



**SKRIPSI – ME184834**

**PEMODELAN CFD UNTUK MENGETAHUI PENGARUH  
*COMBUSTION FLOW* PADA MESIN DIESEL MODIFIKASI *DUAL  
FUEL***

Mochamad Choirul Hardianto  
NRP 04211745000029

Dosen Pembimbing  
Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D  
Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil

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





**SKRIPSI - ME 184834**

**PEMODELAN CFD UNTUK MENGETAHUI PENGARUH *COMBUSTION*  
*FLOW* PADA MESIN DIESEL MODIFIKASI *DUAL FUEL***

Mochamad Choirul Hardianto  
NRP 04211745000029

Dosen Pembimbing  
Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D  
Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil

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





**BACHELOR THESIS – ME184834**

**CFD MODELING TO FIND OUT THE EFFECT OF COMBUSTION  
FLOW IN DUAL FUEL MODIFICATIONS OF DIESEL ENGINE**

Mochamad Choirul Hardianto  
NRP. 04211745000029

**Supervisor**

Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D  
Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil

**DEPARTEMENT OF MARINE ENGINEERING  
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA  
2019**



**LEMBAR PENGESAHAN**

**Pemodelan CFD untuk Mengetahui Pengaruh *Combustion Flow* pada  
Mesin Diesel Modifikasi *Dual Fuel***

**TUGAS AKHIR**

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
Pada**

**Bidang Studi *Marine Machinery and System (MMS)*  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

**Oleh:**

**MOCHAMAD CHOIRUL HARDIANTO  
NRP. 04211745000029**

**Disetujui Oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir:**

**Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D**

**Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil**



**SURABAYA  
JULI, 2019**

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



**LEMBAR PENGESAHAN**

**Pemodelan CFD untuk Mengetahui Pengaruh *Combustion Flow* pada  
Mesin Diesel Modifikasi *Dual Fuel***


**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
Pada

Bidang Studi *Marine Machinery and System (MMS)*  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Oleh:

**MOCHAMAD CHOIRUL HARDIANTO**  
NRP. 04211745000029

Disetujui Oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan



**Dr. Eng Muhammad Badrus Zaman, S.T., M.T.**  
NIP. 197708022008011007

**SURABAYA**  
**JULI, 2019**

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## **Pemodelan CFD untuk Mengetahui Pengaruh *Combustion Flow* pada Mesin Diesel Modifikasi *Dual Fuel***

**Nama Mahasiswa** : Mochamad Choirul Hardianto  
**NRP** : 0421174500029  
**Jurusan / Fakultas** : Teknik Sistem Perkapalan  
**Dosen Pembimbing** : 1. Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D  
2. Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil

### **ABSTRAK**

*Natural gas* merupakan bahan bakar alternatif pengganti bensin dan solar yang diharapkan menghasilkan emisi yang rendah serta ramah lingkungan. Jenis *natural gas* yang dimanfaatkan sebagai bahan bakar yaitu *compressed natural gas (CNG)* atau di Indonesia biasa disebut dengan bahan bakar gas (BBG). Komposisi utama CNG adalah metana ( $\text{CH}_4$ ). CNG dibuat dengan melakukan kompresi metana ( $\text{CH}_4$ ) yang diekstrak dari *natural gas* bertekanan 100 bar hingga 275 bar yang disimpan dan didistribusikan dalam *pressure vessel* atau bejana tekan yang biasanya berbentuk silinder. Diperlukan perhatian khusus pada sistem pembakaran mesin diesel jika menggunakan CNG sebagai bahan bakar alternatif. Hal ini dilakukan karena adanya perbedaan karakteristik antara CNG dengan bahan bakar konvensional, contohnya solar. Untuk mengoptimalkan pembakaran pada mesin diesel *dual fuel*, maka komposisi bahan bakar yang dicampurkan juga perlu diperhatikan. Mesin yang digunakan untuk analisa ini adalah mesin diesel modifikasi *dual fuel* berbahan bakar CNG dan *diesel oil*. Hasil dari pemodelan ini menunjukkan *pressure*, *temperature*, dan *velocity/flow* di ruang bakar dengan nilai tertinggi dimiliki pada variasi bahan bakar 0% CNG dan 100% *diesel oil*. Untuk nilai *pressure* tertinggi yaitu 84,76 bar, nilai *temperature* tertinggi yaitu 2174,77 K, nilai *velocity of fluids* tertinggi yaitu 26,8651 m/s.

**Kata kunci:** Dual Fuel, CNG, Diesel, CFD

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## **CFD Modeling to Find Out the Effect of Combustion Flow in Dual Fuel Modifications Engine**

**Name** : Mochamad Choirul Hardianto  
**NRP** : 04211745000029  
**Departement** : Departement of Marine Engineering  
**Supervisors** : 1. Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D  
2. Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil

### **ABSTRACT**

Natural gas is an alternative fuel of gasoline and diesel fuel which are expected to produce low emissions and environmentally friendly. The type of natural gas that is used as a fuel is compressed natural gas (CNG) . The main composition of CNG is methane (CH<sub>4</sub>). CNG is made by doing methane compression (CH<sub>4</sub>) which is extracted from natural gas pressurized 100 bar up to 275 bar which is stored and distributed in a pressure vessel which is usually cylindrical.

Special attention is needed to diesel engine combustion systems if using CNG as an alternative fuel. This is done because of the characteristic differences between CNG and conventional fuels, for example diesel fuel. To optimize combustion on a dual fuel diesel engine, the composition of the fuel mixed also needs to be considered. The engine used for this analysis is a modified dual fuel diesel engine fueled by CNG and diesel oil.

The results of this modeling shows pressure, temperature, and velocity of flow in combustion chamber with the highest value in variations of fuel 0% CNG and 100% diesel oil. For the highest pressure value is 84.76 bar, the highest temperature value is 2174.77 K, the highest velocity of fluids value is 26.8651 m/s.

**Keywords** : Dual Fuel, CNG, Diesel, CFD

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## KATA PENGANTAR

Puji syukur alhamdulillah atas kehadiran Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan hidayahnya sehingga penulis mampu menyelesaikan tugas akhir yang berjudul “Pemodelan CFD untuk Mengetahui Pengaruh *Combustion Flow* pada Mesin Diesel Modifikasi *Dual Fuel*”. Tugas akhir ini disusun sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik dari Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyadari bahwa terselesaikannya Tugas Akhir ini tidak lepas dari bantuan dari berbagai pihak. Oleh karena itu penulis menyampaikan banyak rasa terimakasih kepada:

1. Allah SWT
2. Orangtua terkasih, Alm. Bapak Mochamad Hariadi dan Ibu Reni Rahayu, doa dan dukungan beliau membuat penulis mampu melewati segala rintangan dalam mengerjakan Tugas Akhir ini.
3. Bapak Dr. Eng. M. Badrus Zaman, S.T., MT selaku kepala departemen Teknik sistem perkapalan. Dan juga bapak-bapak dosen yang amat penulis hormati.
4. Bapak Benny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D dan Bapak Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil selaku dosen pembimbing penulis yang senantiasa memotivasi dan mengarahkan alur pengerjaan Tugas Akhir penulis.
5. Bapak Indra Ranu Kusuma, S.T., M.Sc. selaku dosen wali.
6. Seluruh mahasiswa Teknik Sistem Perkapalan Lj 17 Gasal, Lj 17 Genap Salvage'15, Voyage'16 dan Badrikara'17 yang telah memberikan semangat dan support selama perkuliahan.
7. Pihak-pihak yang terlibat dalam penyusunan skripsi yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu.

Penulis menyadari bahwa penelitian yang dilakukan dalam tugas akhir ini masih memiliki kekurangan. Oleh karena itu, kritik dan saran yang membangun sangat penulis harapkan.

Akhir kata, semoga Tugas Akhir ini dapat menjadi ilmu yang barokah bagi kita semua dan menjadi pedoman untuk penulisan selanjutnya.

Surabaya, Juli 2019

Penulis

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



## DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN .....	<b>Error! Bookmark not defined.</b>
LEMBAR PENGESAHAN .....	<b>Error! Bookmark not defined.</b>
ABSTRAK.....	v
ABSTRACT .....	vii
KATA PENGANTAR .....	ix
DAFTAR GAMBAR .....	xiii
DAFTAR GRAFIK.....	xv
DAFTAR TABEL.....	xvii
BAB I : Pendahuluan .....	1
1.1    Latar Belakang.....	1
1.2    Perumusan Masalah.....	2
1.3    Batasan Masalah.....	2
1.4    Tujuan Penelitian.....	2
1.5    Manfaat.....	2
BAB II : Tinjauan Pustaka .....	3
2.1    Compressed Natural Gas .....	3
2.2    Gas sebagai Bahan Bakar di Kapal.....	3
2.3    Dual Fuel Diesel Engine.....	4
2.4    Pemodelan CFD (Computational Fluid Dynamic) .....	7
2.5    Solid Works.....	8
2.6    Ansys .....	8
BAB III : Metodologi Penelitian.....	9
3.1    Perumusan Masalah.....	10
3.2    Studi Literatur.....	10
3.3    Pengumpulan Data.....	10
3.4    Pemodelan .....	15
3.5    Output Report .....	18
3.6    Validasi.....	18
3.7    Analisa Data .....	18
3.8    Kesimpulan dan Saran .....	18
BAB IV : Analisa Data dan Pembahasan.....	19
4.1    Perhitungan Termodinamika .....	19
4.1.1    Spesifikasi Mesin .....	19
4.1.2    State 1 (Intake Stroke).....	19

4.1.3	State 2 (Compression) .....	20
4.1.4	State 3 ( <i>expansion</i> ).....	21
4.1.5	State 4 ( <i>Exhaust</i> ) .....	21
4.1.6	Work.....	21
4.1.7	Mean Efectif Pressure .....	21
4.2	Perhitungan Power.....	22
4.3	Pemodelan dan Validasi .....	25
4.4	Persentase Error.....	34
4.5	Simulasi Menggunakan Ansys Forte .....	35
4.6	Analisa data dari hasil iterasi Forte .....	36
4.6.1	Pressure .....	37
4.6.2	Temperature .....	38
4.6.3	Heat Transfer Flux .....	45
4.6.4	Velocity of fluids.....	48
BAB V : Kesimpulan dan Saran .....		55
5.1	Kesimpulan.....	55
5.2	Saran.....	55
DAFTAR PUSTAKA .....		57
Lampiran .....		59
BIODATA PENULIS .....		73

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Jarak Pemasaran Natural Gas .....	3
Gambar 2.2. Karakteristik Bahan Bakar untuk Kapal .....	4
Gambar 2.3. Langkah kerja pada Diesel mode .....	6
Gambar 2.4. Langkah kerja pada DF mode .....	6
Gambar 2.5. (kiri) High Pressure direct injection system, (kanan) hot surface assisted Compression Ignition. (Wei, 2016).....	7
Gambar 3.1 Flow Chart.....	9
Gambar 3.2 Yanmar TF 85 MH.....	11
Gambar 3.3 Beberapa alat ukur yang digunakan .....	11
Gambar 3.4 Cylinder Head .....	12
Gambar 3.5 cylinder head .....	12
Gambar 3.6 intake & exhaust valve .....	13
Gambar 3.7 pengukuran pada valve.....	13
Gambar 3.8 exhaust port & intake port .....	13
Gambar 3.9 Front view Model untuk validasi data .....	15
Gambar 3.10 Isometric view Model untuk validasi data.....	16
Gambar 3.11 Isometric view Model untuk simulasi .....	16
Gambar 3.12 Isometric view Model untuk simulasi .....	17
Gambar 3.13 Contoh simulasi menggunakan Solidworks untuk validasi .....	17
Gambar 3.14 Contoh simulasi menggunakan software Ansys .....	18
Gambar 4.1 Tabel Thermodynamic Properties of Air.....	20
Gambar 4.2. Intake valve sebagai acuan pengambilan sample kecepatan. ....	26
Gambar 4.3. Point parameter kecepatan pada intake valve pada rpm 1500. ....	26
Gambar 4.4. Gas speed pada Rpm 1500 .....	27
Gambar 4.5. Gas speed pada Rpm 1600 .....	27
Gambar 4.6. Gas speed pada Rpm 1700 .....	28
Gambar 4.7. Gas speed pada Rpm 1800 .....	29
Gambar 4.8. Gas speed pada Rpm 1900 .....	30
Gambar 4.9. Gas speed pada Rpm 2000 .....	31
Gambar 4.10. Gas speed pada Rpm 2100 .....	32
Gambar 4.11. Gas speed pada Rpm 2200 .....	33
Gambar 4.12 Kontur temperatur TDC dengan variasi campuran bahan bakar. ....	41
Gambar 4.13 Kontur temperatur 1 <sup>0</sup> ATDC dengan variasi campuran bahan bakar. ....	41
Gambar 4.14 Kontur temperatur 2 <sup>0</sup> ATDC dengan variasi campuran bahan bakar. ....	42
Gambar 4.15 Kontur temperatur 3 <sup>0</sup> ATDC dengan variasi campuran bahan bakar. ....	42
Gambar 4.16 Kontur temperatur 4 <sup>0</sup> ATDC dengan variasi campuran bahan bakar. ....	43
Gambar 4.17 Kontur temperatur 5 <sup>0</sup> ATDC dengan variasi campuran bahan bakar. ....	43
Gambar 4.18 Kontur temperatur 10 <sup>0</sup> ATDC dengan variasi campuran bahan bakar. ....	44
Gambar 4.19 Kontur temperatur 15 <sup>0</sup> ATDC dengan variasi campuran bahan bakar. ....	44
Gambar 4.20 Vektor Velocity TDC dengan variasi campuran bahan bakar. ....	49
Gambar 4.21 Vektor Velocity 1 <sup>0</sup> ATDC dengan variasi campuran bahan bakar. ....	49
Gambar 4.22 Vektor Velocity 2 <sup>0</sup> ATDC dengan variasi campuran bahan bakar. ....	50
Gambar 4.23 Vektor Velocity 3 <sup>0</sup> ATDC dengan variasi campuran bahan bakar. ....	50
Gambar 4.24 Vektor Velocity 4 <sup>0</sup> ATDC dengan variasi campuran bahan bakar. ....	51
Gambar 4.25 Vektor Velocity 5 <sup>0</sup> ATDC dengan variasi campuran bahan bakar. ....	51
Gambar 4.26 Vektor Velocity 10 <sup>0</sup> ATDC dengan variasi campuran bahan bakar. ....	52

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR GRAFIK

Grafik 4.1 Gass speed vs Engine Rpm .....	24
Grafik 4.2 BMEP vs Engine Rpm .....	25
Grafik 4.3 BSFC vs Engine Rpm .....	25
Grafik 4.4 Validasi Gas speed pada Engine dan Model .....	34
Grafik 4.5 Hubungan pressure dengan variasi CNG-DO .....	38
Grafik 4.6 Hubungan pressure dengan variasi CNG-DO pada TDC. ....	38
Grafik 4.7 Hubungan temperatur dengan variasi campuran CNG-DO. ....	40
Grafik 4.8 Hubungan temperatur dengan variasi campuran CNG-DO. ....	40
Grafik 4.9 Grafik hubungan antara heat transfer flux of liner degan variasi CNG-DO pada TDC. ....	46
Grafik 4.10 Hubungan antara heat transfer flux of head degan variasi CNG-DO pada TDC .....	47
Grafik 4.11 Hubungan antara heat transfer flux of piston dengan variasi CNG-DO pada TDC ..	48
Grafik 4.12 Hubungan antara velocity di ruang bakar dengan variasi CNG-DO .....	53
Grafik 4.13 Hubungan antara velocity di ruang bakar dengan variasi bahan bakar pada TDC .....	53

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

**DAFTAR TABEL**

Tabel 4.1 Hasil interpolasi dari table A-1 .....	20
Tabel 4.2 Kalkulasi gass speed .....	23
Tabel 4.3 Kalkulasi BHP dan BSFC .....	24
Tabel 4.4 Validasi gas speed pada engine dan model .....	34
Table 4.5 % error pada setiap Rpm .....	35
Tabel 4.6 Variasi komposisi CNG-DO .....	36
Tabel 4.7 Tabel berat campuran CNG-DO pada beberapa variasi .....	36
Tabel 4.8 Tabel pressure pada variasi CNG-diesel oil. ....	37
Tabel 4.9 Tabel temperature pada variasi CNG-diesel oil. ....	39
Tabel 4.10 tabel heat transfer flux of liner pada variasi CNG di TDC.....	45
Tabel 4.11 tabel heat transfer flux of head pada variasi CNG di TDC .....	46
Tabel 4.12 Tabel heat transfer flux of piston pada variasi CNG di TDC .....	47
Tabel 4.13 Velocity di ruang bakar pada berbagai variasi CNG.....	53

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



## BAB I PENDAHULUAN

### *1.1 Latar Belakang*

Motor diesel dikenal sebagai jenis motor bakar yang mempunyai efisiensi tinggi, sehingga motor diesel banyak digunakan sebagai penggerak utama maupun stasioner. Selain mempunyai efisiensi yang tinggi, mesin diesel juga mempunyai torsi yang lebih besar dibandingkan mesin bensin sehingga mesin diesel banyak digunakan untuk angkutan berat, kapal, traktor, bulldozer, generator listrik, dan lain-lain. Namun selain mempunyai keunggulan yang dimiliki, mesin diesel juga mempunyai masalah khusus dengan pencemaran lingkungan, yaitu asap hasil pembakaran atau jelaga dan gas buang khususnya *Nitrogen Oxide* (Nox).

