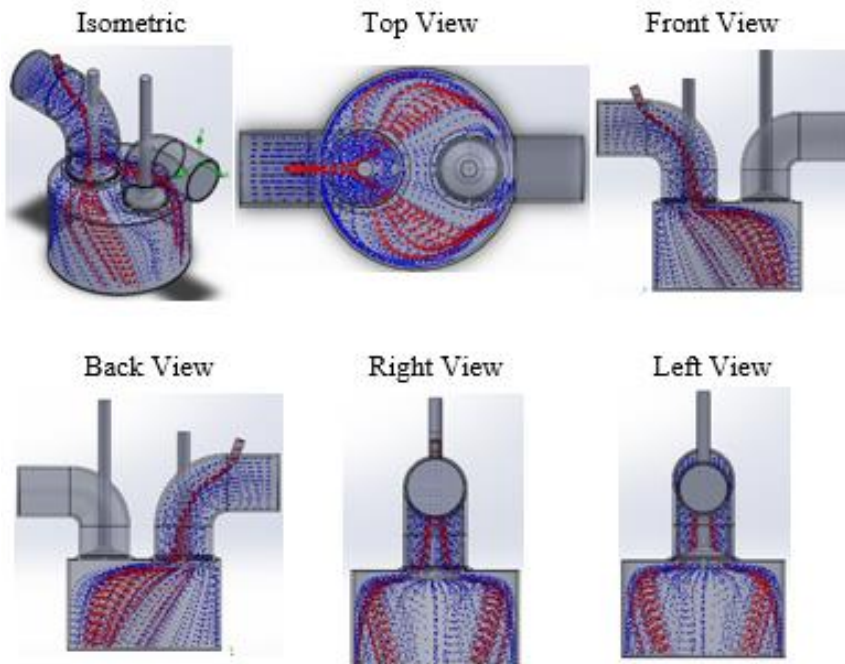
Gambar 4. 27 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi Diameter Injektor 1.5 mm Lift Valve 5,6944 mm



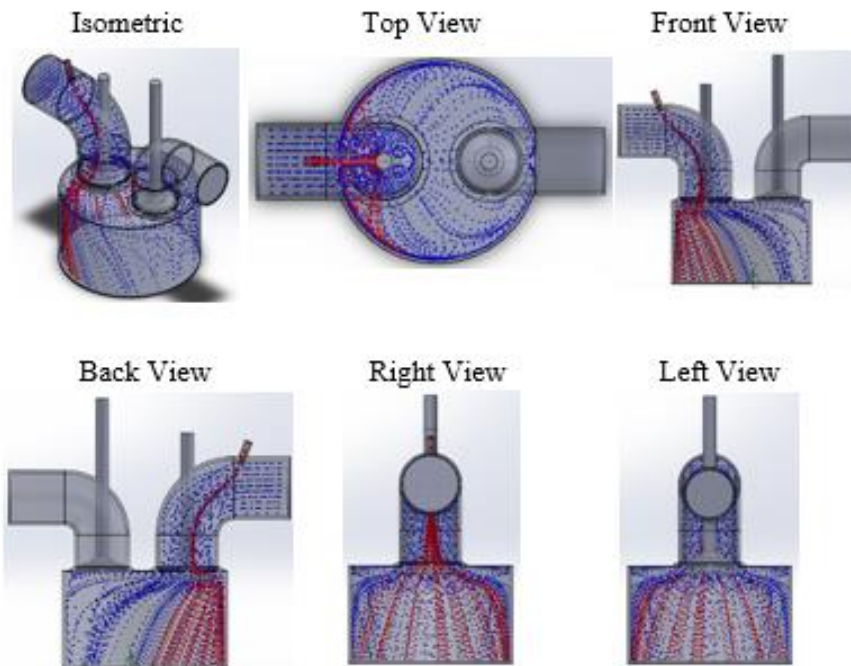
Gambar 4. 28 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi Diameter Injektor 1 mm Lift Valve 5,6944 mm



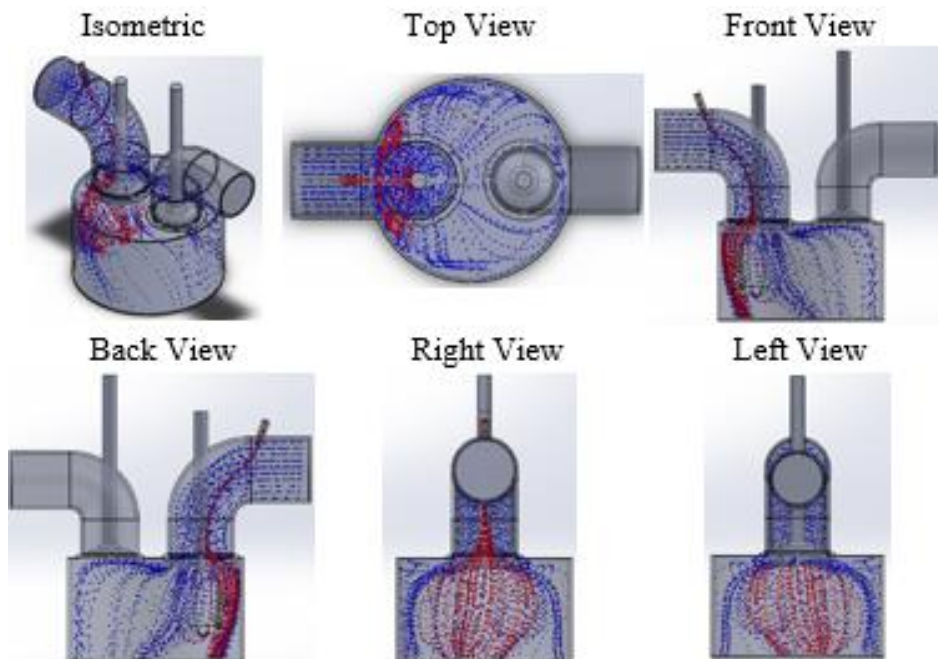
Gambar 4. 29 Simulasi Aliran Menggunakan Injektor original *Lift Valve* 4,2708 mm



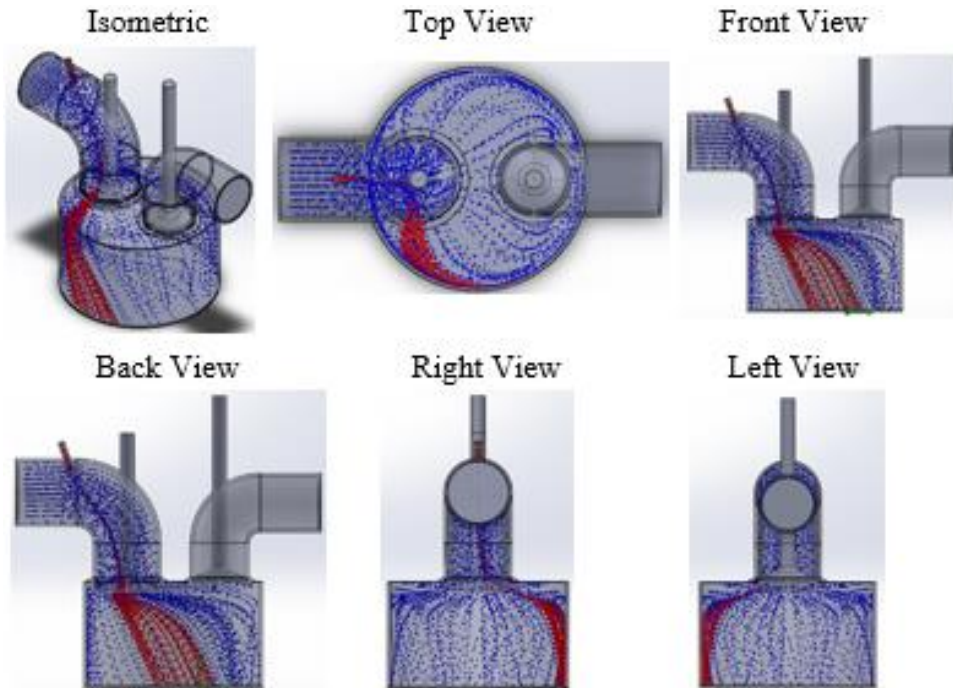
Gambar 4. 30 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi Diameter Injektor 2.5 mm *Lift Valve* 4,2708 mm



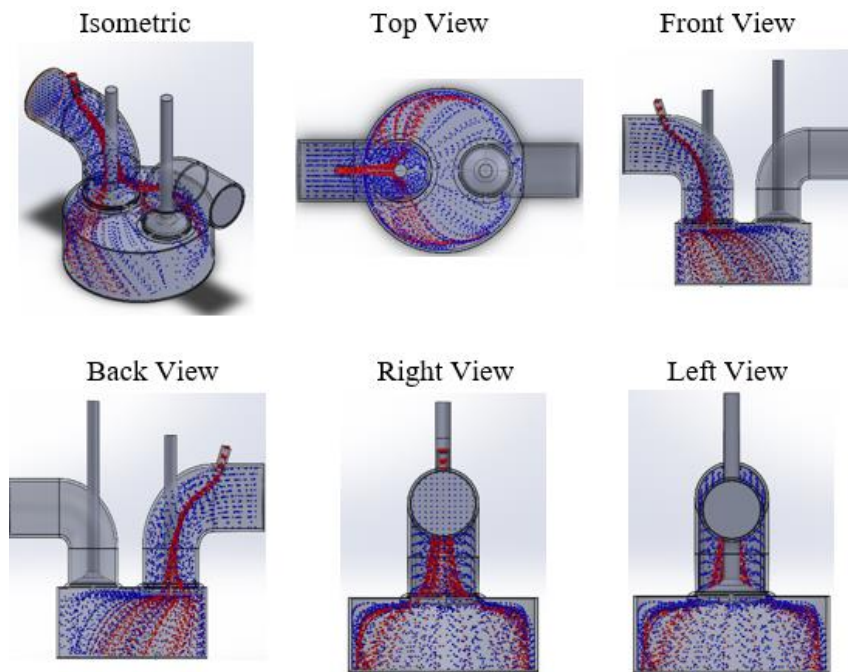
Gambar 4. 31 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi Diameter Injektor 2.0 mm Lift Valve 4,2708 mm



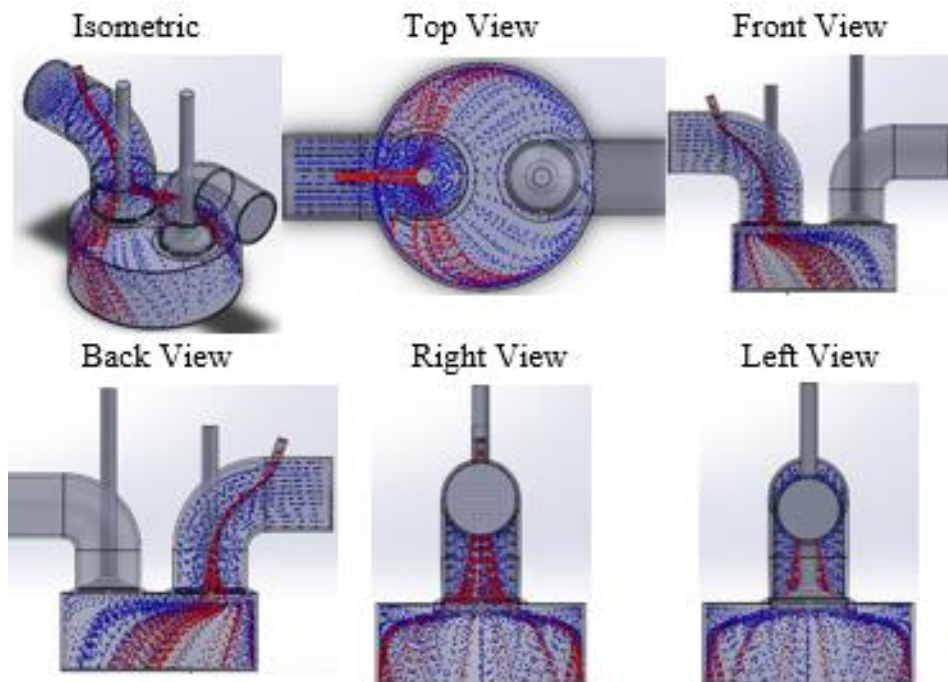
Gambar 4. 32 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi Diameter Injektor 1.5 mm Lift Valve 4,2708 mm



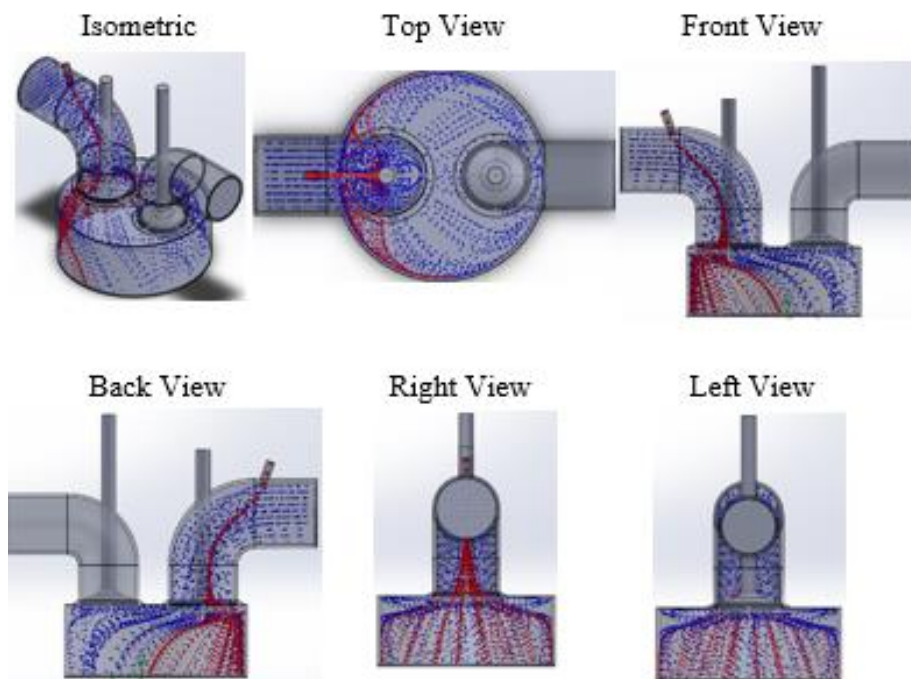
Gambar 4. 33 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi Diameter Injektor 1 mm Lift Valve 4,2708 mm



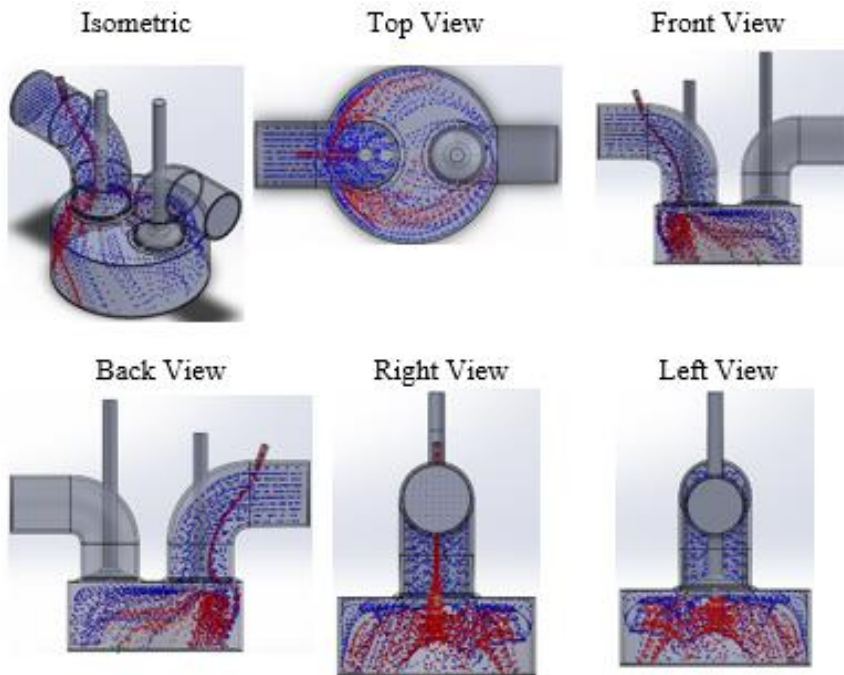
Gambar 4. 34 Simulasi Aliran Menggunakan Injektor Original Lift Valve 2,8472 mm



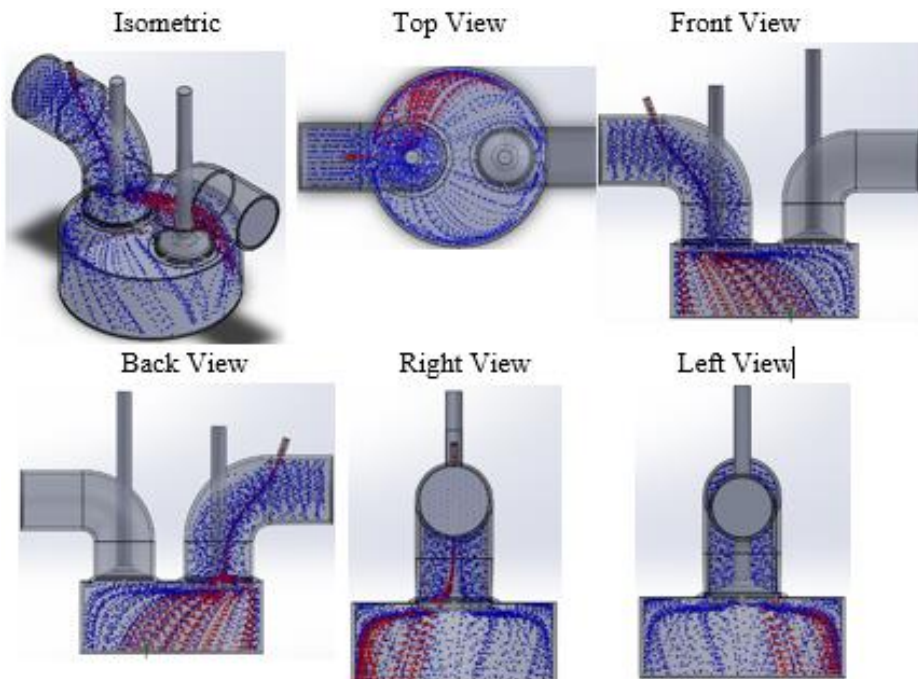
Gambar 4. 35 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi Diameter Injektor 2,5 mm *Lift Valve* 2,8472 mm