Emisi gas buang pada motor bakar baik bensin maupun diesel mengandung polutan berbahaya yang dapat mengganggu bahkan merusak lingkungan dan kelangsungan hidup dari makhluk hidup. Gas berbahaya atau polutan tersebut dapat berupa karbon monoksida, sulfur, hidrokarbon, nitrogen oksid, timah hitam, dan lainnya. Maka dari itu diperlukan usaha untuk mengurangi pencemaran yang diakibatkan oleh emisi gas buang dengan mengoptimalkan pembakaran di dalam ruang bakar.

*Natural gas* merupakan bahan bakar alternatif selain bensin dan solar yang dianggap bersih dan diharapkan menghasilkan emisi yang rendah serta ramah lingkungan. Jenis *natural gas* yang dimanfaatkan sebagai bahan bakar yaitu *compressed natural gas* (CNG) atau di Indonesia biasa disebut dengan bahan bakar gas (BBG). Komposisi utama CNG adalah metana ( $\text{CH}_4$ ). CNG dibuat dengan melakukan kompresi metana ( $\text{CH}_4$ ) yang diekstrak dari *natural gas* bertekanan 100 bar hingga 275 bar (Hanrahan, 2006) yang disimpan dan didistribusikan dalam *pressure vessel* atau bejana tekan yang biasanya berbentuk silinder. Saat disimpan, CNG berada dalam fase gas. Komposisi CNG sangatlah bervariasi sesuai dengan ladang gas dimana *natural gas* tersebut diambil.

Diperlukan perhatian khusus pada sistem pembakaran mesin diesel jika menggunakan CNG sebagai bahan bakar alternatif. Hal ini dilakukan karena adanya perbedaan karakteristik antara CNG dengan bahan bakar konvensional, contohnya solar. Untuk mengoptimalkan power dan pembakaran pada mesin diesel *dual fuel*, komposisi bahan bakar yang dicampurkan juga perlu diperhatikan. Mesin yang digunakan untuk analisa ini adalah mesin diesel modifikasi *dual fuel* berbahan bakar CNG dan *diesel oil* yaitu Yanmar TF 85 MH. Pada tugas akhir ini akan dilakukan simulasi dengan memanfaatkan *software* CFD yaitu SolidWorks untuk penggambaran *shape* dari mesin *dual fuel* dan Ansys untuk menggambarkan *flow* yang terjadi di ruang bakar untuk mengetahui pengaruh penggunaan bahan bakar CNG dengan variasi komposisi CNG-*diesel oil* terhadap proses *combustion*.

### **1.2 Perumusan Masalah**

Rumusan masalah yang akan dibahas dalam penelitian ini yaitu :

1. Bagaimana pemodelan *combustion flow* pada mesin diesel *dual fuel* (CNG-*diesel oil*)?
2. Bagaimana pengaruh penggunaan bahan bakar CNG dengan variasi komposisi CNG-*diesel oil* terhadap proses *combustion*?

### **1.3 Batasan Masalah**

Batasan masalah dibuat agar lingkup penelitian ini lebih fokus, yaitu :

1. Penelitian ini membahas mesin diesel *dual fuel* CNG – *diesel oil*.
2. Area yang dimodelkan hanya pada *combustion chamber*.
3. Pemodelan menggunakan *software* CFD.

### **1.4 Tujuan Penelitian**

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui arah aliran pembakaran dengan berbagai variasi bahan bakar.
2. Mengetahui pengaruh *flow* terhadap *combustion chamber*.

### **1.5 Manfaat**

Manfaat yang diperoleh dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Memberikan analisis bentuk aliran untuk menghasilkan rekomendasi bentuk yang baru terhadap *engine*.

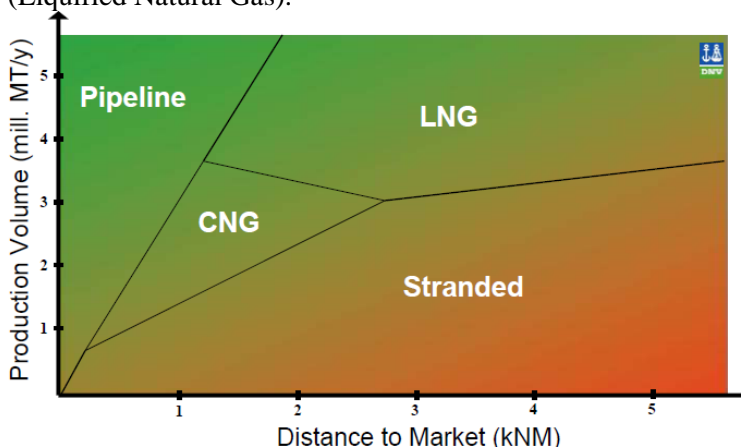
## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 *Compressed Natural Gas*

*Compressed Natural Gas (CNG)* adalah bahan bakar gas yang berasal dari gas alam (*natural gas*) yang dimampatkan atau dibuat dengan melakukan kompresi metana ( $\text{CH}_4$ ) yang diekstrak dari gas alam. CNG merupakan bahan bakar alternatif selain bensin dan solar (BBM) yang dianggap bersih dan diharapkan menghasilkan emisi yang rendah serta ramah lingkungan walaupun masih menghasilkan sedikit  $\text{CO}_2$  sebagai hasil dari pembakarannya. Jika dibandingkan dengan bensin ataupun solar, bahan bakar ini masih lebih ramah lingkungan.

CNG disimpan dan didistribusikan melalui kemasan berupa bejana tekan atau *pressure vessel*. Dalam pengoperasiannya, tekanan pada CNG sebesar 100 bar hingga 275 bar (Hanrahan, 2006). Oleh karena itu pendistribusian CNG tidak dapat dilakukan melalui jaringan pipa (*pipe line*). Tekanan yang digunakan pada *pipe line* gas yaitu sekitar 11 bar (Hanrahan, 2006).

Pendistribusian CNG efisien untuk jarak kurang lebih 2700 kNM. Jika lebih dari 2700 kNM, pengiriman gas alam lebih efisien menggunakan transportasi dalam bentuk LNG (*Liquidified Natural Gas*).



Gambar 2.1. Jarak Pemasaran Natural Gas.

Sumber : <https://docplayer.net/7351374-Marine-transportation-of-compressed-natural-gas.html>

### 2.2 *Gas sebagai Bahan Bakar di Kapal*

Ott (2013) mengemukakan bahwa penggunaan gas sebagai bahan bakar motor diesel sudah banyak diaplikasikan pada dunia industri dan transportasi darat. Menurut Ismail (2016), motor diesel gas (*diesel gas engine*) adalah unit motor yang dalam pengoperasiannya menggunakan gas secara langsung maupun dengan menggunakan teknologi converter. Menurut Akira (2014), penggunaan bahan bakar gas pada diesel *power plant* akan lebih ekonomis dibandingkan dengan penggunaan bahan bakar minyak. Teknologi *dual fuel Diesel Engine* telah banyak diaplikasikan pada berbagai tipe kapal (Douvartzides, 2017), mulai dari kapal pengangkut gas (*LNG carrier*) (Radwan, 2010) hingga kapal-kapal pengangkut ikan (Jafarzadeh, 2017).

Menurut Cheenkachorn (2013), bahan bakar gas yang diaplikasikan di kapal dapat berupa CNG (*Compressed Natural Gas*) maupun LNG (*Liquid Natural Gas*). Taritas (2017) mengemukakan bahwa gas dalam bentuk CNG dapat digunakan sebagai bahan bakar motor bakar dalam (*Internal Combustion Engine*) dengan tipe *Compression Ignition (CI)* maupun *Spark Ignition (SI)*. Karakteristik CNG yaitu bahan bakar gas tidak akan menyala jika digunakan secara langsung pada mesin dengan tipe CI konvensional, atau biasa disebut dengan *high-autoignition temperature*. Maka dari itu dibutuhkan bahan bakar konvensional sebagai pilot untuk pembakaran pada mesin tipe CI.

Menurut Afon (2008), bahan bakar gas dalam bentuk LNG maupun CNG terbukti dapat menurunkan level emisi karena pada dasarnya LNG maupun CNG merupakan gas *methane* yang bersih dari kotoran. Oleh karena itu proses pembakaran yang terjadi pun juga bersih.

	KARAKTERISTIK	BBM		BBG		
		(HSD)	(MDO)	LNG	CNG	
1	Chemical Formula	C <sub>8</sub> ~ C <sub>25</sub>	C <sub>12</sub> H <sub>24</sub>	CH <sub>4</sub>	CH <sub>4</sub>	
2	Liquid Density	kg/m <sup>3</sup>	840	880	426	554
3	Gas Density at 25 <sup>o</sup> C	kg/m <sup>3</sup>	-	-	0,656	-
4	Specific Gravity (Air=1)		0,86 ~ 0,89		0,554	0,610
5	Flash Point	<sup>o</sup> C	74	64	-187	-184
6	Auto Ignition Temperature	<sup>o</sup> C	316	220	540	540
7	Limits of Flammability	%	0,6 ~ 6	0,5 ~ 5	5,3 ~ 14	4,3 ~ 15
8	Nilai Kalor (LHV)	Kcal/kg	10.277	9800	11.950	11.267
9	Nilai Kalor (HHV)	Kcal/kg	11.233	10.075	13.272	12.482

Gambar 2.2. Karakteristik Bahan Bakar untuk Kapal.

### 2.3 Dual Fuel Diesel Engine

*Dual Fuel Diesel Engine* pada dasarnya sama dengan mesin diesel pada umumnya. Yang membedakan yaitu adanya *equipment* tambahan untuk *intake* gas yang berupa LNG maupun CNG yang biasanya terletak di saluran *intake* udara sebelum *intake valve*. Teknologi *dual fuel* ini sudah banyak diaplikasikan pada industri maupun transportasi darat yang perkembangannya lebih cepat dibandingkan dengan teknologi untuk pemanfaatan gas sebagai bahan bakar di kapal. Menurut Marques (2017), teknologi lain yang terbukti handal dan dapat bekerja dengan sempurna pada industri dan transportasi darat belum tentu layak untuk diaplikasikan di kapal. Penggunaan pada peralatan *marine use* menuntut peningkatan spesifikasi yang lebih khusus terkait pola operasi kapal, standar *safety* yang lebih ketat, serta *availability* yang tinggi karena kapal beroperasi pada daerah yang relatif jauh dari fasilitas perbaikan di darat.

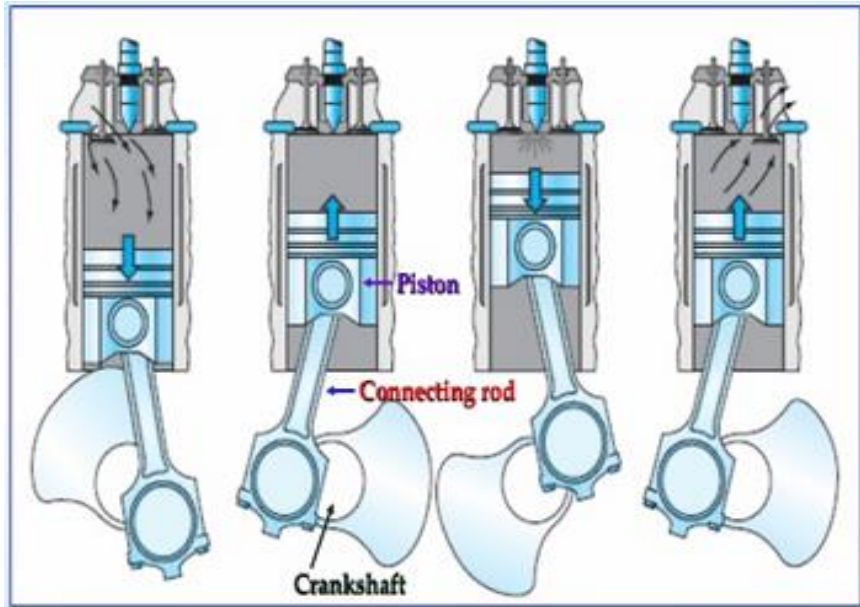
Menurut Theotokatos (2016), *engine* dengan DF mode dapat beroperasi dengan *Air-Fuel equivalence ratio* pada nilai 2,1 hingga 2,3 yang bisa dibilang hampir konstan. Nilai ini sedikit lebih tinggi dibandingkan dengan *AF equivalence ratio* pada Diesel mode dalam upaya untuk mendapatkan *flow rate* udara yang lebih tinggi. Percobaan Theotokatos menunjukkan penurunan emisi CO<sub>2</sub> hingga 25% dan emisi NO<sub>x</sub> hingga 85% pada DF mode.

Prinsip homogenisasi antara udara dan bahan bakar adalah prinsip kerja mesin otto. Selanjutnya gas dan udara telah homogen kemudian mengalami proses kompresi. Pada akhir proses kompresi, ketika gas dan udara memiliki tekanan dan suhu tertentu, bahan bakar diesel diinjeksikan ke dalam ruang bakar yang menghasilkan proses pembakaran. Inilah prinsip kerja mesin diesel pada umumnya (Semin, 2018).

Prinsip kerja pada *Dual Fuel Diesel Engine* ditunjukkan pada gambar 2.3. Langkah kerja pada Diesel mode dan gambar 2.4 Langkah kerja pada DF mode. Pada mode Diesel, langkah kerja *engine* seperti pada umumnya yaitu :

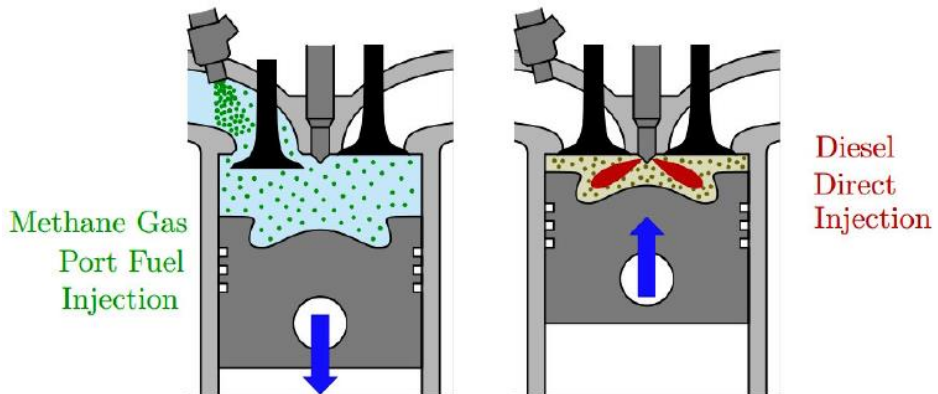
1. Langkah hisap  
Udara masuk melalui *intake valve* ketika piston bergerak dari TMA ke TMB dan katup *exhaust valve* tertutup.
2. Langkah kompresi  
Proses pemampatan udara oleh torak saat bergerak dari TMB ke TMA. Kedua katup intake dan exhaust tertutup sehingga tekanan dan suhu udara di ruang bakar naik.
3. Langkah kerja  
Tahap penyemprotan bahan bakar beberapa derajat sebelum piston sampai pada TMA yang mengakibatkan terjadinya pembakaran sehingga piston bergerak mendorong dan bekerja dari TMA ke TMB.
4. Langkah buang  
Tahap pembuangan gas sisa pembakaran ketika piston bergerak dari TMB ke TMA. Hasil pembakaran dibuang melalui *exhaust valve* ketika piston bergerak dari TMB ke TMA, *exhaust valve* dalam kondisi terbuka dan *intake valve* dalam kondisi tertutup.

Sedangkan pada mode DF, prinsip kerjanya yaitu memasukkan gas metana (CNG) bersama dengan udara bersih pada saat *intake valve* terbuka atau langkah hisap. Pada saat posisi piston mendekati *TDC*, bahan bakar solar diinjeksikan ke dalam ruang bakar sehingga terjadi proses pembakaran. Dalam hal ini bahan bakar solar hanya digunakan sebagai penyala dari campuran gas dan udara yang terkompresi.