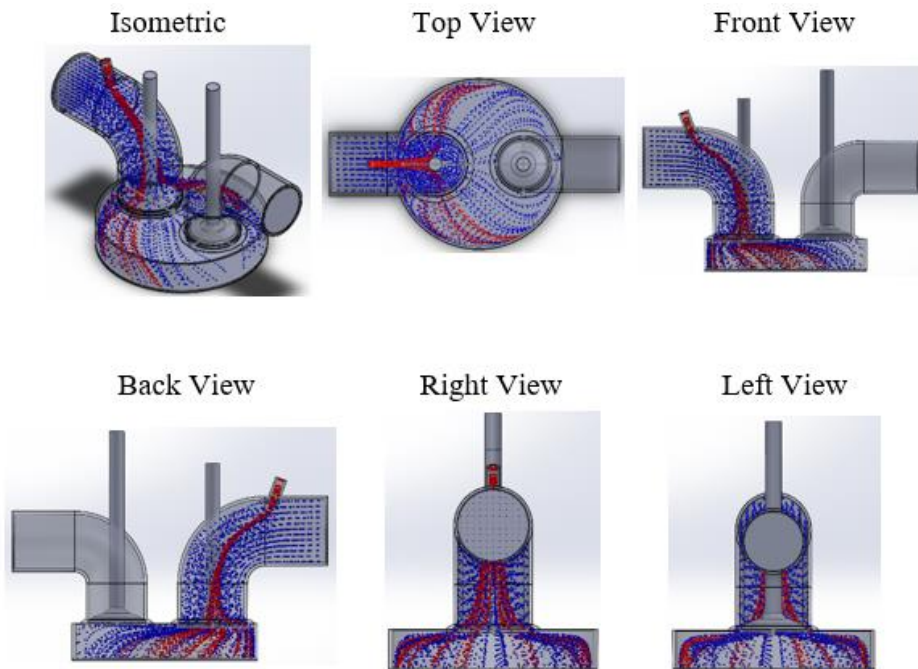
Gambar 4. 36 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi Diameter Injektor 2 mm *Lift Valve* 2,8472 mm



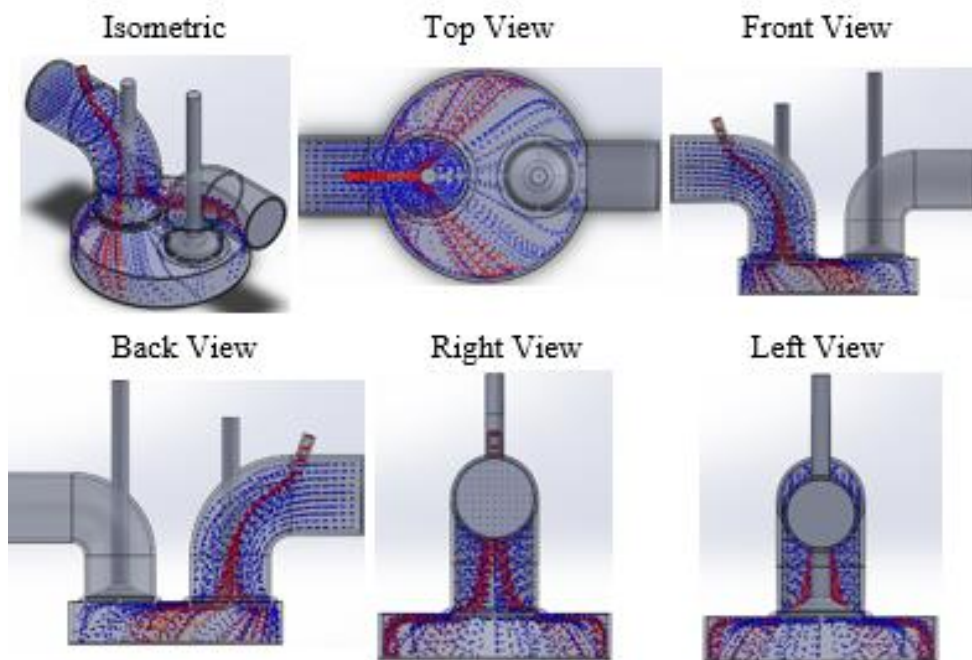
Gambar 4. 37 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi Diameter Injektor 1,5 mm *Lift Valve* 2,8472 mm



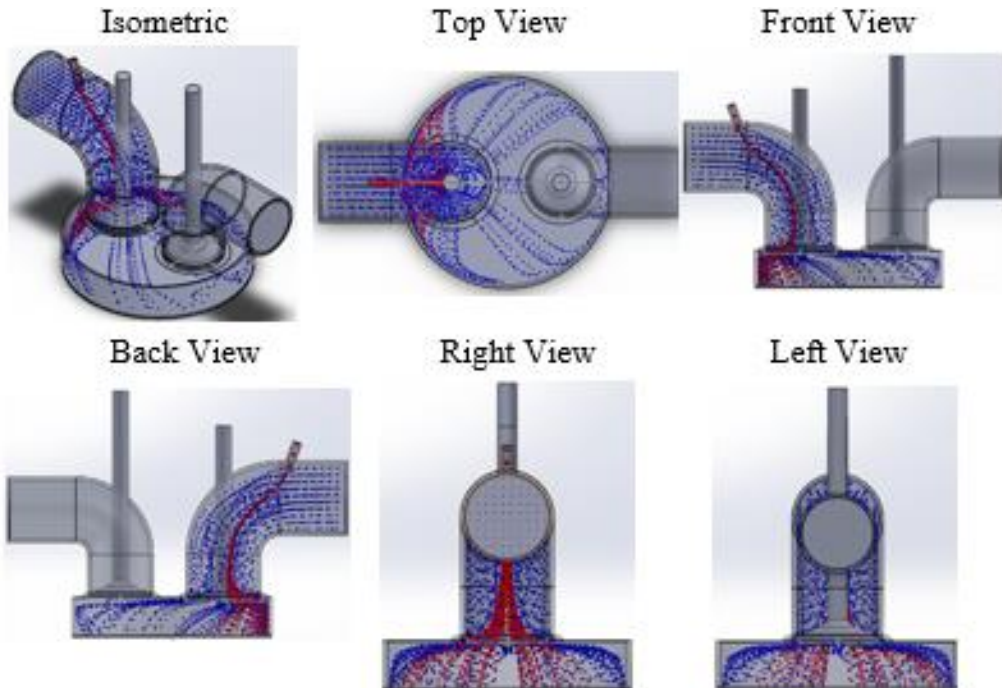
Gambar 4. 38 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi Diameter Injektor 1 mm *Lift Valve* 2,8472 mm



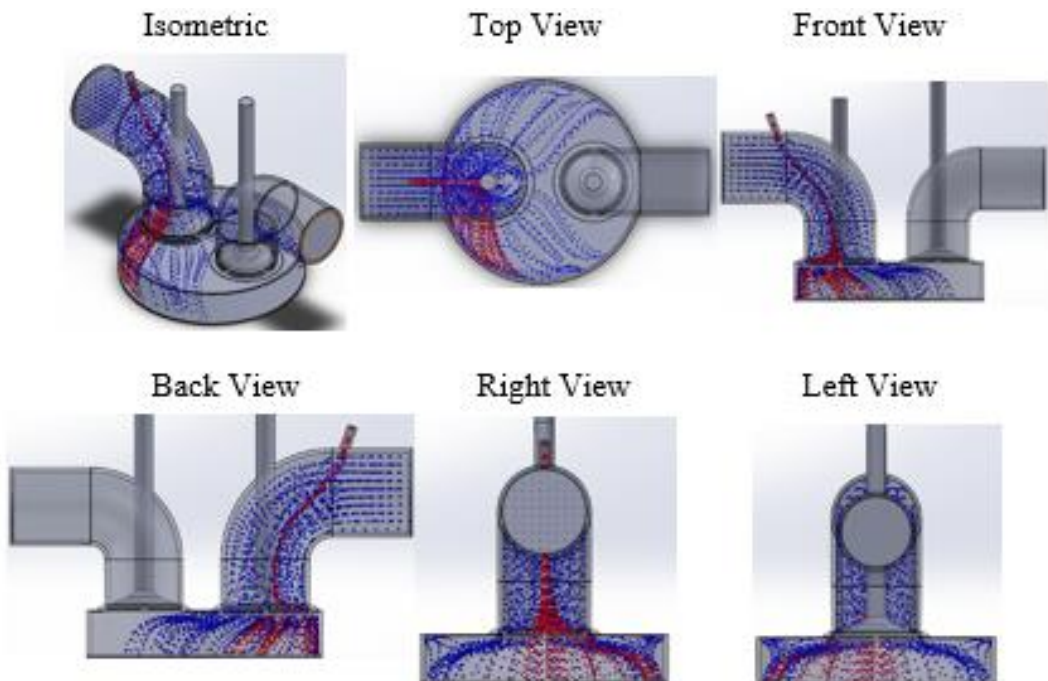
Gambar 4. 39 Simulasi Aliran Menggunakan Injektor Original *Lift Valve* 1,4236 mm



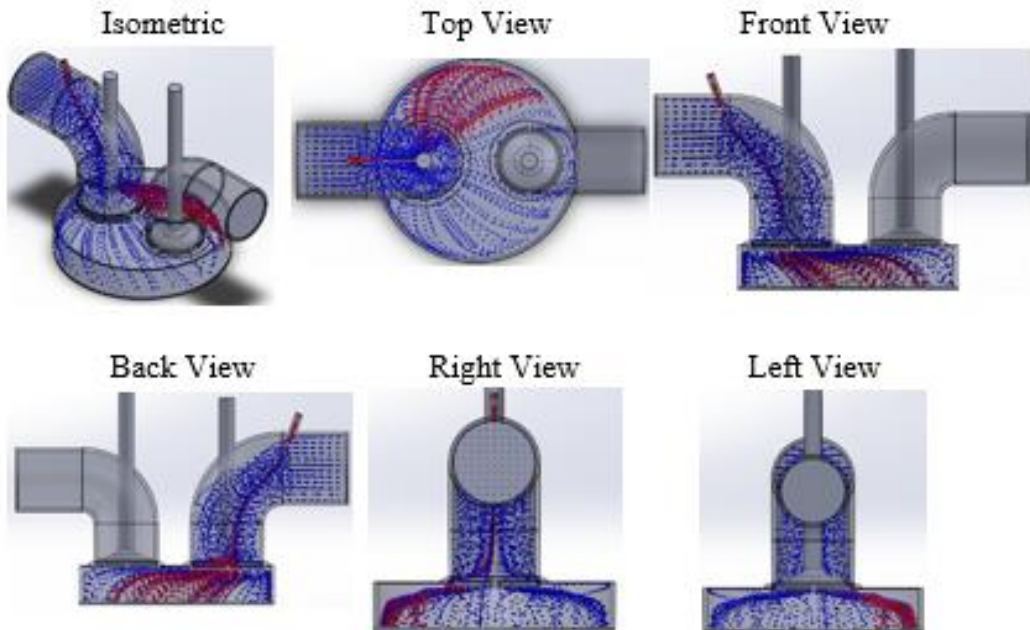
Gambar 4. 40 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi Diameter Injektor 2,5 mm *Lift Valve* 1,4236 mm



Gambar 4. 41 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi Diameter Injektor *Gass 2 mm Lift Valve 1,4236 mm*



Gambar 4. 42 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi Diameter Injektor *1,5 mm Lift Valve 1,4236 mm*



Gambar 4. 43 Simulasi Aliran Menggunakan Variasi Diameter Injektor 1,5 mm Lift Valve 1,4236 mm

Warna merah pada simulasi aliran mewakili bahan bakar gas, warna biru mewakili udara. Hasil simulasi aliran pada gambar 4.19 hingga 4.43 menunjukkan proses pencampuran bahan bakar gas dan udara pada injector original dan injector variation diameters hole 2.5 mm, 2.0 mm 1.5 mm dan 1.0 mm. dari pandangan isometri, pandangan atas, pandangan depan, pandangan belakang, pandangan kanan dan pandangan kiri. mulai valve terbuka penuh hingga menutup kembali. Dapat dilihat pada gambar 4.6 pencampuran bahan bakar variasi diameter injektor 1.0 mm hanya menyebar di salah satu bagian dari ruang bakar hal ini terjadi karena bertambah kecilnya diameter dengan massa bahan bakar gas yang sama akan membuat bertambah besar kecepatan aliran pada injektor sehingga aliran melaju dengan cepat dan hanya melaju dalam satu alur aliran, sehingga tidak bisa menyebar. Hal ini membuktikan mengecilkan diameter akan menambah kecepatan aliran gas.

Hasil simulasi gambar 4.2 dapat dilihat bahwa injector *variation diameters hole* dengan diameter 2,5 mm menghasilkan pencampuran bahan bakar yang paling baik hal ini dikarenakan pada diameter 2,5 menghasilkan kecepatan aliran dimana bahan bakar gas mampu bercampur lebih baik sehingga dapat terbakar lebih sempurna.

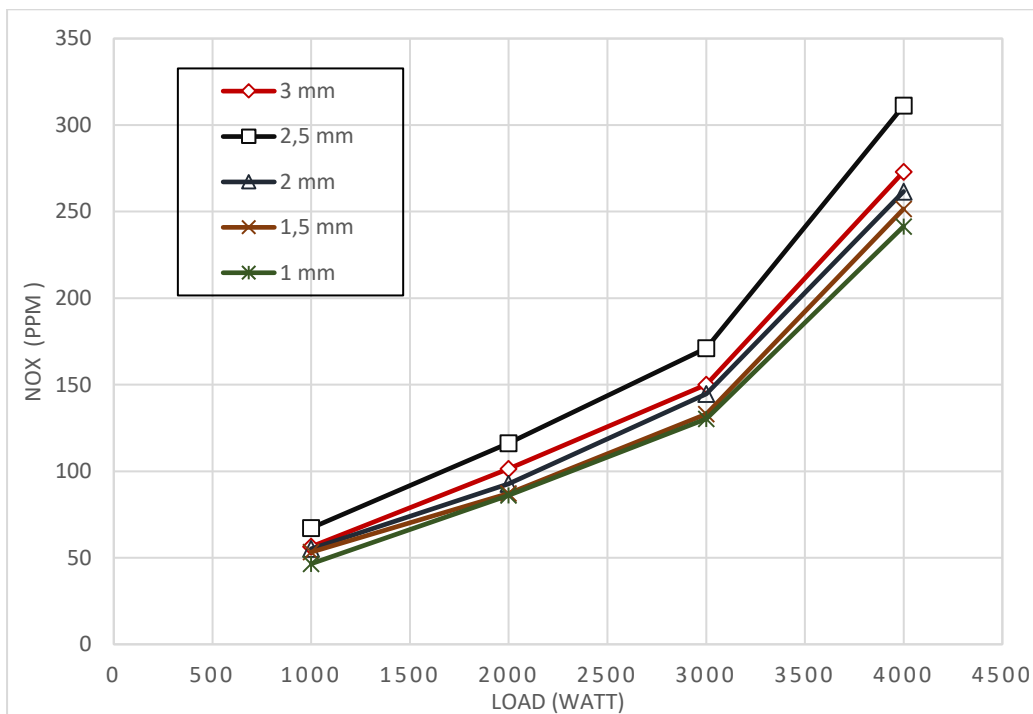
Dari semua simulasi aliran pencampuran bahan bakar gas udara menunjukkan variasi diameter injektor 2,5 mm menunjukkan hasil terbaik dibandingkan injektor lainnya. Dan yang terburuk dihasilkan variasi diameter injektor 1.0 mm.

4.5 Analisa Perbandingan Emisi dengan Variasi Diameter Injektor

Dalam sub bab ini dijelaskan secara keseluruhan mengenai pembahasan umum mengenai hasil emisi NO_x, CO, HC yang mana hasilnya telah dijelaskan pada sub bab 4.3. dan didukung dengan simulasi aliran pada sub bab 4.4.

4.5.1 Analisa Perbandingan Emisi NO_x Variasi Diameter Injektor

Pada gambar 4.44 merupakan grafik perbandingan kadar emisi NO_x dengan variasi diameter injektor menunjukkan trend kenaikan kadar emisi NO_x seiring dengan beban. Emisi NO_x pada variasi diameter injektor 1 mm menghasilkan emisi kadar emisi NO_x yang paling rendah, pada variasi diameter injektor 2,5 mm menghasilkan emisi NO_x dengan kadar paling tinggi.

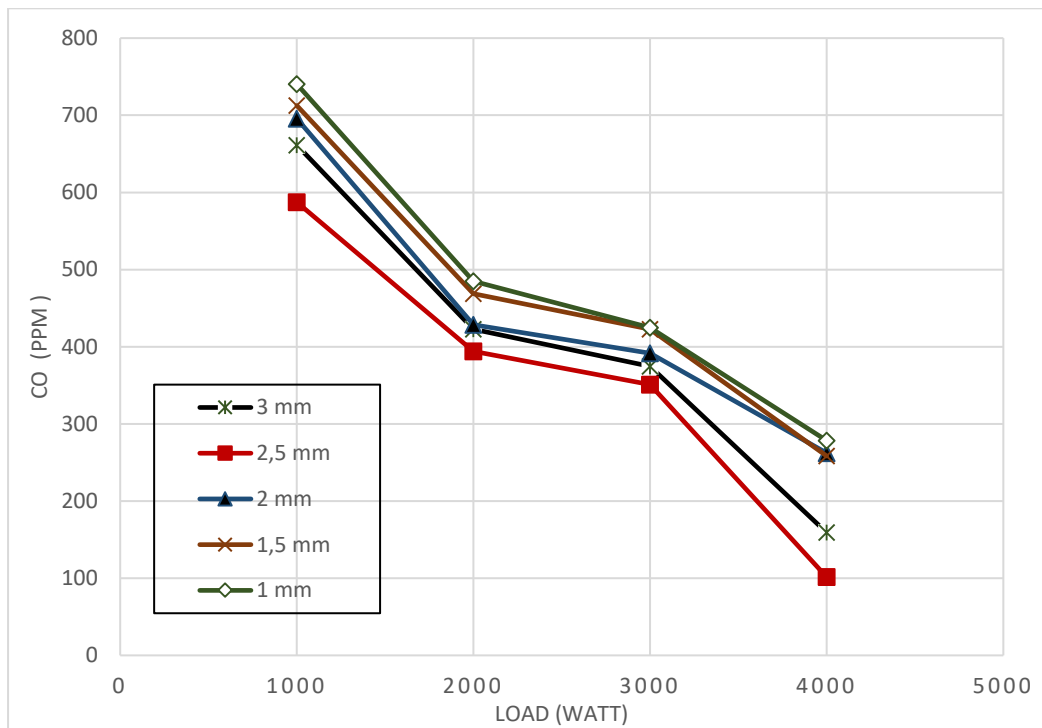


Gambar 4. 44 Grafik Perbandingan NO_x Pada rpm 2000 dengan Variasi Diameter Injektor

NO_x merupakan hasil emisi yang terbentuk karena hasil pembakaran pada suhu yang tinggi di dalam silinder. Pernyataan tersebut membuktikan bahwa variasi diameter injektor 2,5 mm menghasilkan suhu pembakaran yang lebih tinggi. Pada Injektor dengan variasi diameter 1 mm menghasilkan pembakaran dengan suhu lebih rendah. Hal tersebut didukung dengan gambar 4.20 hasil simulasi aliran menggunakan injektor original yang berdiameter 2,5 mm, menunjukkan proses homogen antara bahan bakar gas dan udara yang lebih baik sehingga menghasilkan pembakaran yang lebih sempurna dibandingkan dengan injektor original maupun variasi diameter injektor. Pada simulasi gambar 4.23 dimana injektor dengan variasi diameter 1 mm menghasilkan proses pencampuran bahan bakar gas dan udara yang kurang homogen hal ini menyebabkan hasil pembakaran pada mesin *dual fuel* menggunakan variasi diameter injektor 1 mm kurang sempurna, hal tersebut menyebabkan turunya suhu pembakaran sehingga terjadi penurunan kadar emisi NO_x pada injektor dengan menggunakan variasi diameter 1.0 mm. dengan penurunan terbesar terjadi pada rpm 2000 di beban 1000

Watt dengan presentase 19% apabila dirata-rata terjadi penurunan sebesar 14,3%. Pada variasi diameter injektor 2,5 mm mengalami kenaikan emisi NOx karena proses pencampuran bahan bakar lebih baik membuat suhu didalam ruang pembakaran semakin panas, kenaikan terbesar pada rpm 2000 dengan beban 1000 Watt dengan presentase 17%.