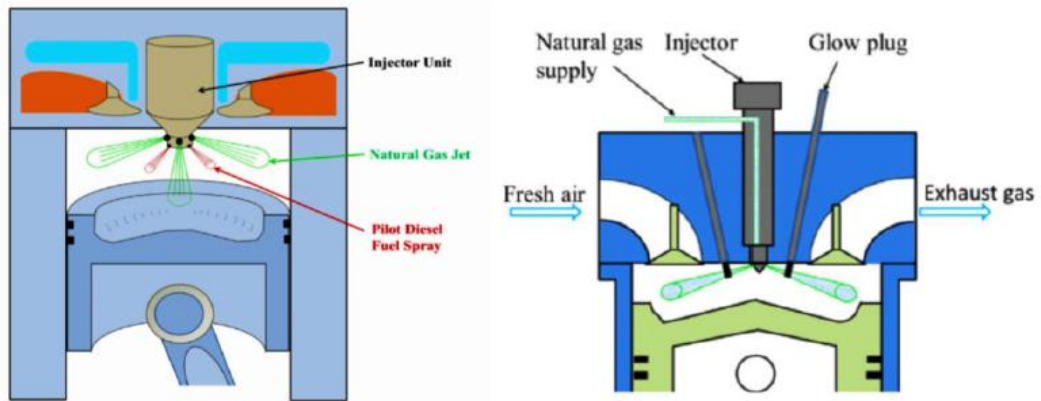
Gambar 2.3. Langkah kerja pada Diesel mode

Menurut Hutter (2017), gas metana pada bahan bakar gas berupa LNG maupun CNG tidak dapat dinyalakan secara langsung oleh tekanan di dalam silinder atau dengan kata lain gas metana membutuhkan temperatur yang tinggi untuk dapat terbakar dengan sendirinya (*auto ignition temperature*). Untuk penyalanya digunakan bahan bakar minyak dengan jumlah sedikit yang diinjeksikan secara langsung ke ruang bakar sebagai *pilot burner*.



Gambar 2.4. Langkah kerja pada DF mode

Dari tipe mesin DF konvensional dapat dikembangkan menjadi beberapa model alternatif sebagai berikut :



Gambar 2.5. (kiri) High Pressure direct injection system, (kanan) hot surface assisted Compression Ignition. (Wei, 2016)

## 2.4 Pemodelan CFD (Computational Fluid Dynamic)

Perkembangan teknologi komputer mulai dari produk-produk softwrenya sangat menunjang bidang keilmuan seperti FEM, FDM, dan CFD (*Computational Fluid Dynamics*) menjadikan analisa untuk aliran pada *combustion chamber* menjadi sangat akurat. Software untuk mendukung proses analisa pun juga bermacam-macam sesuai untuk kebutuhan analisa. Dalam penelitian ini akan digunakan *software* SOLIDWORKS dan ANSYS untuk menunjang proses analisa.

Pemodelan CFD merupakan analisa yang dilakukan terhadap laju fluida baik berupa gas maupun berupa *liquid* (bahan bakar) ketika terjadi proses *combustion* pada ruang bakar (Bawankar, 2016). Tujuan dari analisa ini adalah untuk mengetahui arah fluida-fluida sebelum dan setelah terjadi pembakaran. Dalam penelitian ini juga dikombinasikan antara jumlah bahan bakar gas dan bahan bakar minyak. Selanjutnya dilakukan pemodelan terhadap pengaruh fluida di ruang bakar.

Pada dasarnya pemodelan CFD menggunakan persamaan dasar dinamika fluida, momentum, dan energi. Persamaan-persamaan ini merupakan pernyataan matematis untuk tiga prinsip dasar fisika :

- a. Hukum kekekalan massa (*Equation of continuity*)

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

- b. Hukum Kekekalan Momentum (*Newton's Second Law of Motion*)

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

- c. Hukum kekekalan Energi (*1<sup>st</sup> Law of Thermodynamics*)

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

Pada CFD terdiri dari tiga unsur utama yaitu :

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

## 2.5 Solid Works

*SolidWorks* merupakan software program mekanikal 3D CAD yang berjalan pada microsoft windows dan di dirikan oleh Dassault Systemes. Software ini memiliki "parametrik" modelling yang solid yang diperuntukan untuk pemodelan desain 3-D. Parametrik sendiri itu berarti bahwa dimensi dapat memiliki hubungan antara satu dengan yang lainnya dan dapat diubah pada saat proses desain dan secara otomatis mengubah part solid dan dokumentasi terkait (blueprint).

File SolidWorks menggunakan penyimpanan file format microsoft yang terstruktur, yang berarti bahwa ada berbagai file tertanam dalam setiap SLDDRW (file gambar), SLDPRT (part file), SLDASM (file assembly), dengan bitmap preview dan metadata sub-file. Berbagai macam tools dapat digunakan untuk mengekstrak sub-file, meskipun sub-file dalam banyak kasus menggunakan format file biner. SolidWorks adalah parasolid yang berbasis solid modelling, dan menggunakan pendekatan berbasis fitur-parametrik untuk membuat model dan assembly atau perakitan. Parameter mengacu pada pembatasan yang bernilai menentukan bentuk atau geometri dari model.

Parameter menggambar dapat berupa numerik, seperti panjang garis atau diameter lingkaran, atau geometris, seperti tangen, paralel, konsentris, horizontal atau vertikal. Parameter numerik dapat dikaitkan dengan satu sama lain melalui penggunaan hubungan, yang memungkinkan mereka untuk menangkap maksud dari desain yang dibuat.

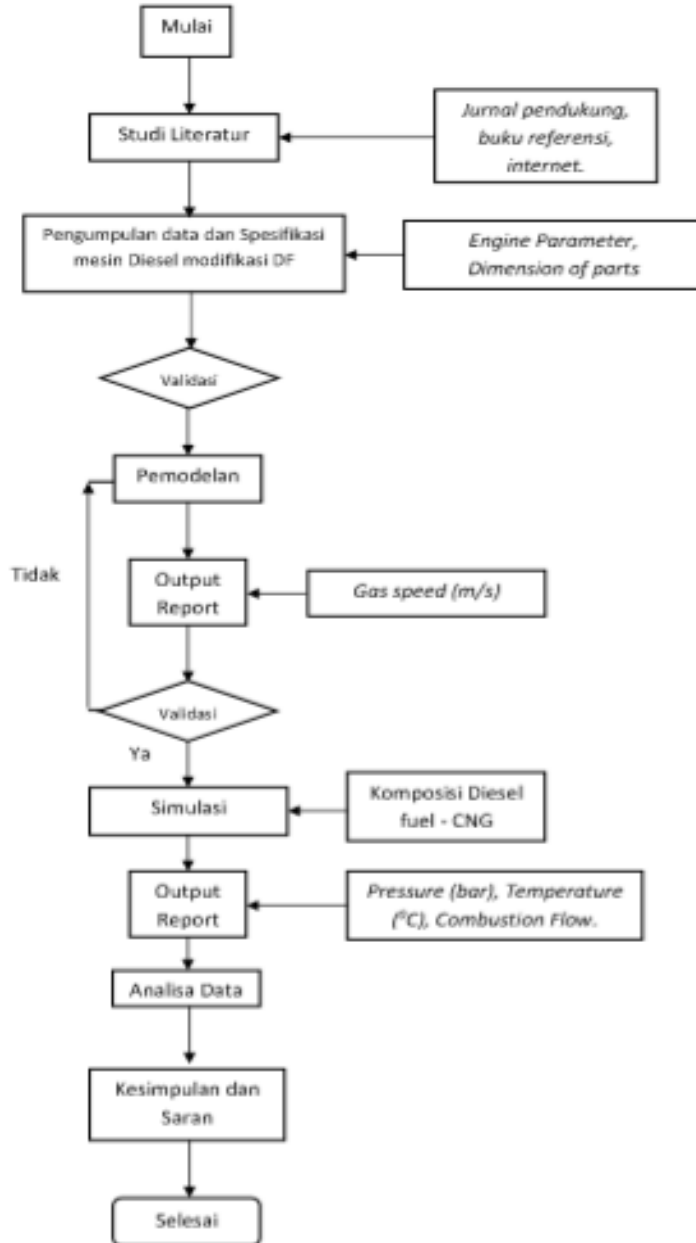
## 2.6 Ansys

Ansys merupakan *software* berbasisi FEA (*Finite Element Analysis*). Penggunaan Ansys mencakup simulasi struktur, panas, CFD atau dinamika fluida, akustik, dan elektromagnetik. Ansys merupakan *Computer Aided Engineering (CAE)* yang dikembangkan oleh ANSYS, Inc. Dalam tugas akhir ini Ansys digunakan untuk simulasi CFD dengan menggunakan solver FORTE.



### BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Dalam pembuatan skripsi ini, tentu saja memerlukan proses yang harus terstruktur. Hal tersebut haruslah ada, agar kedepannya dalam pengerjaan akan terasa lebih terarah dan lebih mudah. Dalam metodologi penelitian ini, akan diuraikan tahap demi tahap yang akan dilakukan dalam pengerjaan skripsi ini nantinya. Adapun tahapan-tahapannya adalah sebagai berikut :



Gambar 3.1 Flow Chart

### **3.1 Perumusan Masalah**

Perumusan masalah merupakan tahap awal dalam pelaksanaan skripsi. Tahap ini merupakan tahap yang sangat penting, dimana pada tahap inilah mengapa suatu permasalahan yang ada harus dipecahkan sehingga layak untuk dijadikan bahan dalam skripsi. Pencarian masalah dilakukan dengan cara menggali informasi mengenai masalah yang terjadi pada saat ini. Dari tahap ini juga, tujuan mengapa skripsi ini dikerjakan dapat diketahui. Dalam skripsi ini, masalah yang akan dibahas mengenai “Simulasi CFD untuk Mengetahui Pengaruh *Combustion Flow* pada Mesin Diesel *Dual Fuel*”.

### **3.2 Studi Literatur**

Setelah suatu permasalahan sudah diketahui, maka selanjutnya adalah studi literatur. Dimana yang harus dilakukan pada tahap ini, adalah mencari referensi permasalahan-permasalahan yang ada berikut solusinya dan juga mempelajari kedua hal tersebut untuk diimplementasikan pada skripsi ini, sehingga jelas apa saja yang harus dilakukan agar permasalahan tersebut dapat terpecahkan. Studi literatur dapat dilakukan dengan cara membawa paper atau jurnal yang berhubungan dengan permasalahan yang akan dipecahkan.

### **3.3 Pengumpulan Data**

Selanjutnya adalah pengumpulan data yang bertujuan memperoleh data dan informasi yang menunjang pengerjaan skripsi, mulai dari persiapan spesimen, data tertulis dari mesin, alat ukur dan aplikasi untuk penggambaran.

#### **a. Mempersiapkan Spesimen**

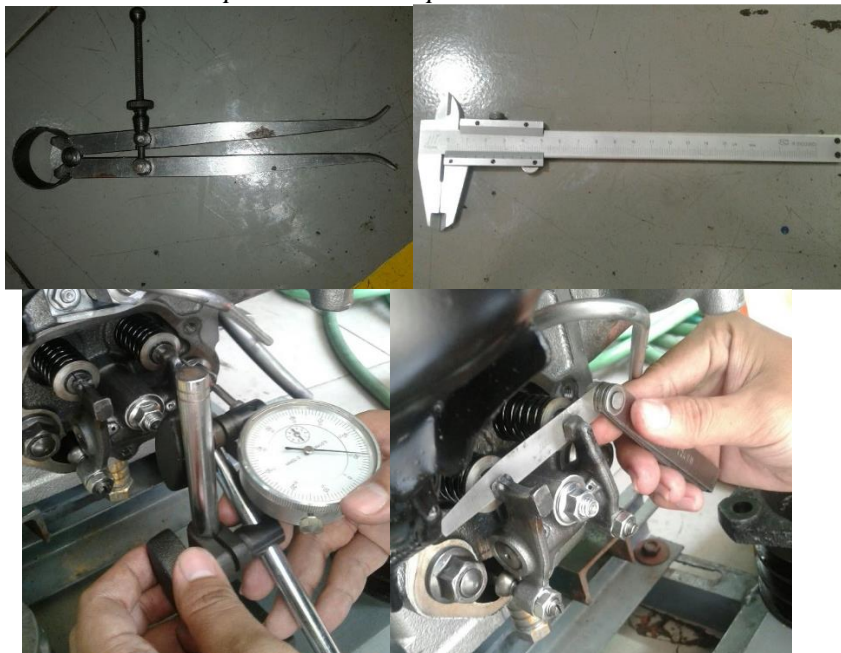
Mesin yang digunakan dalam penelitian ini adalah Yanmar TF 85 MH yang merupakan mesin diesel *single* silinder dengan tipe pendinginan *hopper*. Komponen yang digunakan sebagai acuan dalam penelitian ini yaitu *cylinder liner* mulai dari ukuran *bore x stroke*, geometri saluran *intake* dan *exhaust*, dimensi *intake valve* dan *exhaust valve*, geometri *piston crown*, serta posisi penginjeksian gas CNG. Pengambilan data ini juga mengacu pada Buku Pedoman Reparasi (BPR) mesin sehingga dalam proses pemodelan dan simulasi mendekati kondisi riil.



Gambar 3.2 Yanmar TF 85 MH

b. Pengukuran spesimen

Dalam proses pengukuran yang akan digunakan sebagai acuan untuk proses pemodelan dilakukan menggunakan *vernier caliper* atau jangka sorong, *spring kaliper*, *dial gauge*, *filler gauge*. *Vernier caliper* digunakan untuk mengukur diameter dalam, diameter luar, dan kedalaman. *Spring caliper* untuk mengukur radius dari bentuk *intake* dan *exhaust port*. *Protractor* digunakan untuk pengukuran sudut-sudut pada *valve* dan geometri dari *intake port* dan *exhaust port*.



Gambar 3.3 Beberapa alat ukur yang digunakan



*Gambar 3.4 Cylinder Head*



*Gambar 3.5 cylinder head*



*Gambar 3.6 intake & exhaust valve*



*Gambar 3.7 pengukuran pada valve*



*Gambar 3.8 exhaust port & intake port*

c. Perhitungan *Pressure* dan *Temperature*

Dalam kondisi nyata, mesin diesel menghasilkan pembakaran ketika langkah ekspansi (meningkatnya *pressure*). Pada langkah ini juga terjadi kenaikan *temperature* hingga mencapai suhu paling tinggi dalam satu siklus mesin diesel. Dengan mengetahui spesifikasi dari mesin, perbandingan kompresi dan tipe bahan bakar, maka dapat dicari *pressure* dan *temperature* tertinggi sehingga mendapatkan pembakaran yang optimal. Berikut adalah perhitungan yang digunakan sebagai acuan untuk input data pada proses percobaan yang mengacu kepada buku "*Fundamental of Internal Combustion Engine*":

1. *Langkah hisap*

$$W_{6-1} = P_0 (v_1 - v_6)$$

2. *Langkah Kompresi*

$$T_2 = T_1 (v_1/v_2)^{k-1} = T_1 (V_1/V_2)^k = P_1 (r_c)^k$$

$$P_2 = P_1 (v_1/v_2)^k = P_1 (V_1/V_2)^k = P_1 (r_c)^k$$

$$V_2 = V_{TDC}$$

$$Q_{1-2} = 0$$

$$W_{1-2} = (P_2 v_2 - P_1 v_1)/(1-k) = R (T_2 - T_1)/(1-k) \\ = (u_1 - u_2) = c_v (T_1 - T_2)$$

3. *Pemasukan Bahan Bakar*

$$Q_{2-3} = Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c = m_m c_p (T_3 - T_2) = (m_a + m_f) c_p (T_3 - T_2)$$

$$Q_{HV} \eta_c = (AF + 1) c_p (T_3 - T_2)$$

$$q_{2-3} = q_{in} = c_p (T_3 - T_2) = (h_3 - h_2)$$

$$W_{2-3} = q_{2-3} - (u_3 - u_2) = P_2 (v_3 - v_2)$$

$$T_3 = T_{max}$$

4. *Langkah Ekspansi*

$$Q_{3-4} = 0$$

$$T_4 = T_3 (v_3/v_4)^{k-1} = T_3 (V_3/V_4)^{k-1}$$

$$P_4 = P_3 (v_3/v_4)^k = P_3 (V_3/V_4)^k$$

$$W_{3-4} = (P_4 v_4 - P_3 v_3)/(1-k) = R (T_4 - T_3)/(1-k) \\ = (u_3 - u_4) = c_v (T_3 - T_4)$$