4.5.2 Analisa Perbandingan Emisi CO Variasi Diameter Injektor



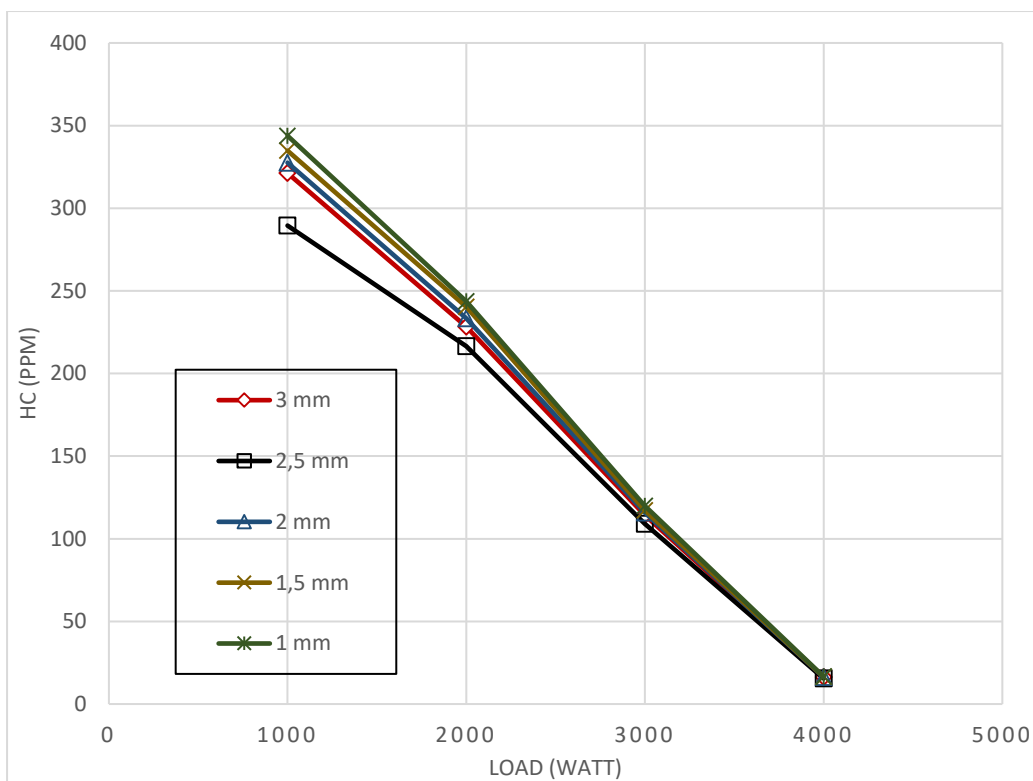
Gambar 4. 45 Grafik perbandingan Hasil CO pada rpm 2000 dengan Variasi Diameter Injektor.

Pada gambar 4.45 merupakan grafik perbandingan antara emisi CO dengan variasi diameter injektor dari hasil simulasi menunjukkan tren penurunan, namun berdasarkan hasil kadar emisi CO terendah ditunjukkan pada diameter 2,5 mm dan kadar emisi CO paling tinggi di hasilkan pada variasi diameter injektor 1 mm.

CO merupakan hasil pembakaran yang terbentuk karena kurangnya kadar oksigen pada saat pembakaran sehingga tidak dapat berubah menjadi CO₂ dan pencampuran bahan bakar gas yang tidak sempurna. Pada hasil simulasi aliran pencampuran bahan bakar gas dan udara gambar 4.20 menunjukkan hasil simulasi menggunakan injektor berdiameter 2,5 mm menghasilkan proses pencampuran bahan bakar dan udara yang lebih sempurna dibanding injektor lainnya, sehingga senyawa karbon berikatan lebih baik dengan oksigen dan memproduksi emisi CO lebih rendah dri pada yg lain. Pada gambar 4.23 menunjukkan hasil simulasi aliran pencampuran bahan bakar gas dan oksigen pada diameter 1 mm dimana kadar CO menghasilkan emisi yang paling tinggi dibanding dengan hasil emisi CO pada

diameter lainnya. Pada diameter 1 pencampuran bahan bakar gas dan udara menghasilkan pencampuran yang tidak homogen, sehingga menghasilkan emisi CO yang lebih tinggi. Penurunan paling besar terjadi pada rpm 2000 dengan beban 1000 menggunakan variasi diameter injektor 2,5 mm dengan presentase 11%. Dengan rata rata penurunan 7%.

4.5.3 Analisa Perbandingan Emisi HC Variasi Diameter Injektor



Gambar 4. 46 Grafik Perbandingan HC pada rpm 2000 dengan Variasi diameter injektor.

Pada gambar 4.46 merupakan perbandingan HC pada rpm 2000 dengan variasi diameter injektor. HC merupakan hasil dari pembakaran yang tidak sempurna dari pembakaran gas metana CH_4 yang terkandung pada CNG kemudian terbelah menjadi gugusan H dan C yang saling berikatan. Trend pada grafik 4.26 menunjukkan penurunan kadar emisi HC seiring dengan bertambahnya ukuran diameter namun penurunan paling signifikan terjadi pada diameter 2,5 mm.

Dapat dilihat pada gambar 4.20 hasil simulasi aliran pencampuran bahan bakar gas dan udara menggunakan injector *variation diameters hole* 2,5 mm dimana proses pencampuran gas dan udara lebih baik sehingga menghasilkan pembakaran yang lebih sempurna dan membuat kadar emisi HC yang lebih sedikit. Pada gambar 4.23 menunjukkan hasil simulasi pencampuran bahan bakar antara gas

dan udara menggunakan variasi diameter injektor 1 mm yang menghasilkan pencampuran bahan bakar yang tidak homogen, bahan bakar gas tidak bisa tercampur dan menyebar hanya pada satu lajur alur aliran, hal tersebut menyebabkan emisi HC lebih besar dibanding dengan diameter lainnya. Penurunan terbesar emisi terjadi pada rpm 2000 di beban 1000 menggunakan variasi diameter injektor 2,5 mm dengan presentase 9%, apabila dirata-rata mengalami penurunan sebesar 6,1%.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 5

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi yang telah dilakukan menggunakan GT-Power mengenai emisi mesin *dual fuel* yang menggunakan Variasi diameter Injektor dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Emisi NO_x mengalami penurunan pada injektor berdiameter 1 mm dengan rata-rata penurunan sebesar 14,3%
2. Emisi CO dan HC mengalami penurunan pada injektor berdiameter 2,5 mm dengan rata-rata penurunan sebesar 7,7% pada emisi CO dan 6% pada emisi HC

5.2 Saran

Pada penelitian kali ini penulis menyarankan untuk mencari permodelan lain agar mampu memperoleh hasil penghomogenan bahan bakar gas dan udara yang lebih baik, sehingga dapat mengurangi emisi HC dan CO secara lebih signifikan, dan penambahan alat yang dapat mereduksi emisi NO_x namun tanpa mengurang efisiensi mesin.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- Arif, A. *et al.* (2015) 'Karakterisasi Performa Mesin Diesel *Dual fuel* Solar-Cng Tipe Lpig Dengan Pengaturan', (2013), pp. 1–8.
- ABS (American bureau of shipping). 2012. Ship Emissions Reminder. <https://ww2.eagle.org/en/rules-and-resources/regulatory-news/regulatory-news / ship-emissions-reminder.html>
- Bakar, R.A., Semin., Ismail, A.R. and Ali, Ismail., 2008. Computational Simulation of Fuel Nozzle Variation Holes Geometries Effect on Direct Injection Diesel Engine Performance Using GT-POWER. *American Journal of Applied Sciences* 5 (2): 110-116.
- Clarke, DeBruyn. 2012. *Vehicle Conversion to Natural Gas or Biogas*. OMAFRA Factsheet. Canada
- Ehsan Md, Bhuiyan. 2009. *Dual fuel performance of small diesel for application with less frequent load variations*. International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering (IJMME).
- Exoryanto D. Y. dan Sudarmanto B. 2016. "Studi Eksperimen Unjuk Kerja Mesin Diesel Menggunakan Sistem *Dual fuel* Solar-Gas CNG dengan Variasi Tekanan Injeksi Gas dan Derajat Waktu Injeksi. Jurnal Teknik ITS. Jurusan Teknik Mesin FTI, ITS. Surabaya.
- GT-Power Engine Simulation Software brochure. 2015. Diakses di <https://www.gtisoft.com/wp-content/uploads/2015/01/Power1.pdf>
- Hidayat, A.W. 2014. "Kajian Eksperimental Unjuk Kerja *Dual fuel* Engine Hasil Modifikasi Dari Diesel Engine". Skripsi, Jurusan Teknik *Sistem Perkapalan FTK-ITS*, Surabaya.
- Lee B. H. 2009. Effect of the number of fuel injektor holes on characteristics of combustion and emissions in a diesel engine. Department of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan 609-735, Korea
- Mbarawa, Makame & Milton, Brian & Thomas Casey, Robert. (2001). Experiments and modelling of natural gas combustion ignited by a pilot diesel fuel spray. *International Journal of Thermal Sciences*. 40. 927-936. 10.1016/S1290-0729(01)01279-0.
- Nasikim M, Arbianti R, Aziz A. 2002. "Paditif Peningkatan Angka Setana Bahan Bakar Solar yang Disintesis dari Minyak Kelapa" Seminar Jurusan Gas dan Petrokimia FT, Universitas Indonesia, Depok
- Pertamina. 2005. Spesifikasi Solar. <https://www.pertamina.com/industrialfuel/media/6796/Pertamina-dex.pdf>
- Putra, E, N. 2011. "Uji Eksperimental Bahan Bakar Campuran Biosolar Dengan Zat Aditif Terhadap Unjuk Kerja Motor Diesel Putaran Konstan". Fakultas Teknologi Industri ITS. Surabaya.
- Semin and Bakar, R.A. (2007). Nozzle Holes Effect on Unburned Fuel in Injected and In Cylinder Fuel of Four Stroke Direct Injection Diesel Engine. *Presearch Journal of Applied Sciences* 2 (11): 1165-1169.

- Semin, Bakar R.A., Ismail A.R., 2008, Steady state and transient simulation of gas pressure in intake port engine, *Journal of Engineering and Applied Sciences* 3 (1), 47-54.
- Semin, Idris A., Bakar R.A., 2009, Effect of port injection CNG engine using injection nozzle variation holes on air-fuel mixing in combustion chamber, *European Journal of Scientific Research*, Vol 34 (1), 16-24.
- Semin, Cahyono B. Amiadji. Bakar R.A. 2014. *Air-fuel mixing and fuel flow velocity modeling of variation holes injektor nozzle on CNG marine engine*. Procedia Earth and Planetary Science 14. 101-109.
- Semin., Octaviani N. S., Gusti A. P. M. B. Zaman. (2016) Power Performance Characteristic Investigation of gas engine Using new injector. International Journal of Applied Engineering Research ISSN 0973-4562 Volume 11, Number 11 (2016) pp 7462-7466 © Research India Publications
- Setiawan Yustinus. 2010. Analisa Perbandingan Emisi Gas Pada Mesin Diesel Menggunakan Bahan Bakar Solar dan CNG Bebas Pada Simulasi. Fakultas Teknologi Kelautan ITS. Surabaya.
- Sahoo B.B. ; Sahoo N. ; Saha U.K., 2009, Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engine – A critical review, *Renewable and Sustainable Energy Review*S.
- Wei L, Peng Geng. 2015. *A Review On Natural Gas/Diesel Dual fuel Combustion, Emissions and Performance*. Shanghai Maritime University. China.
- Wijaya, P.D. 2014. “Rancang Bangun Sistem Penginjeksian Bahan Bakar Gas pada Modifikasi *Dual fuel* Diesel Engine”. Skripsi, Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS, Surabaya.
- Wartsila. 2003. How does a Wartsila *dual fuel* engine work?. “t-source/product-files/engines/df-en_gine/brochure-o-e-df-engines-2015.pdf?sfvrsn=6”
- Zoltowski A. 2014. *Investigation of combustion process in dual fuel diesel engine*. Journal of KONES Powertrain and Transort. Volume 21, no 2, pp. 303-309

LAMPIRAN

- Tabel Hasil Eksperimen rpm 2000

RPM 2000 eksperimen	beban	Torque	Daya (kw)	BSFC (Kg/kWh)	Nox (ppm)	HC (ppm)
	1000	4,305137	0,90211	635,8756915	56	321
	2000	8,70864	1,823009	396,6670338	101	228
	3000	12,64223	2,653056	330,2560171	150	114
	4000	16,77912	3,514186	321,2573775	273	16

- Tabel Hasil Simulasi rpm 2000

RPM 2000 simulasi	beban	Torque	Daya (kw)	BSFC (Kg/kWh)	Nox (ppm)	HC (ppm)
	1000	4,3051	0,9017	636,297	56,450	321,271
	2000	8,7086	1,8239	396,619	101,526	228,311
	3000	12,6422	2,6478	331,031	150,100	114,357
	4000	16,7791	3,5142	321,356	273,367	16,217

- Hasil Pengujian Emisi HC dan CO beban 1000



- Hasil Pengujian Emisi HC dan CO beban 2000




- Hasil Pengujian Emisi HC dan CO beban 3000



- Tabel Pengujian Emisi HC dan CO beban 4000



- Tabel Pengujian Emisi NOx pada beban 4000



FORMULIR
LABORATORIUM ENERGI DAN LINGKUNGAN
LEMBAGA PENELITIAN DAN PENGABDIAN MASYARAKAT
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

4. Dual fuel single injection beban 4000

```

*****
* ECOM - J2KN *
*****
Date      Time
07.04.19  09:40 AM

Gas analysis
-----
Fuel type
Gas-Natural

T.Air      87 °F
T.Gas     283 °F
T.Sensor   85 °F
O2         18.7 %
NO         273 ppm
SO2         0 ppm
H2         0 ppm
CO2        1.3 %
Eff.       59.8 %
Losses     40.2 %
Exc. air   9.13

ECOM America Ltd.
1628 Oakbrook Drive
Gainesville
Georgia 30607
Tel. 770-532-3200
Fax: 770-532-3028
Tel-Fax: 877-328-6411
http://www.ecom.com

```

```

*****
* ECOM - J2KN *
*****
Date      Time
07.04.19  09:41 AM


Gas analysis
-----
Fuel type
Gas-Natural

T.Air      87 °F
T.Gas     283 °F
T.Sensor   85 °F
O2         18.7 %
NO         273 ppm
SO2         0 ppm
H2         0 ppm
CO2        1.3 %
Eff.       59.8 %
Losses     40.2 %
Exc. air   9.13

ECOM America Ltd.
1628 Oakbrook Drive
Gainesville
Georgia 30607
Tel. 770-532-3200
Fax: 770-532-3028
Tel-Fax: 877-328-6411
http://www.ecom.com


```

• Tabel Pengujian Emisi NOx pada beban 1000



FORMULIR
LABORATORIUM ENERGI DAN LINGKUNGAN
LEMBAGA PENELITIAN DAN PENGABDIAN MASYARAKAT
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

LAPORAN HASIL PENGUJIAN (BENTUK SEDERHANA)
 No:007/LHS/LEL-ITS/VII/2019

No. Permintaan Pengujian : 480 / LEL-ITS/VII/2019	
Nama Pelanggan : Istiqal Sanatu D	Tanggal Terima : 01 Juli 2019
Alamat Pelanggan : Teknik Sistem Perkapalan	Tanggal Pengujian : 05 Juli 2019
Nama Contoh : Gas Buang Generator	Tanggal Selesai : 05 Juli 2019
Metode Pengujian : ECOM	Jumlah Contoh : 40
Kode Contoh : EI-459	Paraf Penyelia : 

Menyatakan bahwa contoh tersebut telah diuji di Laboratorium Energi dan Lingkungan – LPPM ITS.

Hasil Pengujian:

1. Dual fuel single injection beban 1000

```

*****
* ECOM - J2KN *
*****
Date      Time
07.04.19  09:34 AM
-----
Gas analysis
-----
Fuel type
Gas-Natural
-----
T.Air      85  °F
T.Gas      280 °F
T.Sensor   83  °F
O2         19.3 %
NO         56  PPM
SO2        0   PPM
H2         0   PPM
CO2        0.9 %
Eff.       66.2 %
Losses    33.8 %
Exc. air   12.35
-----
ECOM America Ltd.
1628 Oakbrook Drive
Gainesville
Georgia 30507
Tel. 770-532-3288
Fax: 770-532-3628
Toll-Free 877-326-6411
www.ecomusa.com
          
```

```

*****
* ECOM - J2KN *
*****
Date      Time
07.04.19  09:34 AM
-----
Gas analysis
-----
Fuel type
Gas-Natural
-----
T.Air      85  °F
T.Gas      199 °F
T.Sensor   83  °F
O2         19.6 %
NO         55  PPM
SO2        0   PPM
H2         0   PPM
CO2        0.0 %
Eff.       61.4 %
Losses    38.6 %
Exc. air   15.88
-----
ECOM America Ltd.
1628 Oakbrook Drive
Gainesville
Georgia 30507
Tel. 770-532-3288
Fax: 770-532-3628
Toll-Free 877-326-6411
www.ecomusa.com
          
```

halaman 1 dari 21

• Tabel Pengujian Emisi NOx pada beban 2000 dan 3000



FORMULIR
LABORATORIUM ENERGI DAN LINGKUNGAN
LEMBAGA PENELITIAN DAN PENGABDIAN MASYARAKAT
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

2. Dual fuel single injection beban 2000

 * E C O N - J 2 K N *

Date Time
 07.04.19 09:36 AM

Gas analysis

Fuel type
 Gas-Natural

T.Air	85	°F
T.Gas	227	°F
T.Sensor	84	°F
O2	19.1	%
NO	181	ppm
SO2	0	ppm
H2	0	ppm
CO2	1.1	%
Eff.	63.7	%
Losses	36.3	%
Exc. air	11.83	

ECON America Ltd.
 1628 Oakbrook Drive
 Gainesville
 Georgia 30507
 Tel. 770-532-3288
 Fax: 770-532-3628
 Toll-Free 877-326-6411
 www.econusa.com