5. *Langkah Buang*

$$v_5 = v_4 = v_1 = v_{BDC}$$

$$W_{4-5} = 0$$

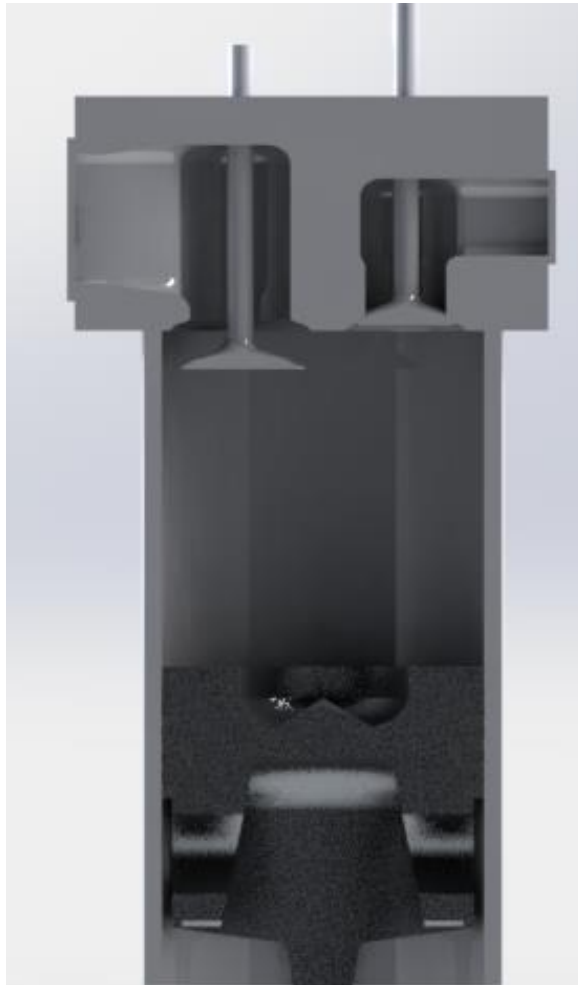
$$Q_{4-5} = Q_{out} = m_v c_v (T_5 - T_4) = m_m c_v (T_1 - T_4)$$

### 3.4 Pemodelan

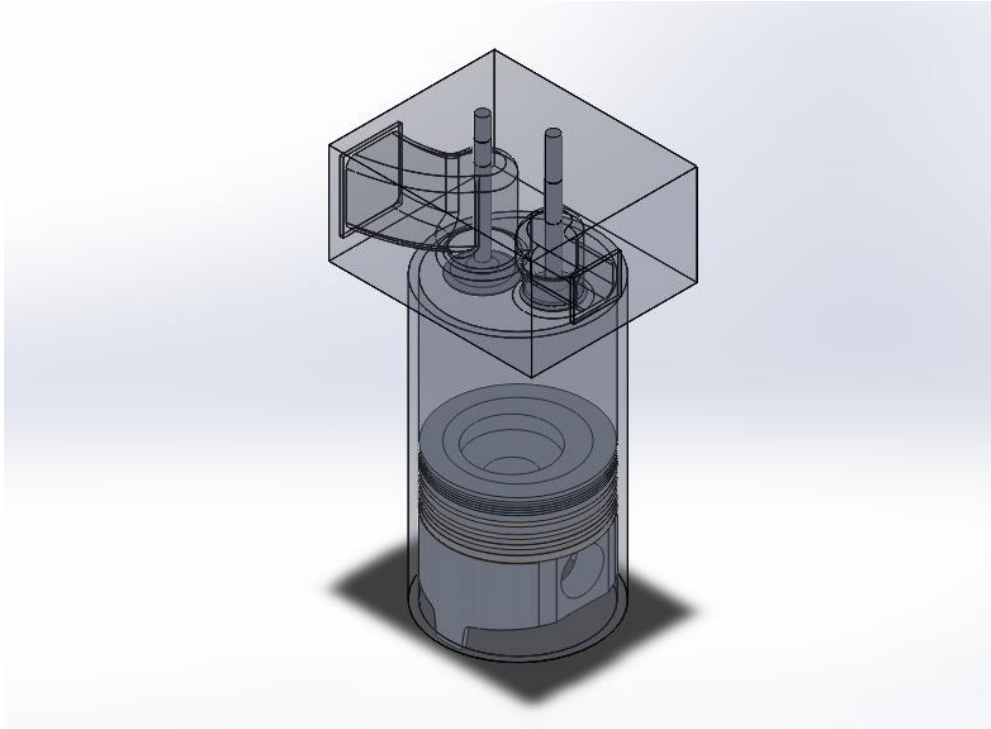
Pemodelan dilakukan menggunakan software SolidWork dan Ansys berdasarkan parameter yang telah tersedia dan selanjutnya dilakukan analisa berupa *flow* komposisi Diesel Fuel-CNG yang bervariasi.

a. Pemodelan Komponen

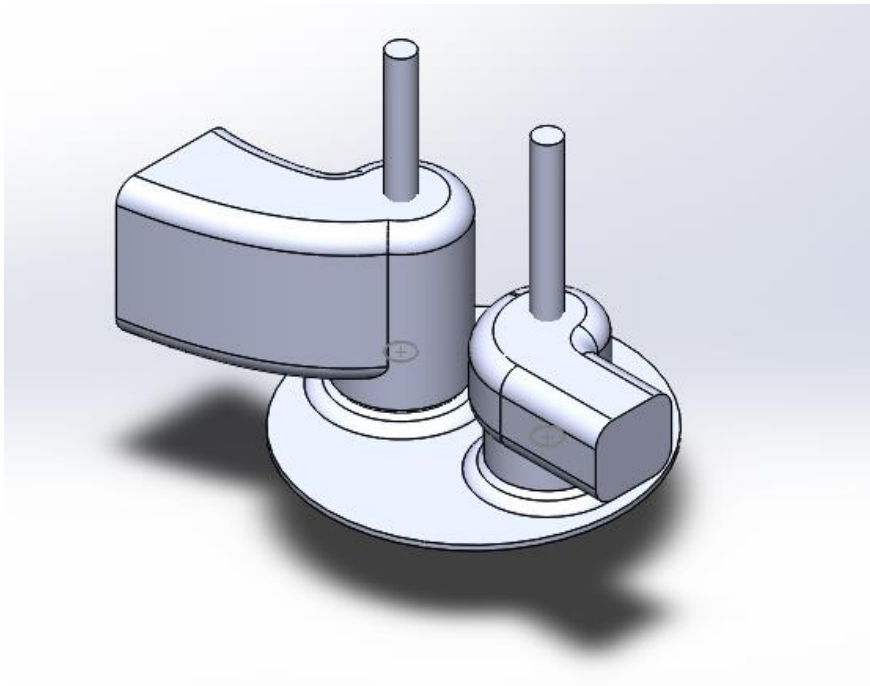
Pemodelan dari spesimen dilakukan menggunakan software Solidworks.



*Gambar 3.9 Front view Model untuk validasi data*

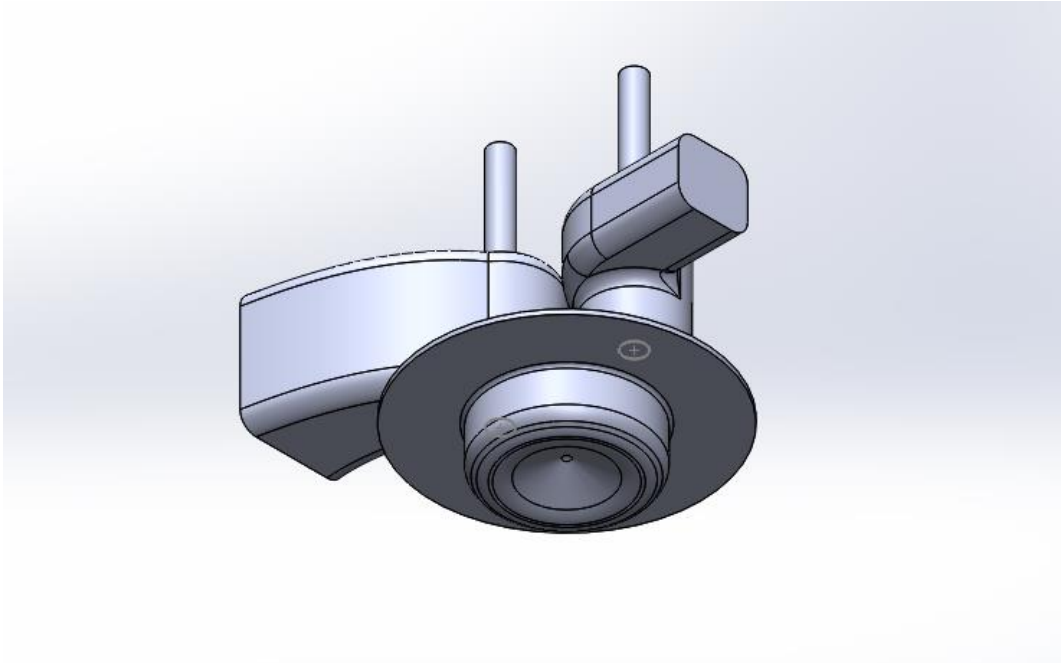


*Gambar 3.10 Isometric view Model untuk validasi data*



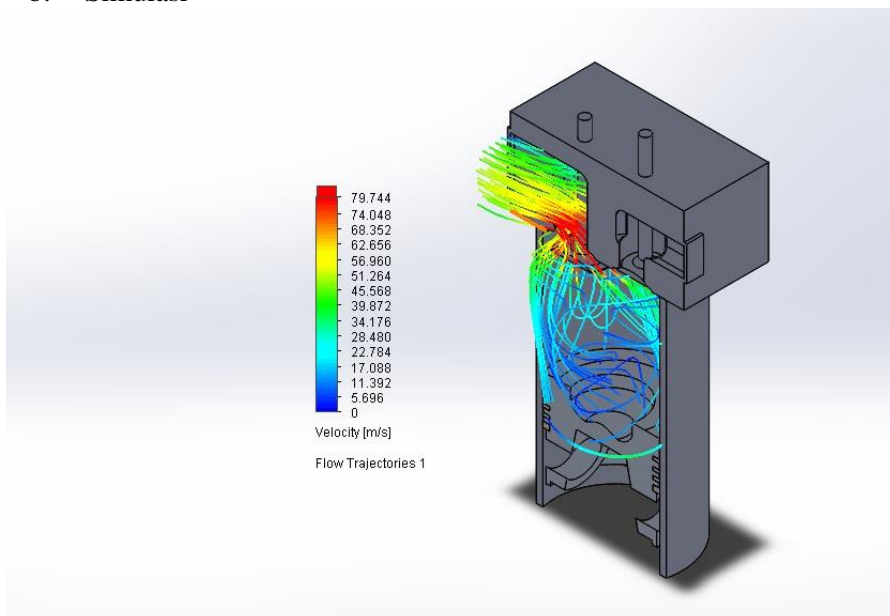
*Gambar 3.11 Isometric view Model untuk simulasi*



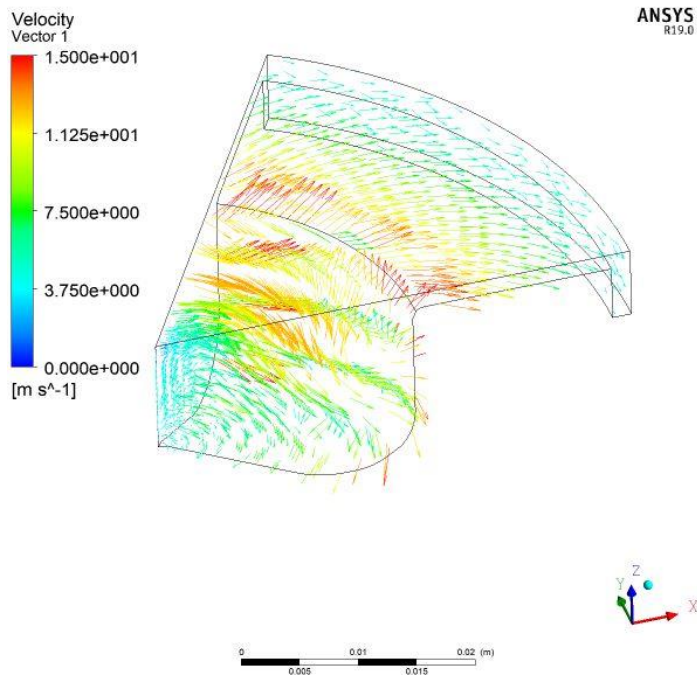


*Gambar 3.12 Isometric view Model untuk simulasi*

b. Simulasi



*Gambar 3.13 Contoh simulasi menggunakan Solidworks untuk validasi*



Gambar 3.14 Contoh simulasi menggunakan software Ansys

### 3.5 Output Report

Output report merupakan hasil dari analisa berbagai variasi Diesel fuel-CNG yang telah disimulasikan yang berupa *flow* dari fluida ketika proses pembakaran serta parameter lainnya.

### 3.6 Validasi

Validasi merupakan langkah untuk memastikan bahwa data yang diambil sudah sesuai parameter yang diujikan.

### 3.7 Analisa Data

Analisa data bertujuan untuk menganalisa data yang telah diolah sehingga layak untuk disajikan.

### 3.8 Kesimpulan dan Saran

Kesimpulan dan saran diambil berdasarkan proses pengujian yang telah dilakukan dan dijelaskan inti dari penelitian ini.

## BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

### 4.1 *Perhitungan Termodinamika*

Perhitungan termodinamika bertujuan sebagai acuan untuk menentukan berapa *pressure* dan *temperature* maksimal dari campuran bahan bakar dan udara sehingga dapat terjadi pembakaran yang optimal. *Pressure* dan *temperature* yang optimal tersebut digunakan sebagai acuan dalam simulasi untuk menentukan kombinasi bahan bakar yang sesuai.

#### 4.1.1 Spesifikasi Mesin

Mesin yang digunakan dalam penelitian ini yaitu Yanmar TF 85 MH dengan pendingin tipe Hopper. Berikut adalah data utama mesin untuk perhitungan termodinamika :

Bore	= 85 mm
Stroke	= 87 mm
CR	= 18 :1
VL	$= \frac{Bore^2 \times Stroke \times 0,785}{1000} = 493,431374 \text{ cc}$
VC	$= \frac{VL}{CR-1} = 29,05375 \text{ cc}$
Timing Injection	= 18 BTDC
T in	= 60 °C
P in	= 0,98 atm
Eksponen polytropis	= 1,35
Residual Air Process	= 2,78%
AFR	= 18 : 1
Fuel Energy (Solar)	= 42500 kJ/Kg

#### 4.1.2 State 1 (Intake Stroke)

Kondisi ketika mesin melakukan langkah intake :

$$T_1 = 60^\circ C + 273,15 = 333,15 \text{ K}$$

$$P_1 = 0,98 \text{ atm} \times 101,325 = 99,2985 \text{ kPa}$$

$$V_1 = \frac{(493,431375 + 29,025375)}{100000} = 0,00522457 \text{ m}^3$$

Massa dari campuran udara dan bahan bakar :

$$Mm = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = 0,00542589 \text{ kg}$$

Massa Fuel yang diinjeksikan

$$mf = mm \times (100\% - 2,78\%) \times \left( \frac{1}{AFR + 1} \right) \\ = 0,00028 \text{ kg}$$

### 4.1.3 State 2 (Compression)

Kondisi ketika mesin melakukan langkah kompresi :

$$P_2 = P_1 (CR)^k = 4915,4193 \text{ kPa}$$

$$T_2 = T_1 (CR)^{k-1} = 916,1892 \text{ K} = 643,0309 \text{ }^\circ\text{C}$$

$V_2 = mRT_2/P_2 = 0,00029025 \text{ m}^3$  (sama dengan VC, karena pada saat kondisi top kompresi.

$$Q_{in} = mf \cdot Q_{hv} = 0,000308 \times 42500 = 11,799 \text{ kJ}$$

**TABLE A-1 THERMODYNAMIC PROPERTIES OF AIR**

Temperature		$c_p$	$c_v$	$k = c_p/c_v$	Gas Constant
K	$^\circ\text{C}$	(kJ/kg-K)	(kJ/kg-K)		$R = c_p - c_v$ (kJ/kg-K)
273	0	1.004	0.717	1.40	0.287
298	25	1.005	0.718	1.40	0.287
300	27	1.005	0.718	1.40	0.287
500	227	1.029	0.742	1.39	0.287
850	577	1.108	0.821	1.35	0.287
1000	727	1.140	0.853	1.34	0.287
1500	1227	1.210	0.923	1.31	0.287
2000	1727	1.249	0.962	1.30	0.287
2500	2227	1.274	0.987	1.29	0.287
3000	2727	1.291	1.004	1.29	0.287