 * E C O N - J 2 K N *

Date Time
 07.04.19 09:36 AM

Gas analysis

Fuel type
 Gas-Natural

T.Air	85	°F
T.Gas	234	°F
T.Sensor	84	°F
O2	19.2	%
NO	181	ppm
SO2	0	ppm
H2	0	ppm
CO2	1.0	%
Eff.	68.8	%
Losses	39.2	%
Exc. air	11.67	

ECON America Ltd.
 1628 Oakbrook Drive
 Gainesville
 Georgia 30507
 Tel. 770-532-3288
 Fax: 770-532-3628
 Toll-Free 877-326-6411
 www.econusa.com

3. Dual fuel single injection beban 3000

 * E C O N - J 2 K N *

Date Time
 07.04.19 09:39 AM

Gas analysis

Fuel type
 Gas-Natural

T.Air	86	°F
T.Gas	267	°F
T.Sensor	85	°F
O2	18.8	%
NO	158	ppm
SO2	0	ppm
H2	0	ppm
CO2	1.2	%
Eff.	68.9	%
Losses	39.1	%
Exc. air	9.55	

ECON America Ltd.
 1628 Oakbrook Drive
 Gainesville
 Georgia 30507
 Tel. 770-532-3288
 Fax: 770-532-3628
 Toll-Free 877-326-6411
 www.econusa.com

 * E C O N - J 2 K N *

Date Time
 07.04.19 09:38 AM

Gas analysis

Fuel type
 Gas-Natural

T.Air	86	°F
T.Gas	266	°F
T.Sensor	85	°F
O2	18.8	%
NO	158	ppm
SO2	0	ppm
H2	0	ppm
CO2	1.2	%
Eff.	61.8	%
Losses	39.0	%
Exc. air	9.55	

ECON America Ltd.
 1628 Oakbrook Drive
 Gainesville
 Georgia 30507
 Tel. 770-532-3288
 Fax: 770-532-3628
 Toll-Free 877-326-6411
 www.econusa.com

halaman 2 dari 21

- Tabel Hasil Simulasi NOx (ppm) menggunakan Variasi diameter injektor

Nox ppm						
		Injektor <i>multi diameters hole</i>				
RPM 2000	beban	3 mm	2,5 mm	2 mm	1,5 mm	1 mm
	1000	56,43	67,24	55,20	53,27	46,55
	2000	101,359	116,277	92,7157	87,216	86,037
	3000	149,975	171,169	144,695	133,124	130,227
	4000	273,039	311,2030	261,6230	251,550	241,473

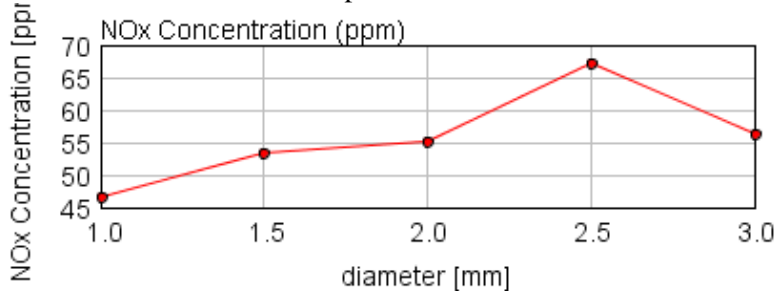
- Tabel Hasil Simulasi CO menggunakan Variasi diameter injektor

CO ppm						
Parameter		Injektor <i>Multi Diameters Hole</i>				
RPM 2000	beban	3 mm	2,5 mm	2 mm	1,5 mm	1 mm
	1000	661,347	587,382	695,660	712,572	740,298
	2000	422,507	394,204	428,719	468,911	485,057
	3000	374,705	351,005	391,780	422,856	424,643
	4000	159,117	148,421	162,218	175,122	179,000

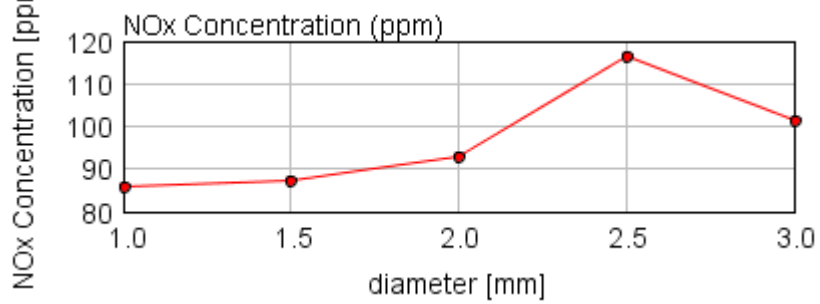
- Tabel Hasil Simulasi HC menggunakan Variasi diameter injektor

HC ppm						
Parameter		Injektor <i>Multi Diameters Hole</i>				
RPM 2000	beban	3 mm	2,5 mm	2 mm	1,5 mm	1 mm
	1000	321,230	289,4910	327,5480	334,795	343,818
	2000	228,279	216,403	233,427	240,224	243,598
	3000	114,320	108,953	115,773	117,127	119,841
	4000	16,212	15,4709	16,2944	16,431	16,594

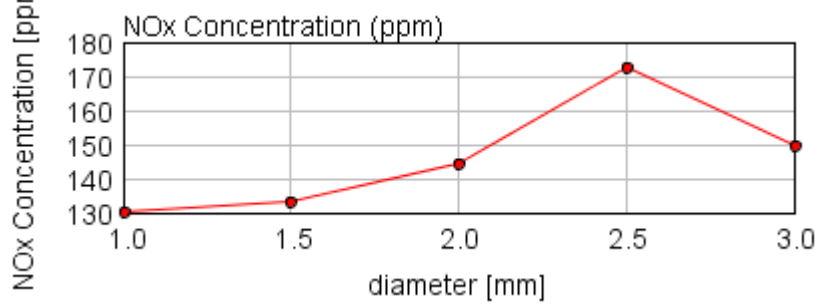
- Grafik Hasil Simulasi diameter NOx rpm 2000 beban 1000



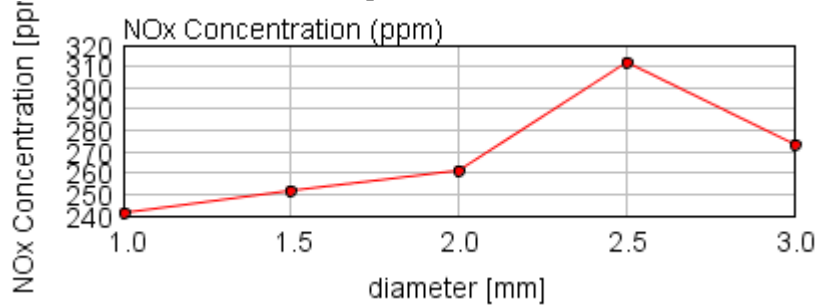
- Grafik Hasil Simulasi diameter NOx rpm 2000 beban 2000



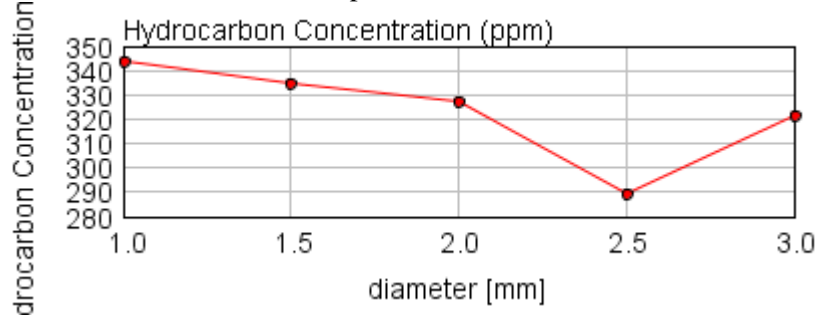
- Grafik Hasil Simulasi diameter NOx rpm 2000 beban 3000



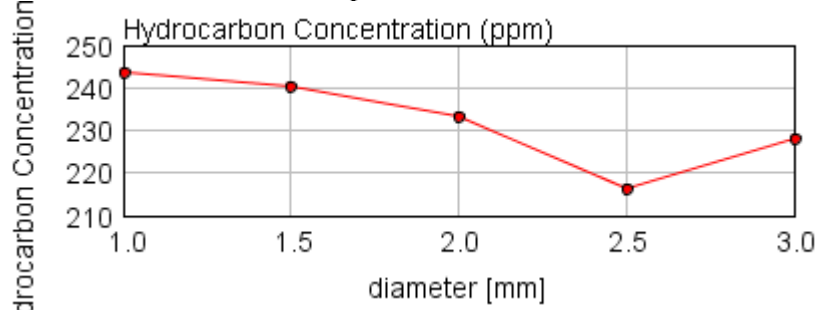
- Grafik Hasil Simulasi diameter NOx rpm 2000 beban 4000



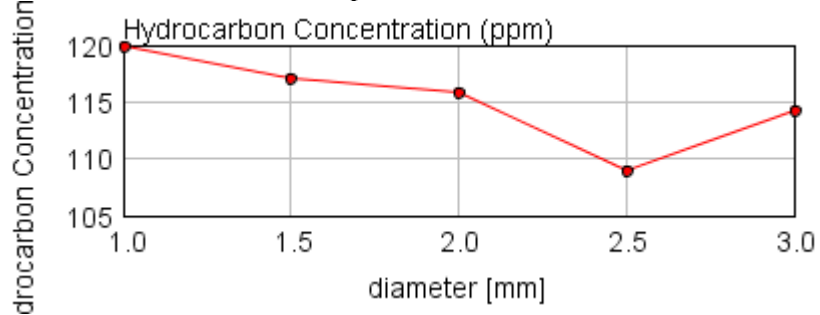
- Grafik Hasil Simulasi diameter HC rpm 2000 beban 1000



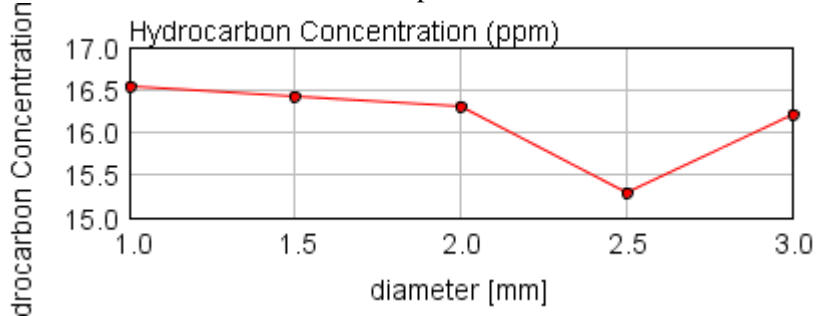
- Grafik Hasil Simulasi diameter HC rpm 2000 beban 2000



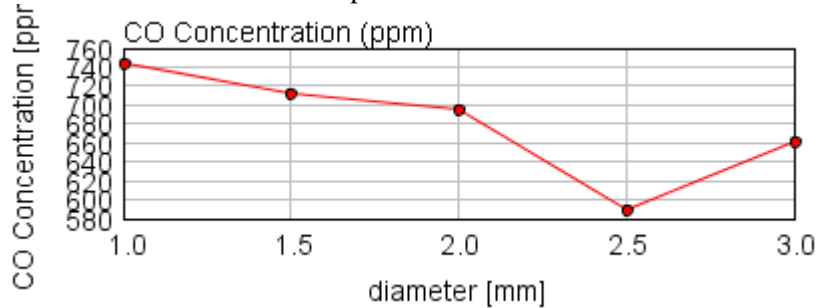
- Grafik Hasil Simulasi diameter HC rpm 2000 beban 3000



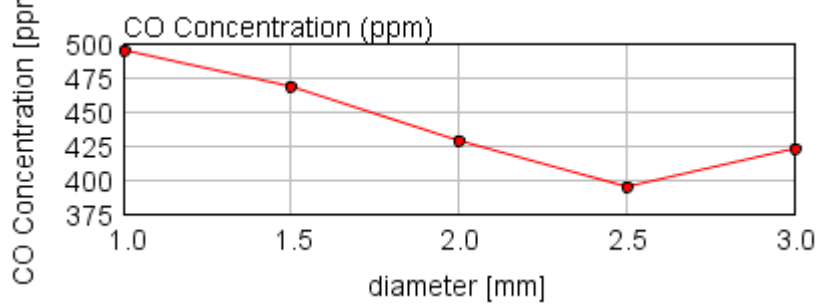
- Grafik Hasil Simulasi diameter HC rpm 2000 beban 4000



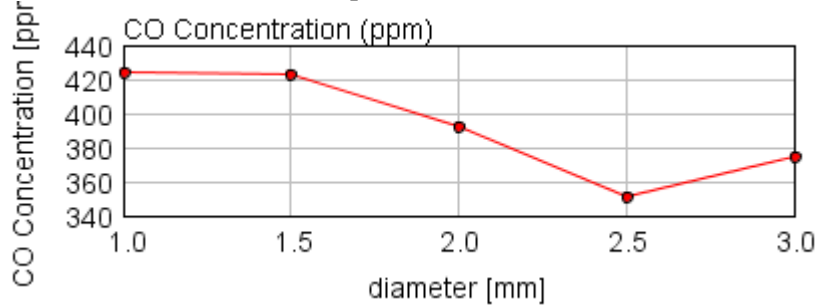
- Grafik Hasil Simulasi diameter CO rpm 2000 beban 1000



- Grafik Hasil Simulasi diameter CO rpm 2000 beban 2000



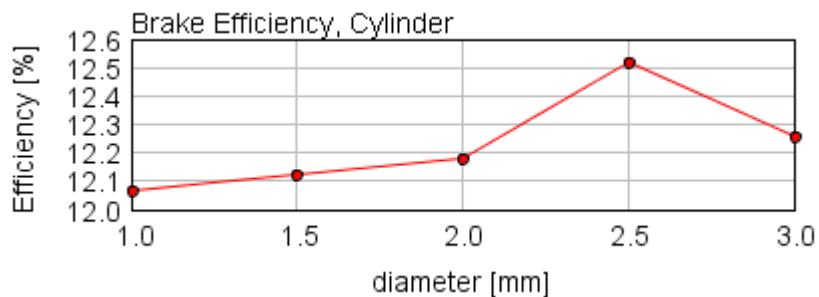
- Grafik Hasil Simulasi diameter CO rpm 2000 beban 3000



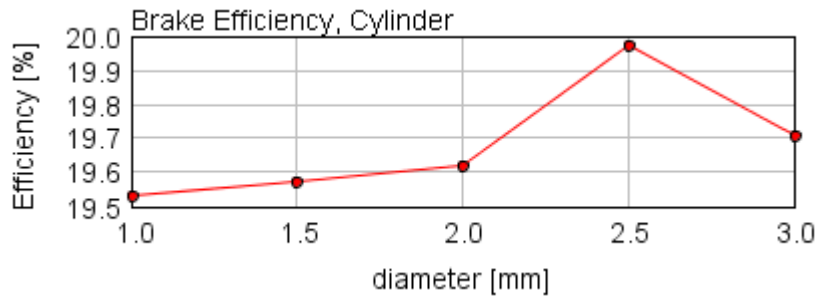
- Tabel hasil efisiensi thermal pada rpm 2000 dengan variasi beban menggunakan Variasi diameter injektor

		Efficiency Thermal					
		beban	3 mm	2,5 mm	2 mm	1,5 mm	1 mm
RPM 2000	1000	12,2596	12,5157	12,1795	12,1233	12,0676	
	2000	19,7117	19,9753	19,6198	19,5755	19,5317	
	3000	23,6228	23,8362	23,5418	23,5054	23,4702	
	4000	24,3277	24,4947	24,2945	24,2662	24,2086	

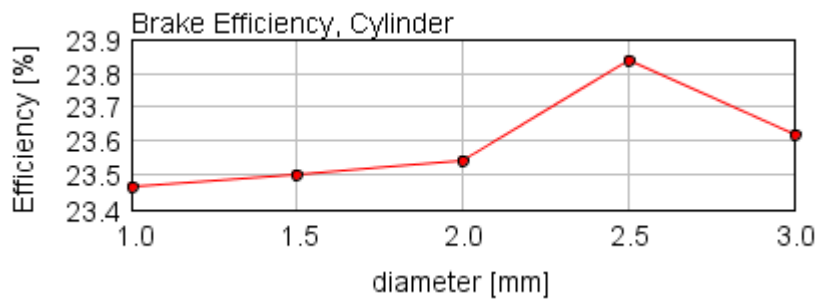
- Grafik hasil efisiensi thermal pada rpm 2000 beban 1000



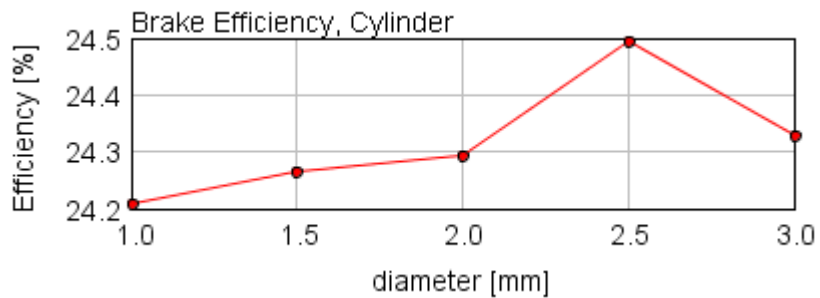
- Grafik hasil efisiensi thermal pada rpm 2000 beban 2000



- Grafik hasil efisiensi thermal pada rpm 2000 beban 3000



- Grafik hasil efisiensi thermal pada rpm 2000 beban 4000



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIOGRAPHY



Penulis merupakan anak pertama dari tiga bersaudara yang dilahirkan pada tanggal 12 Juli 1995 di Kota Madiun, Provinsi Jawa Timur. Pendidikan formal yang pernah ditempuh meliputi MI Islmayyah 02 Kota Madiun, SMPN 01 Kota Madiun, dan SMAN 02 Kota Madiun. Setelah itu penulis meneruskan pendidikan tingkat perguruan tinggi di Program Studi D3 Teknik Mesin dan mengambil bidang studi Manufaktur di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2014. Setelah lulus penulis melanjutkan studi ke tahap sarjana di Departemen Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya (ITS) dengan program S1-Lintas Jalur di tahun 2017. Selama masa pendidikan penulis pernah menjadi asisten Lab. *Marine Power Plant* (MPP) untuk kegiatan praktikum. Penulis mengambil konsentrasi Tugas Akhir di bidang *Marine Power Plant* (MPP). Di kegiatan eksternal Departemen penulis pernah mengikuti BEM FTI-ITS sebagai Staff KWU, dan menjadi Staff HUBLU di HMDM. Penulis juga mengikuti berbagai pelatihan yang ada di ITS antara lain : Pelatihan Karya Tulis Ilmiah (PKTI), LKMM TD, (Pelatihan Jurnalistik Tingkat Dasar) PJTD. Bagi pembaca yang ingin lebih mengenal penulis dan ingin berdiskusi lebih luas lagi dapat menghubungi E-mail: wewijaya12@gmail.com