Gambar 4.1 Tabel Thermodynamic Properties of Air

Temp	Cv
850	0,821
1000	0,852
915.15	0,835

Tabel 4.1 Hasil interpolasi dari table A-1

Mm.cv (T3-T2)

$$\begin{aligned} \text{Step 1} &= mm \times cv \\ &= 0,00542589 \times 0,835 = 000453 \text{ K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Step 2} &= Q_{in}/T2 \\ &= \left( \frac{11,799}{916,189} \right) \times 1000 \\ &= 12,8788 \text{ K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Step 3} &= \frac{\text{Step2}}{\text{Step1}} \\ &= 2842,21 \text{ K} \end{aligned}$$

$$T_3 = 2569,06 \text{ }^\circ\text{C}$$

#### 4.1.4 State 3 (*expansion*)

Konsisi ketika mesin melakukan langkah usaha atau power :

$$P_3 = P_2 = 4915,5193 \text{ kPa}$$

$$V_3 = \frac{MRT_3}{P_3} = \frac{0,00542589 \times 0,287 \times 2842,21}{4915,5193}$$

$$V_3 = 0,00080043 \text{ m}^3$$

#### 4.1.5 State 4 (*Exhaust*)

Konsisi ketika mesin melakukan langkah pembuangan sisa pembakaran :

$$V_4 = V_1 = 0,00522457 \text{ m}^3$$

$$T_4 = T_3 \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1}$$

$$T_4 = 1536,01803 \text{ K}$$

$$T_4 = 1262,86803^\circ \text{C}$$

$$P_4 = P_3 \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^k = 457,824662 \text{ kPa}$$

Dari 4 langkah perhitungan, didapatkan *Pressure max.* dan *Temperature max.*, yaitu :

$$P_{\max} = P_3 \times 0,00986923$$

$$= 4195,5193 \text{ kPa} \times 0,00986923$$

$$= 48,5114 \text{ Atm}$$

$$T_{\max} = T_3$$

$$= 2569,0633^\circ \text{C}$$

#### 4.1.6 Work

$$W_{2-3} = P(V_3 - V_2)$$

$$= 2,994 \text{ kJ}$$

$$W_{3-4} = \frac{mR(T_4 - T_3)}{1-k}$$

$$= 5,811 \text{ kJ}$$

$$W_{1-2} = \frac{mR(T_2 - T_1)}{1-k}$$

$$= -2,594 \text{ kJ}$$

$$W_{\text{net}} = 6,216 \text{ kJ}$$

#### 4.1.7 Mean Effectif Pressure

$$\eta_t \text{ indicate} = W_{\text{net}}/Q_{\text{in}}$$

$$= 6,226 / 11,799$$

$$= 53\%$$

$$\begin{aligned}
\text{Cut Off Ratio} &= \left(\frac{V_3}{V_2}\right) \\
&= \left(\frac{0,00090043}{0,000290254}\right) \\
&= 3,1022 \\
\eta_t &= \eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \frac{(\beta^\gamma - 1)}{y(\beta - 1)} \\
&= 94 \% \\
\text{T exhaust} &= T_{ex} = T_4 \left(\frac{P_{ex}}{P_4}\right)^{(k-1)/k} \\
&= 666,419 \text{ K} \\
&= 393,26 \text{ C} \\
\text{Exhaust Residual} = X_r &= \left(\frac{1}{Rc}\right) \left(\frac{T_4}{T_{ex}}\right) \left(\frac{P_{ex}}{P_4}\right) \\
&= 2,78\% \\
\text{Suhu udara masuk} = X_m 1 &= (X_r T_{ex}) + (1 - X_r) T_a \\
&= 313,7 \text{ Kelvin} \\
&= 40,52 \text{ Celcius} \\
\text{Efisiensi Volumetris} &= \eta_v = \frac{m_a}{\rho_a V_d} \\
&= 88\% \\
\text{Mean Efectif Pressure} &= P_m = \frac{P_1 r^{\gamma-1} (\beta^\gamma - 1)}{(y-1)(r-1)} \eta \gamma (\beta - 1) \\
&= 21,697 \text{ atm}
\end{aligned}$$

## 4.2 Perhitungan Power

Dengan dasar nilai termodinamika mesin yang sudah didapat seperti nilai tekanan MEP, tekanan tertinggi dan temperatur kerja dapat dimasukkan sebagai variabel menghitung power dan beberapa turunannya sebagai dasar validasi perhitungan kinerja *engine*.

$$N = a \left( \frac{\pi}{4} \frac{D^2 \times P_m \times L \times n \times Z}{100 \times 60 \times 75} \right)$$

- N = Tenaga
- D = Diameter Silinder
- Pm = MEP (*Mean Efectif Pressure*)
- L = Langkah Piston
- n = Putaran motor per menit
- Z = Jumlah Silinder
- a = Indikasi Putaran *crankshaft* (4 langkah = 2)

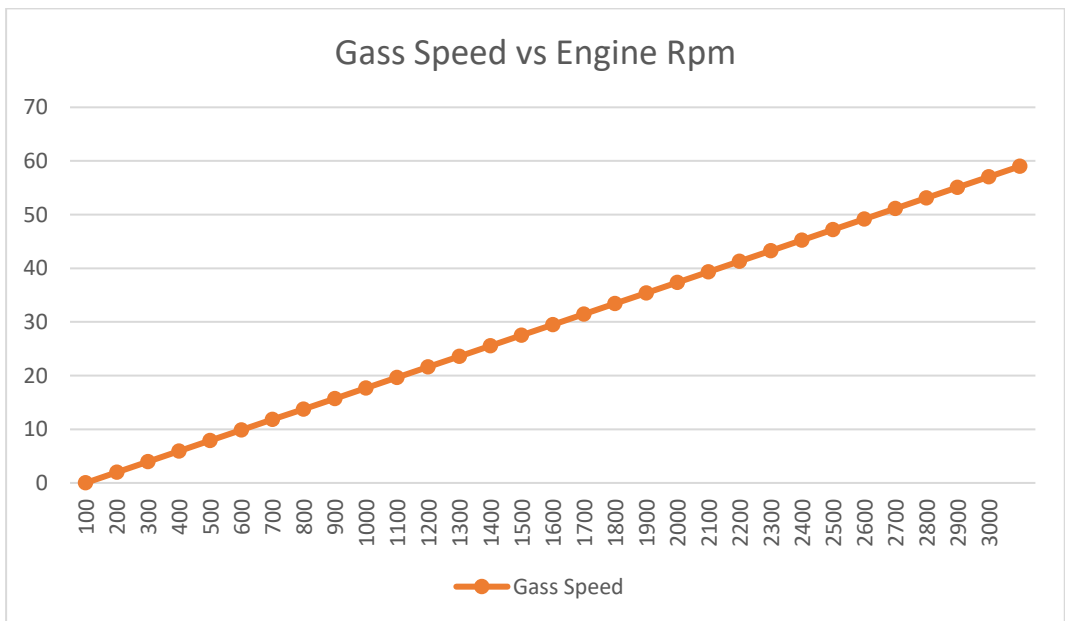
### Bahan Bakar Solar

Intlet Porting									
Bore	Stroke	Capacity	Engine RPM	Piston Speed	Intlet Porting	Steep 1	Step 2	Step 3	Gass Speed
85	87	493,431375	100	0,29	32,64	0,001065	0,0036737	0,007225	1,966688368
85	87	493,431375	200	0,58	32,64	0,001065	0,0018368	0,007225	3,933376736
85	87	493,431375	300	0,87	32,64	0,001065	0,0012246	0,007225	5,900065104
85	87	493,431375	400	1,16	32,64	0,001065	0,0009184	0,007225	7,866753472
85	87	493,431375	500	1,45	32,64	0,001065	0,0007347	0,007225	9,83344184
85	87	493,431375	600	1,74	32,64	0,001065	0,0006123	0,007225	11,80013021
85	87	493,431375	700	2,03	32,64	0,001065	0,0005248	0,007225	13,76681858
85	87	493,431375	800	2,32	32,64	0,001065	0,0004592	0,007225	15,73350694
85	87	493,431375	900	2,61	32,64	0,001065	0,0004082	0,007225	17,70019531
85	87	493,431375	1000	2,9	32,64	0,001065	0,0003674	0,007225	19,66688368
85	87	493,431375	1100	3,19	32,64	0,001065	0,000334	0,007225	21,63357205
85	87	493,431375	1200	3,48	32,64	0,001065	0,0003061	0,007225	23,60026042
85	87	493,431375	1300	3,77	32,64	0,001065	0,0002826	0,007225	25,56694878
85	87	493,431375	1400	4,06	32,64	0,001065	0,0002624	0,007225	27,53363715
85	87	493,431375	1500	4,35	32,64	0,001065	0,0002449	0,007225	29,50032552
85	87	493,431375	1600	4,64	32,64	0,001065	0,0002296	0,007225	31,46701389
85	87	493,431375	1700	4,93	32,64	0,001065	0,0002161	0,007225	33,43370226
85	87	493,431375	1800	5,22	32,64	0,001065	0,0002041	0,007225	35,40039063
85	87	493,431375	1900	5,51	32,64	0,001065	0,0001934	0,007225	37,36707899
85	87	493,431375	2000	5,8	32,64	0,001065	0,0001837	0,007225	39,33376736
85	87	493,431375	2100	6,09	32,64	0,001065	0,0001749	0,007225	41,30045573
85	87	493,431375	2200	6,38	32,64	0,001065	0,000167	0,007225	43,2671441
85	87	493,431375	2300	6,67	32,64	0,001065	0,0001597	0,007225	45,23383247
85	87	493,431375	2400	6,96	32,64	0,001065	0,0001531	0,007225	47,20052083
85	87	493,431375	2500	7,25	32,64	0,001065	0,0001469	0,007225	49,1672092
85	87	493,431375	2600	7,54	32,64	0,001065	0,0001413	0,007225	51,13389757
85	87	493,431375	2700	7,83	32,64	0,001065	0,0001361	0,007225	53,10058594
85	87	493,431375	2800	8,12	32,64	0,001065	0,0001312	0,007225	55,06727431
85	87	493,431375	2900	8,41	32,64	0,001065	0,0001267	0,007225	57,03396267
85	87	493,431375	3000	8,7	32,64	0,001065	0,0001225	0,007225	59,00065104

Tabel 4.2 Kalkulasi gass speed

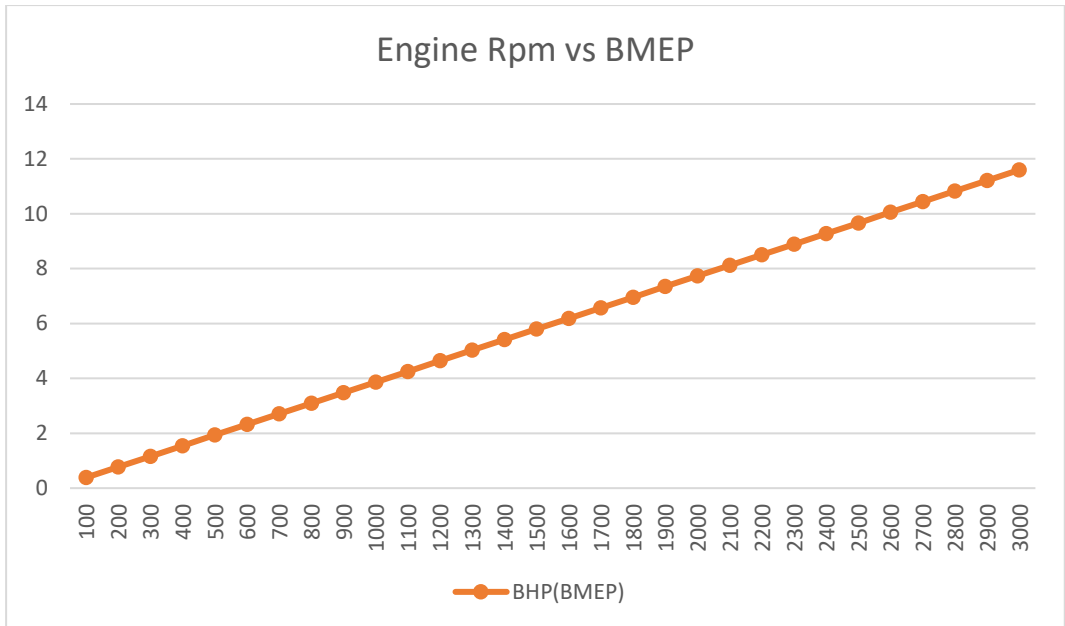
Bore (mm)	Stoke (m)	Tekanan Ekspansi (Kg/cm <sup>2</sup> )	RPM	Jumlah Silinder	Indikasi Putaran CRSFT	Volume Langkah	IHP (IMEP)	EHP (FMEP)	BHP (BMEP)	Torsi Nm	BSFC (gm/kW-hr)
85	87	21,7	100	1	2	493,4314	1,1883997	0,800981416	0,387418311	46,00283991	3873,65967
85	87	21,7	200	1	2	493,4314	2,3767995	1,601962833	0,774836622	92,00567981	1936,829835
85	87	21,7	300	1	2	493,4314	3,5651992	2,402944249	1,162254933	138,0085197	1291,21989
85	87	21,7	400	1	2	493,4314	4,7535989	3,203925665	1,549673245	184,0113596	968,4149176
85	87	21,7	500	1	2	493,4314	5,9419986	4,004907081	1,937091556	230,0141995	774,7319341
85	87	21,7	600	1	2	493,4314	7,1303984	4,805888498	2,324509867	276,0170394	645,6099451
85	87	21,7	700	1	2	493,4314	8,3187981	5,606869914	2,711928178	322,0198793	553,3799529
85	87	21,7	800	1	2	493,4314	9,5071978	6,40785133	3,099346489	368,0227193	484,2074588
85	87	21,7	900	1	2	493,4314	10,695598	7,208832746	3,4867648	414,0255592	430,40663
85	87	21,7	1000	1	2	493,4314	11,883997	8,009814163	3,874183111	460,0283991	387,365967
85	87	21,7	1100	1	2	493,4314	13,072397	8,810795579	4,261601422	506,031239	352,1508791
85	87	21,7	1200	1	2	493,4314	14,260797	9,611776995	4,649019734	552,0340789	322,8049725
85	87	21,7	1300	1	2	493,4314	15,449196	10,41275841	5,036438045	598,0369188	297,9738208
85	87	21,7	1400	1	2	493,4314	16,637596	11,21373983	5,423856356	644,0397587	276,6899765
85	87	21,7	1500	1	2	493,4314	17,825996	12,01472124	5,811274667	690,0425986	258,243978
85	87	21,7	1600	1	2	493,4314	19,014396	12,81570266	6,198692978	736,0454385	242,1037294
85	87	21,7	1700	1	2	493,4314	20,202795	13,61668408	6,586111289	782,0482784	227,8623336
85	87	21,7	1800	1	2	493,4314	21,391195	14,41766549	6,9735296	828,0511183	215,203315
85	87	21,7	1900	1	2	493,4314	22,579595	15,21864691	7,360947912	874,0539582	203,8768248
85	87	21,7	2000	1	2	493,4314	23,767995	16,01962833	7,748366223	920,0567981	193,6829835
85	87	21,7	2100	1	2	493,4314	24,956394	16,82060974	8,135784534	966,059638	184,4599843
85	87	21,7	2200	1	2	493,4314	26,144794	17,62159116	8,523202845	1012,062478	176,0754396
85	87	21,7	2300	1	2	493,4314	27,333194	18,42257257	8,910621156	1058,065318	168,4199857
85	87	21,7	2400	1	2	493,4314	28,521593	19,22355399	9,298039467	1104,068158	161,4024863
85	87	21,7	2500	1	2	493,4314	29,709993	20,02453541	9,685457778	1150,070998	154,9463868
85	87	21,7	2600	1	2	493,4314	30,898393	20,82551682	10,07287609	1196,073838	148,9869104
85	87	21,7	2700	1	2	493,4314	32,086793	21,62649824	10,4602944	1242,076677	143,4688767
85	87	21,7	2800	1	2	493,4314	33,275192	22,42747966	10,84771271	1288,079517	138,3449882
85	87	21,7	2900	1	2	493,4314	34,463592	23,22846107	11,23513102	1334,082357	133,5744714
85	87	21,7	3000	1	2	493,4314	35,651992	24,02944249	11,62254933	1380,085197	129,121989

Tabel 4.3 Kalkulasi BHP dan BSFC

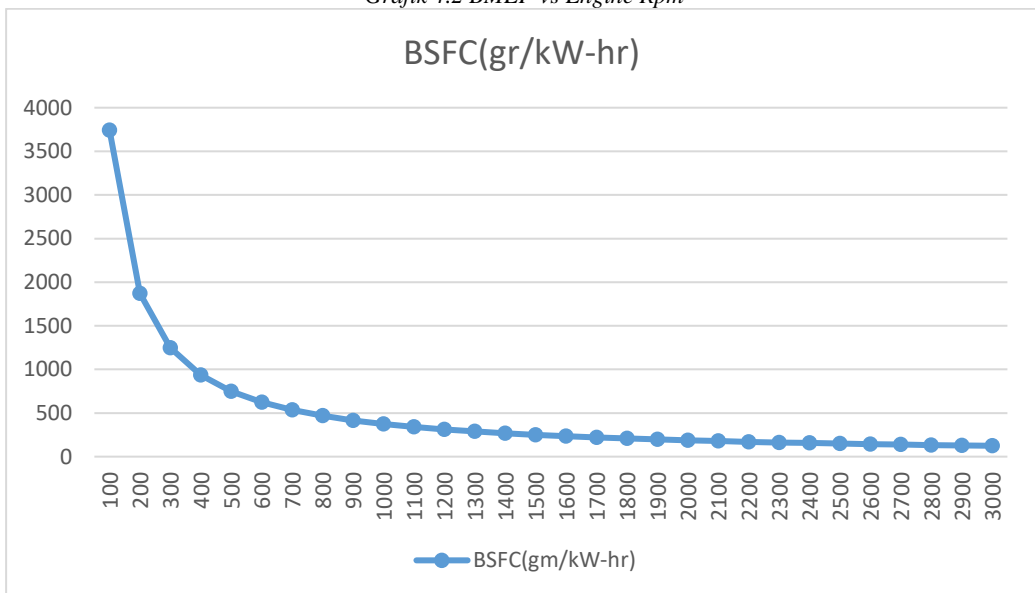


Grafik 4.1 Gass speed vs Engine Rpm





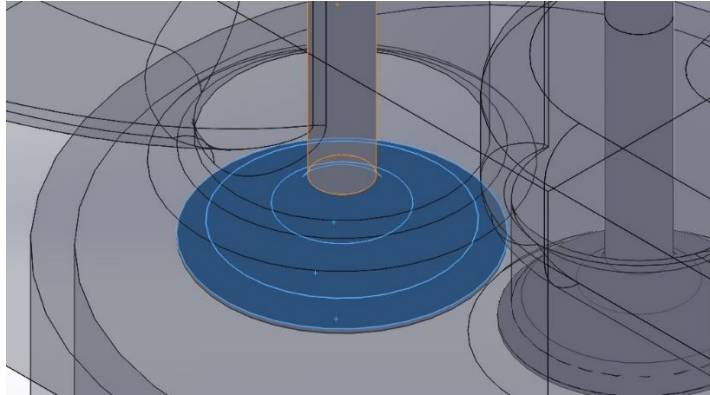
Grafik 4.2 BMEP vs Engine Rpm



Grafik 4.3 BSFC vs Engine Rpm

### 4.3 *Pemodelan dan Validasi*

Dari ketiga grafik yaitu grafik 4.1, 4.2, dan 4.3 diambil *gas speed vs Engine Rpm* sebagai acuan dalam melakukan proses validasi. Dalam pengambilan data *gas speed* dilakukan pada *intake port* dengan data kecepatan tertinggi ketika melalui *intake port* yang diasumsikan ketika melewati *intake valve*.

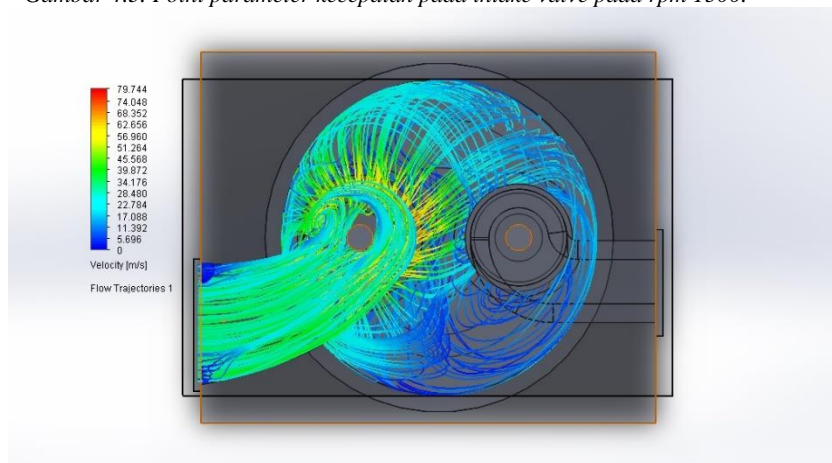


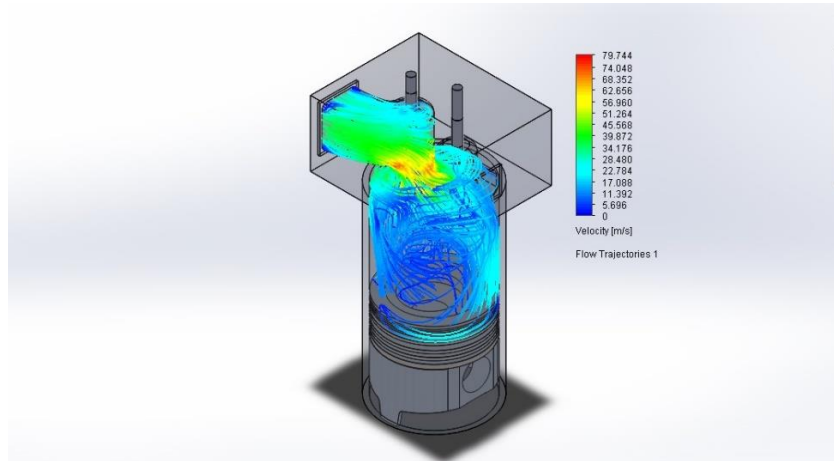
Gambar 4.2. Intake valve sebagai acuan pengambilan sample kecepatan.

Selanjutnya dilakukan pengambilan data kecepatan ketika fluida melalui intake valve.

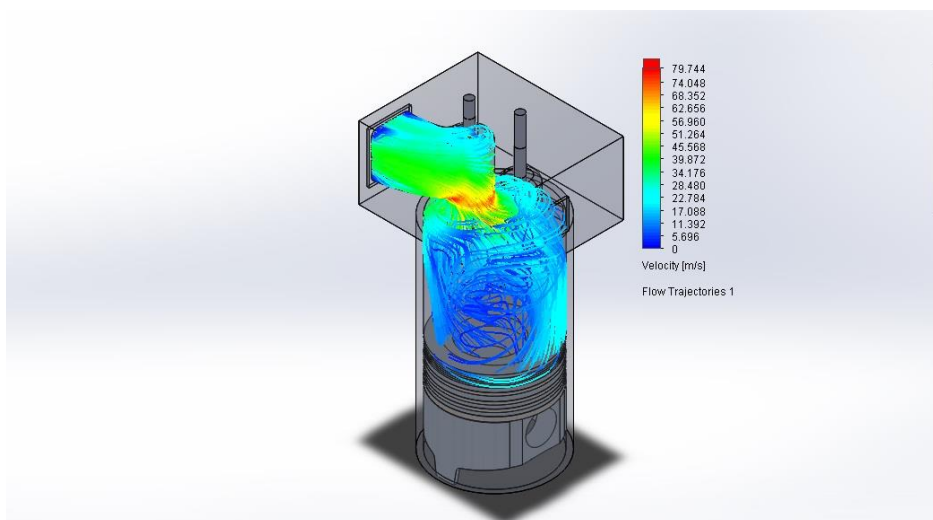
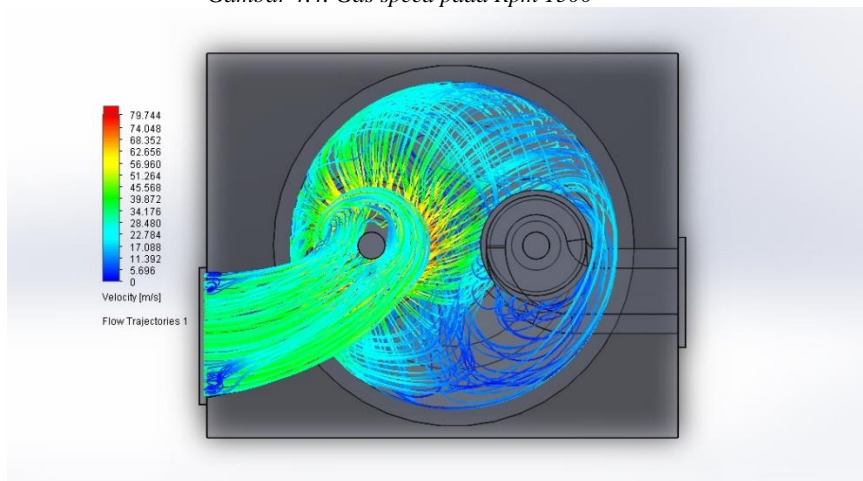
X [m]	Y [m]	Z [m]	Medium	Velocity [m/s]
-0.035	-0.069	-1.754	Fluid	3.553e-015
-0.034	-0.069	-1.744	Fluid	1.465e-014
-0.040	-0.069	-1.736	Fluid	3.553e-015
-0.050	-0.069	-1.734	Fluid	0
-0.059	-0.069	-1.739	Fluid	0
-0.064	-0.070	-1.747	Fluid	31.341

Gambar 4.3. Point parameter kecepatan pada intake valve pada rpm 1500.

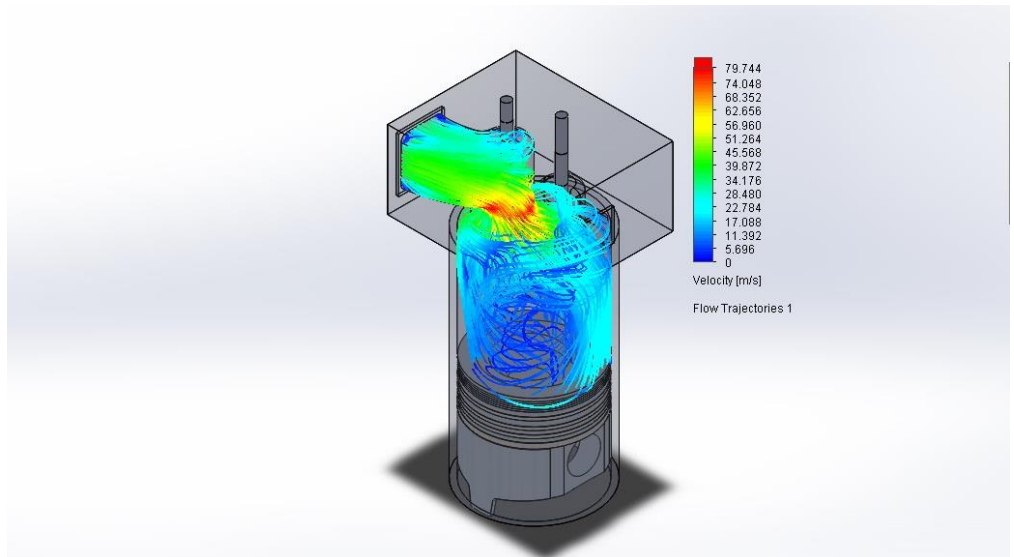
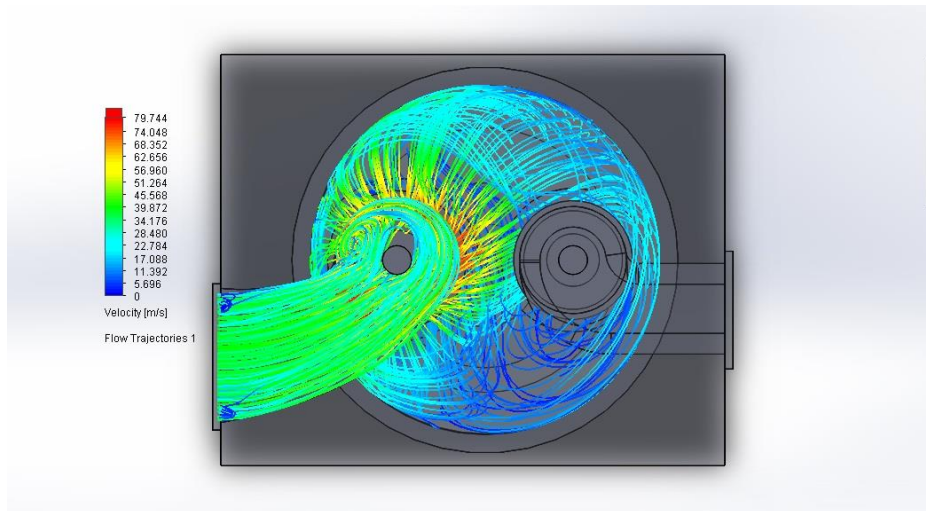




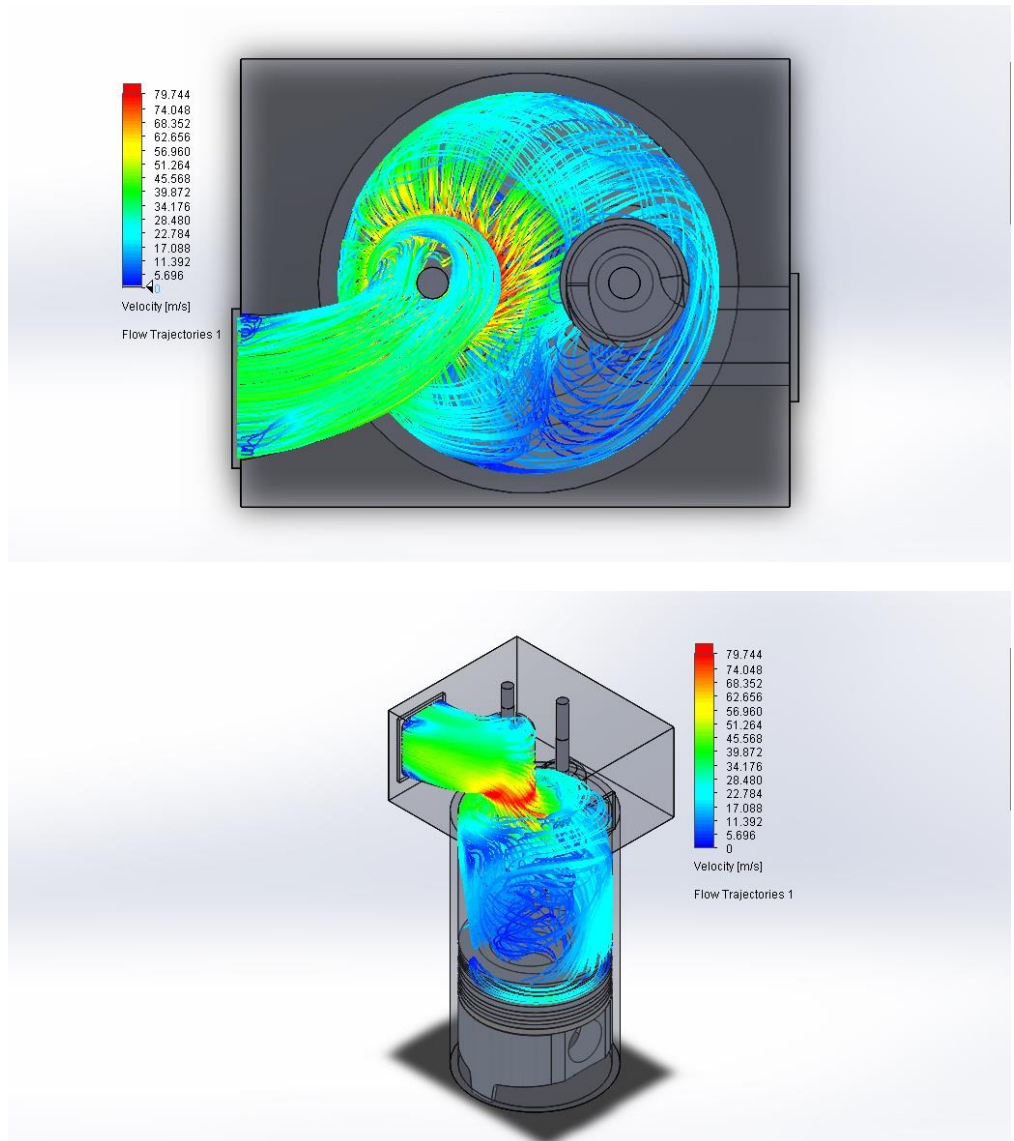
Gambar 4.4. Gas speed pada Rpm 1500



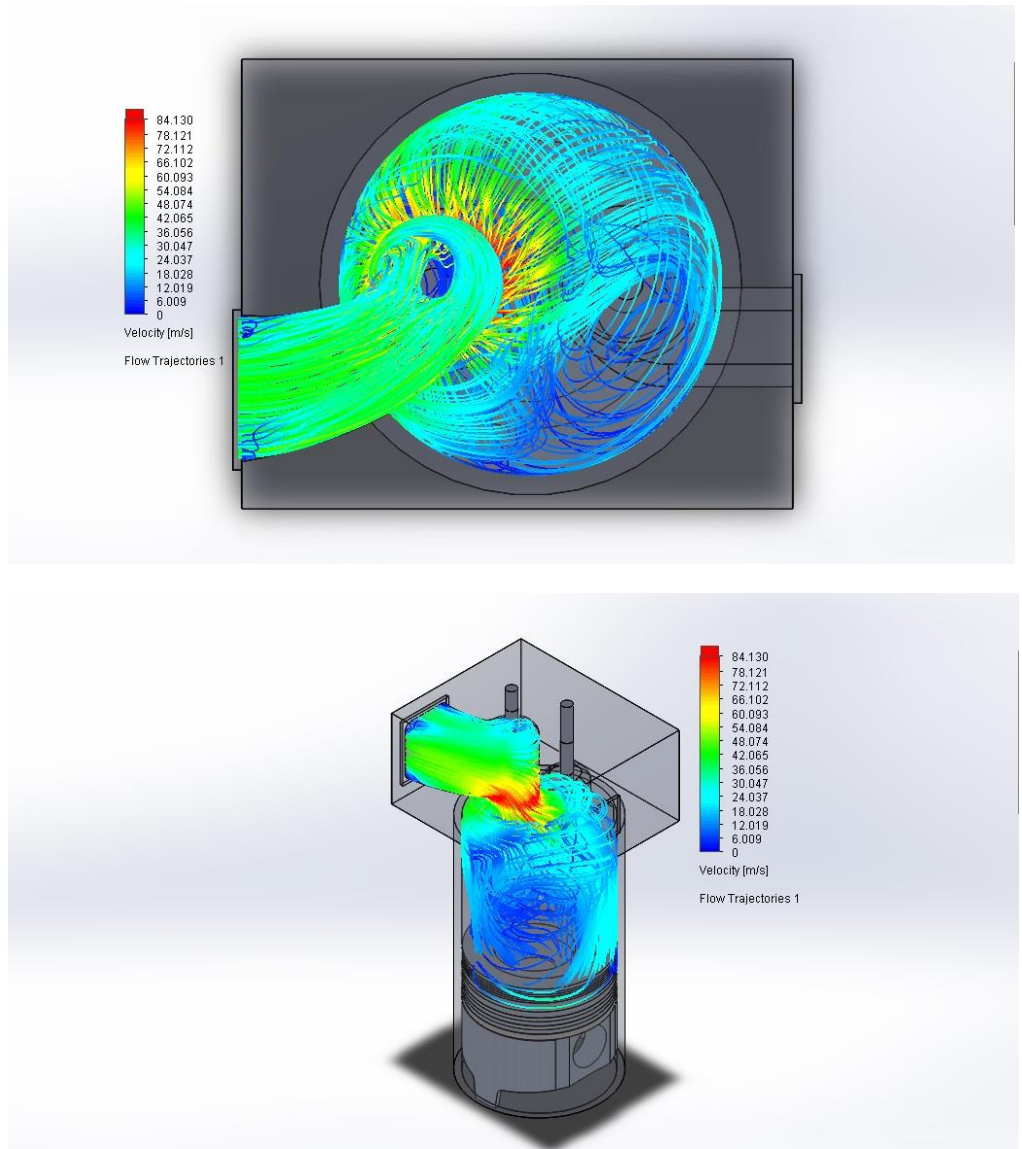
Gambar 4.5. Gas speed pada Rpm 1600



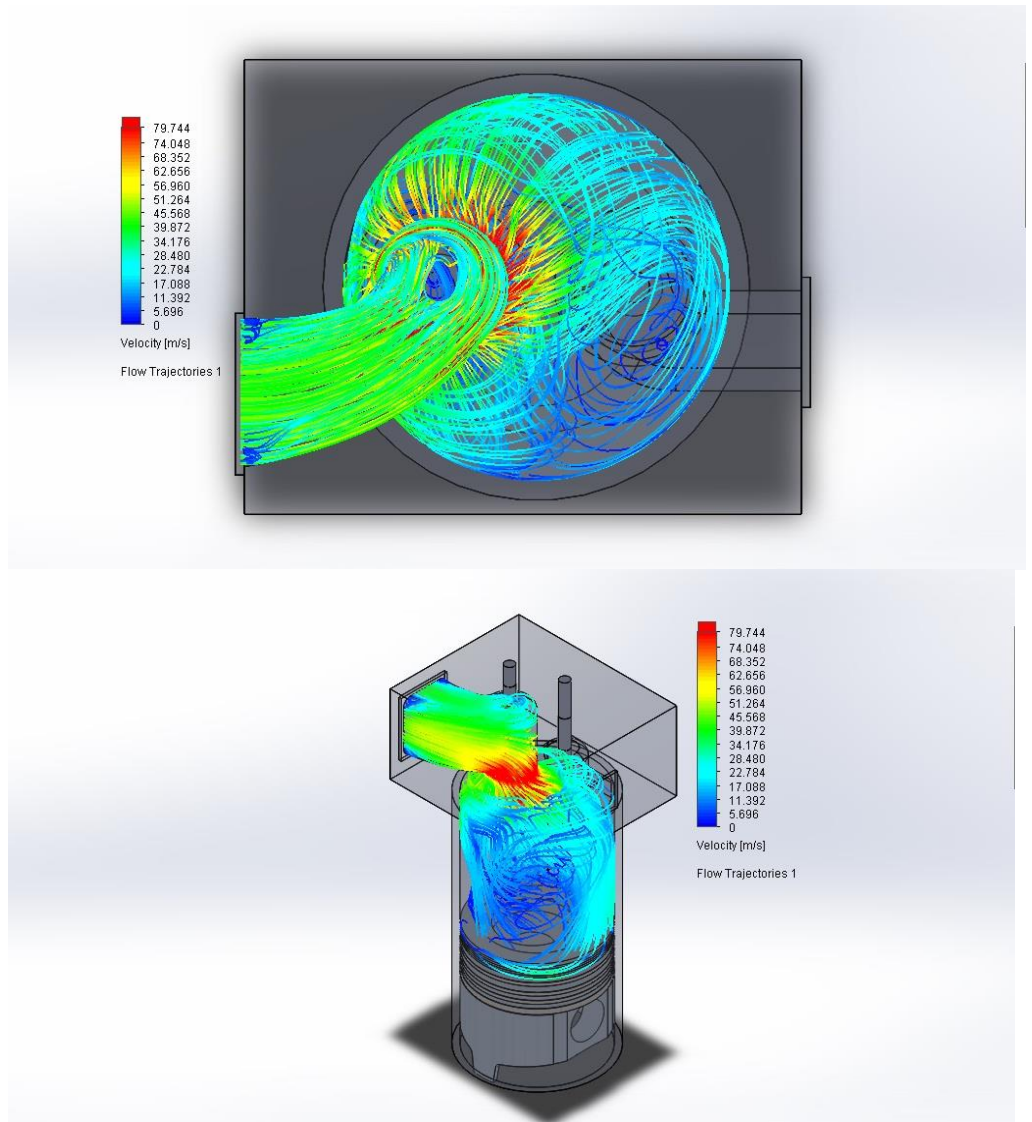
Gambar 4.6. Gas speed pada Rpm 1700



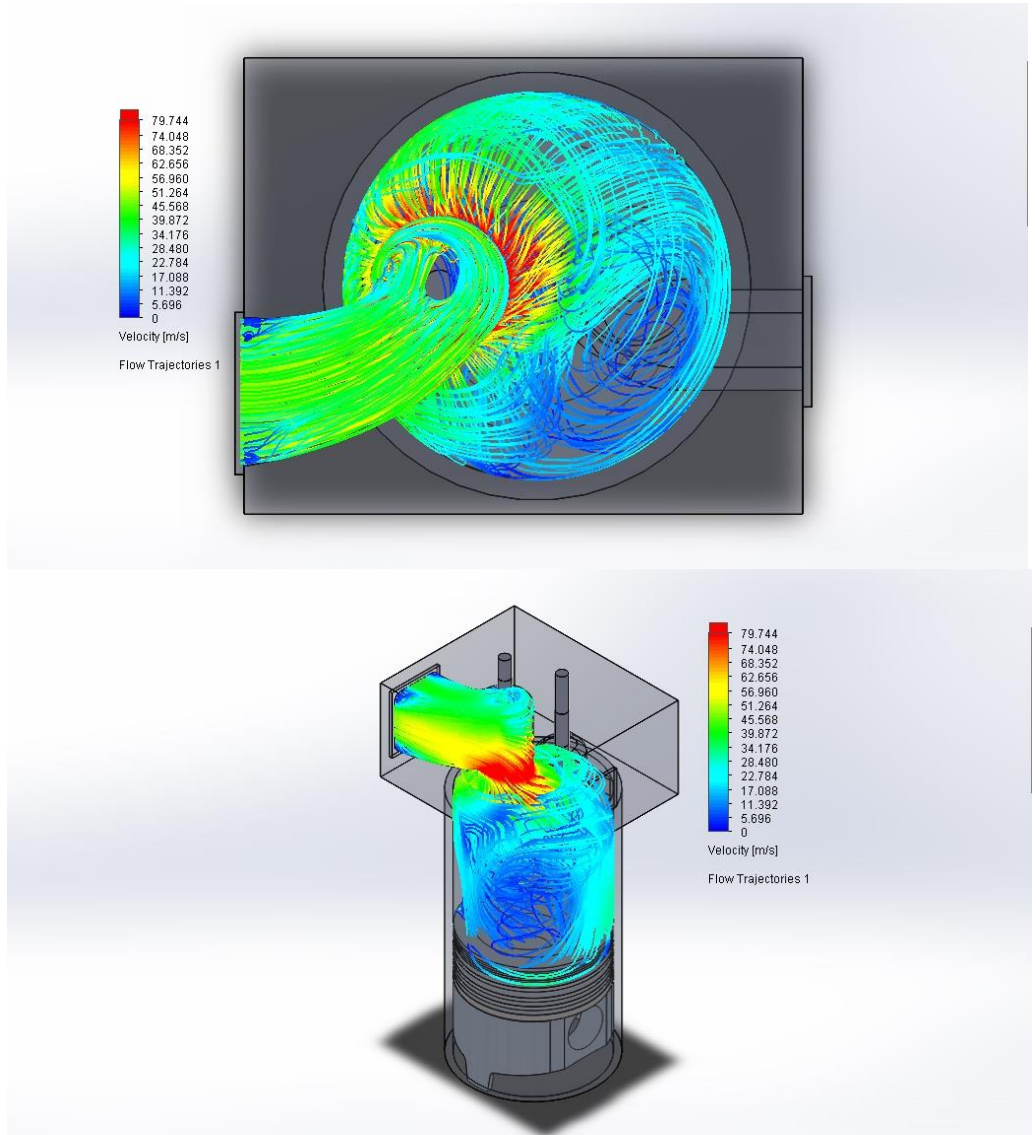
Gambar 4.7. Gas speed pada Rpm 1800



Gambar 4.8. Gas speed pada Rpm 1900

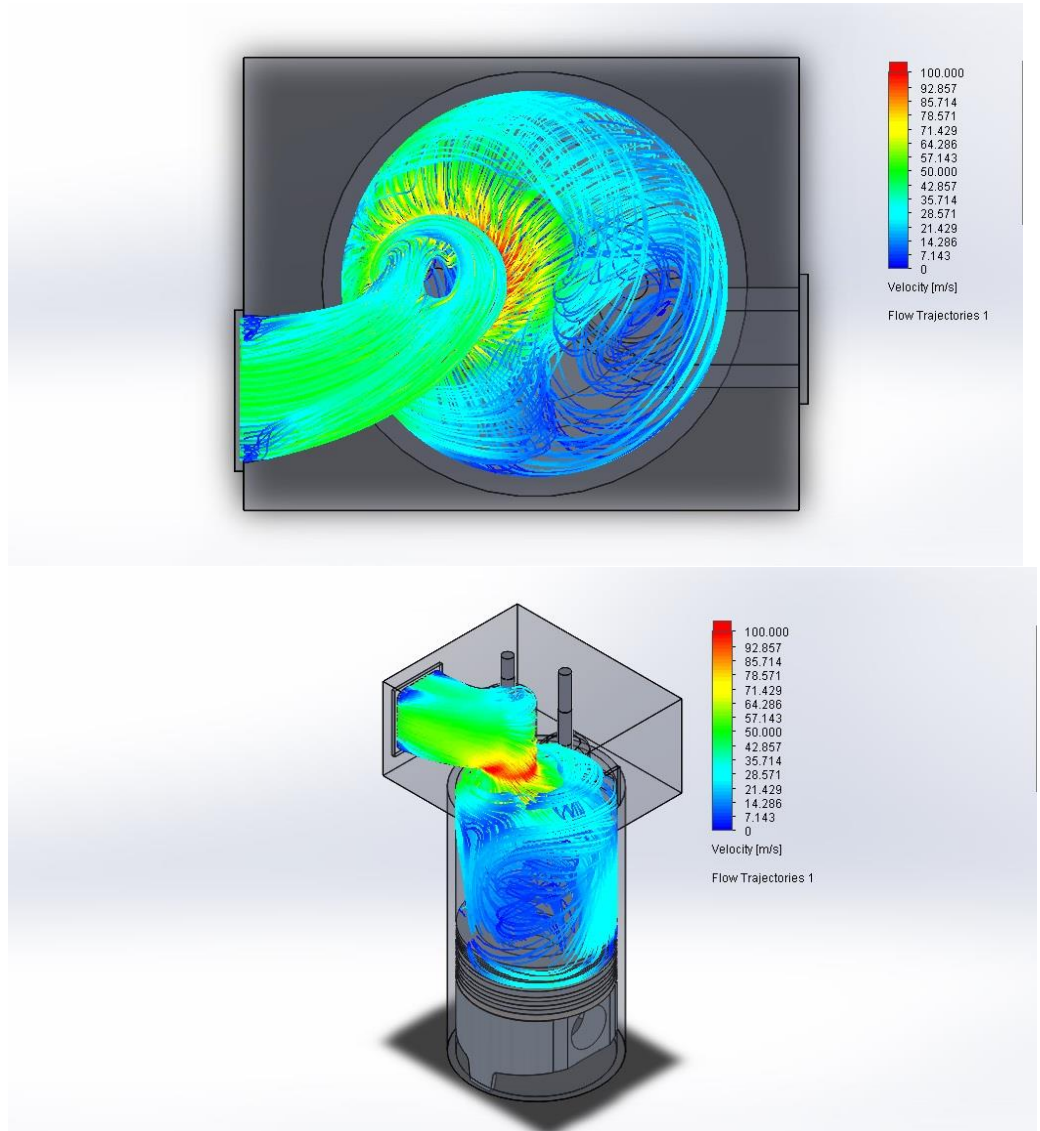


Gambar 4.9. Gas speed pada Rpm 2000



Gambar 4.10. Gas speed pada Rpm 2100





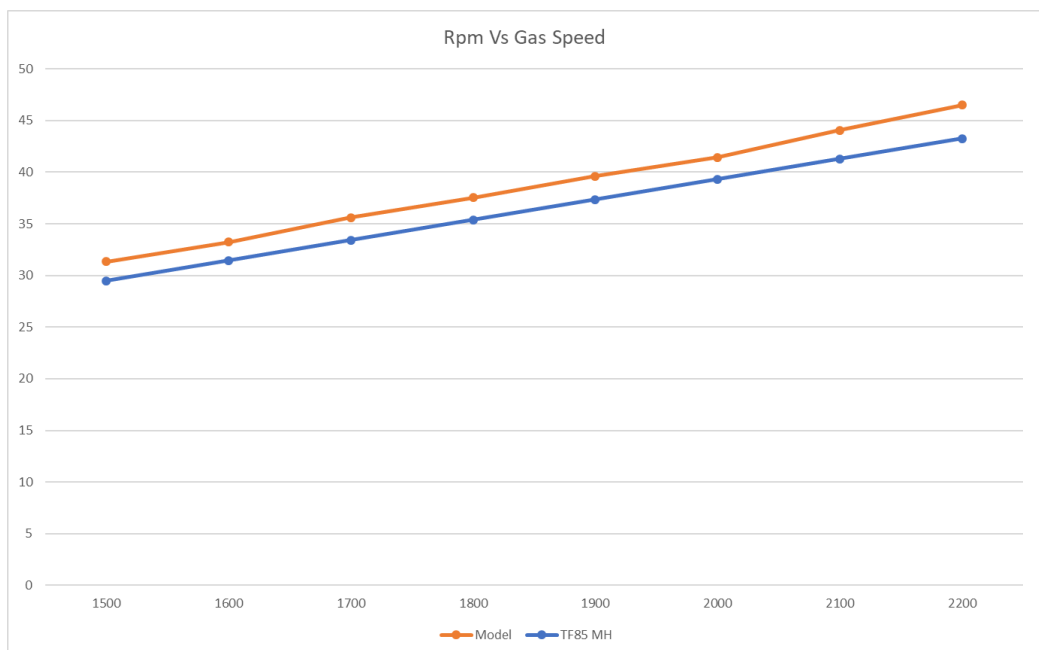
Gambar 4.11. Gas speed pada Rpm 2200

Dari beberapa gambar validasi *gas speed* di berbagai Rpm pada Engine Yanmar TF85 MH dapat diketahui bahwa semakin tinggi rpm semakin tinggi pula *gas speed*. Pada gambar hasil simulasi *gas speed* dapat dilihat bahwa angka yang ditunjukkan pada legenda juga mempengaruhi warna pada simulasi.

Berikut adalah data validasi antara *Rpm vs Gas speed* dari hasil perhitungan pada Engine Yanmar TF 85 MH dan pemodelan :

TF 85 MH		Model	
Rpm	Gas Speed	Rpm	Gas Speed
1500	29,50032552	1500	31,34084447
1600	31,46701389	1600	33,2570684
1700	33,43370226	1700	35,6093789
1800	35,40039063	1800	37,52693996
1900	37,36707899	1900	39,63393035
2000	39,33376736	2000	41,43654958
2100	41,30045573	2100	44,06927538
2200	43,2671441	2200	46,5130925

Tabel 4.4 Validasi *gas speed* pada engine dan model



Grafik 4.4 Validasi *Gas speed* pada Engine dan Model

#### 4.4 Persentase Error

Persentase error adalah cara yang digunakan untuk membandingkan nilai perkiraan dari suatu objek, dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\% \text{ error} = \frac{(a-b)}{a} \times 100\% \quad \text{atau} \quad \% \text{ error} = \left(1 - \left(\frac{b}{a}\right)\right) \times 100\%$$

Dalam kasus ini, Model didefinisikan sebagai (a) dan TF 85 MH sebagai (b). Maka % error dari data validasi tersebut dapat dihitung sebagai berikut :

$$Rpm\ 1500 = \frac{(31,34 - 29,5003)}{31,34} \times 100\% = 5,87\%$$

Dengan cara yang sama dilakukan hingga rpm 2200, sehingga didapatkan nilai sebagai berikut :

Rpm	%
1500	5,872589
1600	5,382478
1700	6,109842
1800	5,666727
1900	5,719472
2000	5,074704
2100	6,28288
2200	6,978569

Table 4.5 % error pada setiap Rpm

Nilai rata-rata % error dari setiap Rpm adalah sebagai berikut :

$$\%error = \frac{47,087}{8} = 5,88\%$$

#### 4.5 Simulasi Menggunakan Ansys Forte

Simulasi CFD dilakukan menggunakan *software* Ansys 19.0 dengan menggunakan *solver* untuk simulasi *Internal Combustion (IC) Engine*. Kelebihan menggunakan *software* ini yaitu :

- a. Dapat memodelkan sebaran kalor/panas secara 3D.
- b. Dapat melakukan meshing otomatis dengan cepat.
- c. Memiliki database dari berbagai macam bahan bakar baik untuk IC Engine dengan tipe *Spark Ignition (SI)* maupun *Compressed Ignition (CI)*.

Untuk melakukan pemodelan pada *software* FORTE, ada beberapa tahapan yang harus dilakukan, yaitu :

- a. Membuat gambar geometri pada model. Penggambaran model awal menggunakan *software* SOLIDWORKS 2016. Pemodelan menggunakan SOLIDWORKS dipilih karena *easy-to-use* dibandingkan *software* CAD lainnya. Untuk dapat dilakukan proses *import* ke Ansys, gambar awal harus di simpan dalam bentuk *Parasolid (\*.x\_t)*.
- b. Memilih *solver* untuk model yang telah dibuat pada Ansys Workbench.
- c. Melakukan *Simulation Setting* pada Workbench yang merupakan pengaturan awal *Engine* yang akan disimulasikan. Pengaturan ini meliputi *Connecting Rod Length, Crank Radius, Piston Offset/Wrench* dan *Minimum Lift*.
- d. Melakukan *import* geometri.
- e. Melakukan *meshing* pada model.
- f. Memilih formulasi *solver*, menentukan kondisi batas, serta pengaturan terhadap parameter kontrol pada solusi. Contohnya menentukan *boundary*

*condition* pada IC engine, komposisi kimia bahan bakar, serta *timing injection*.

- g. Melakukan perhitungan pada model atau Iterasi.
- h. Melakukan pemeriksaan pada hasil iterasi dan menyimpan hasil iterasi.

#### 4.6 Analisa data dari hasil iterasi Forte

Pemodelan dilakukan dengan memvariasikan komposisi campuran antara CNG dengan *Diesel Oil*. Komposisi CNG yang digunakan yaitu dengan kadar metana (CH<sub>4</sub>) sebesar 85%, etana (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>) sebesar 13%, propane (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) 2%. Sedangkan komposisi udara yang digunakan dengan kadar Nitrogen (N<sub>2</sub>) sebesar 78%, oksigen (O<sub>2</sub>) sebesar 21%, Argon sebesar 0,93%. Variasi campuran CNG-DO dapat dilihat pada tabel berikut :

CNG (%)	DO (%)
0	100
25	75
50	50
75	25
100	0

Tabel 4.6 Variasi komposisi CNG-DO

Simulasi yang dilakukan dalam tugas akhir ini menggunakan berat bahan bakar solar yang telah disesuaikan dengan perhitungan termodinamika yaitu  $2,77634 \times 10^{-7}$  gram. Ketika divariasikan dengan bahan bakar CNG contohnya 50% CNG, 50% DO maka berat CNG tersebut adalah 50% dari berat total bahan bakar solar.

Komposisi bahan bakar yang digunakan dalam campuran CNG-DO dapat dilihat pada table berikut :

CNG (%)	mass CNG (g)	mass DO (g)
0	0	2,77634E-07
25	6,94086E-08	2,08226E-07
50	1,38817E-07	1,38817E-07
75	2,08226E-07	6,94086E-08
100	2,77634E-07	0

Tabel 4.7 Tabel berat campuran CNG-DO pada beberapa variasi.

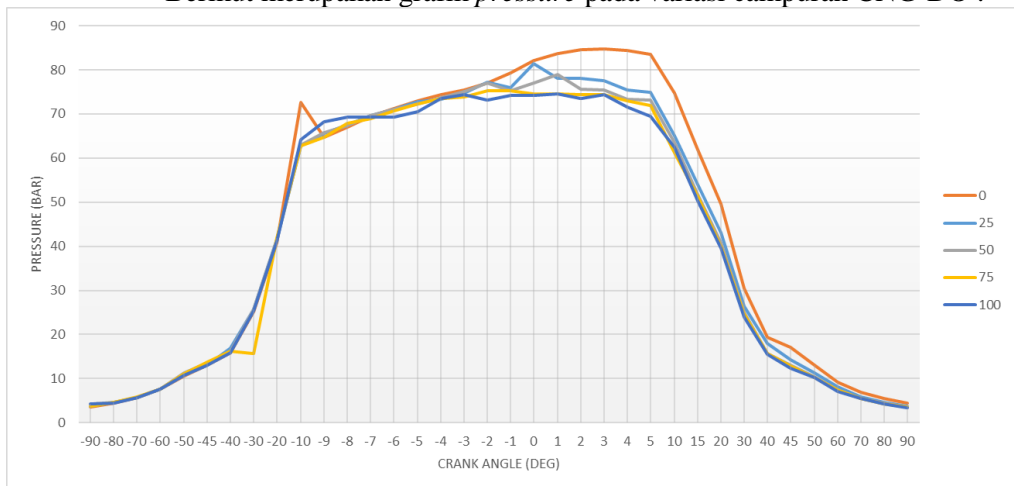
#### 4.6.1 Pressure

Berdasarkan data *pressure* dari hasil iterasi variasi CNG-DO, didapatkan hubungan antara *pressure* dengan variasi CNG. Data rangkuman *pressure* pada variasi bahan bakar dapat dilihat pada tabel berikut :

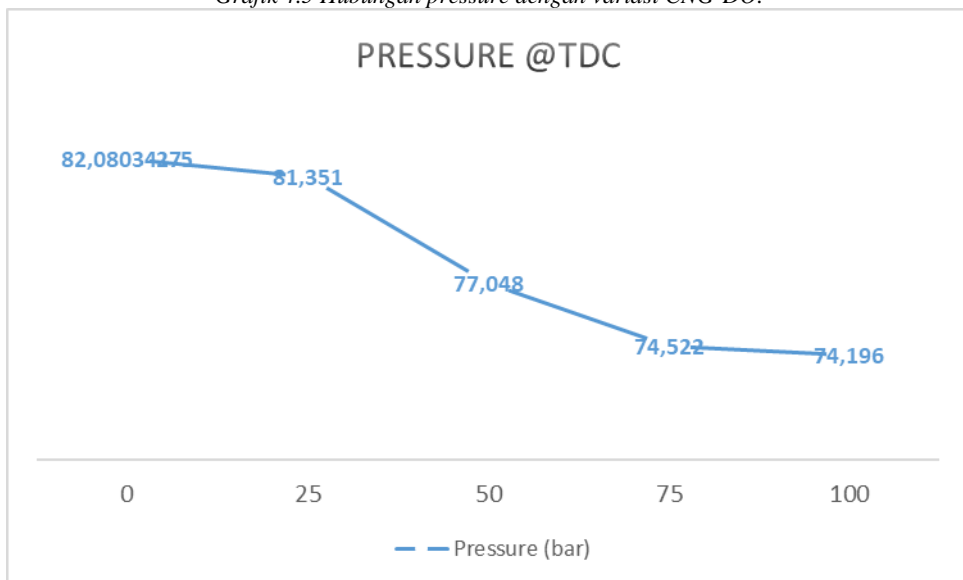
Pressure (bar)	%CNG				
	0	25	50	75	100
-90	3,641621	3,757	4,222	3,752	4,239
-80	4,452221	4,59	4,545	4,524	4,515
-70	5,672174	5,729	5,69	5,772	5,686
-60	7,548713	7,611	7,578	7,617	7,671
-50	10,6523	10,753	11,206	11,074	10,748
-45	13,029	13,037	13,57	13,808	12,977
-40	15,89789	16,997	16,248	16,28	15,94
-30	25,12657	25,66	25,658	15,697	25,287
-20	40,79041	41,538	41,52	41,887	41,152
-10	72,66421	62,695	63,022	62,86	64,148
-9	64,74364	65,613	65,803	64,719	68,238
-8	67,05689	67,523	67,412	67,942	69,312
-7	69,40459	69,603	69,713	68,885	69,234
-6	71,18993	71,029	71,126	70,678	69,305
-5	72,89321	72,849	72,339	72,258	70,563
-4	74,31277	73,394	73,761	73,538	73,435
-3	75,38681	74,734	75,054	73,928	74,445
-2	76,94722	77,114	76,953	75,187	73,183
-1	79,34051	75,924	75,265	75,226	74,185
0	82,08034	81,351	77,048	74,522	74,196
1	83,69242	78,096	78,864	74,606	74,515
2	84,58712	78,085	75,602	74,337	73,561
3	84,76444	77,506	75,361	74,437	74,393
4	84,43311	75,384	73,276	72,916	71,551
5	83,58299	74,905	73,193	71,954	69,384
10	74,65727	65,011	63,45	61,22	62,411
15	61,85993	53,959	51,689	51,304	50,312
20	49,55502	43,153	40,805	39,861	39,551
30	30,40459	26,345	25,022	24,601	24,019
40	19,3318	17,964	15,753	15,745	15,521
45	17,026	14,227	12,963	12,865	12,359
50	12,96352	11,285	10,43	10,281	10,211
60	9,227668	8,186	7,423	7,346	7,134
70	6,959001	5,879	5,543	5,488	5,422
80	5,481683	4,614	4,365	4,293	4,235
90	4,500857	3,805	3,56	3,5	3,417

Tabel 4.8 Tabel *pressure* pada variasi CNG-diesel oil.

Berikut merupakan grafik *pressure* pada variasi campuran CNG-DO :



Grafik 4.5 Hubungan *pressure* dengan variasi CNG-DO.



Grafik 4.6 Hubungan *pressure* dengan variasi CNG-DO pada TDC.

Grafik 4.5 menggambarkan perbedaan komposisi antara CNG dengan *diesel oil* mempengaruhi *pressure* yang dihasilkan pada *combustion chamber*. *Pressure* tertinggi dimiliki komposisi bahan bakar 0% CNG dan 100% DO. Semakin tinggi komposisi CNG pada campuran bahan bakar maka semakin rendah pula *pressure* yang dihasilkan.

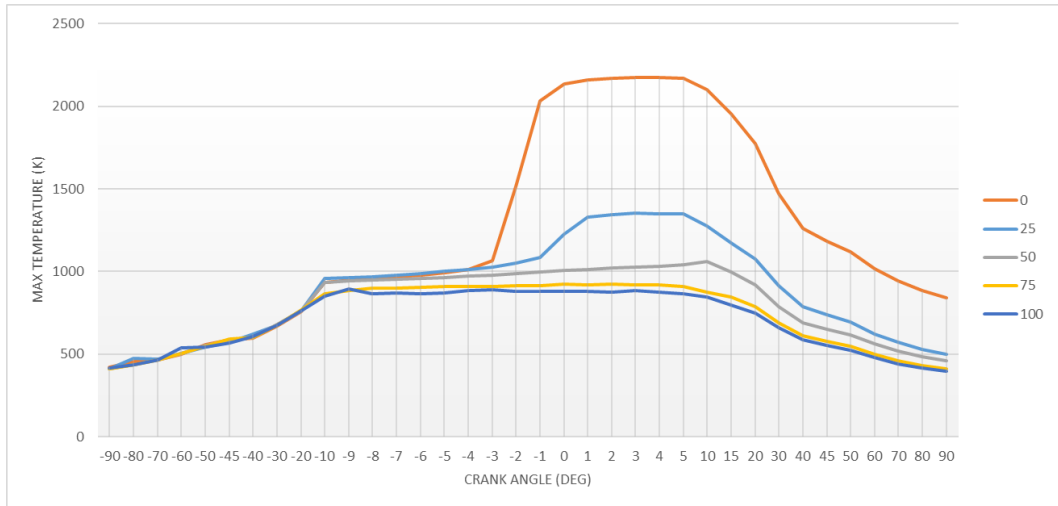
#### 4.6.2 Temperature

Berdasarkan data *max. temperature* dari hasil iterasi variasi bahan bakar, didapatkan hubungan antara *temperature* dengan variasi bahan bakar. Data rangkuman *temperature* pada variasi bahan bakar dapat dilihat pada tabel berikut :

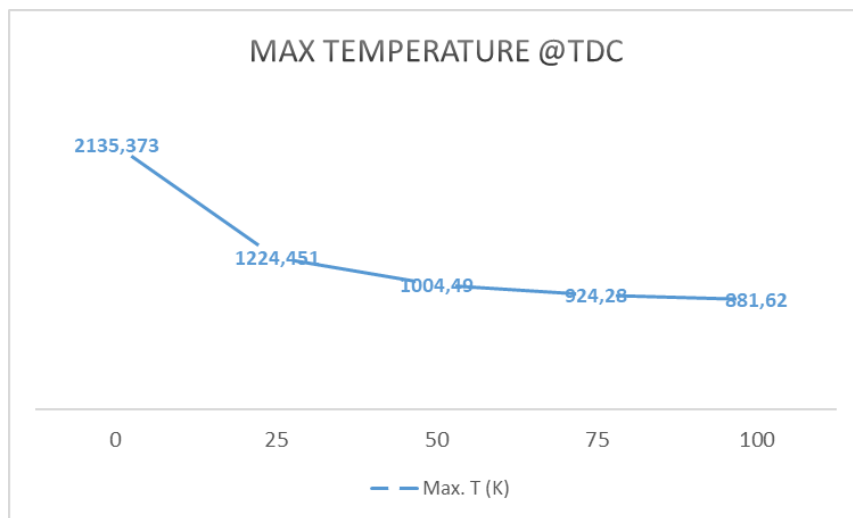
Max. T (K)	%CNG				
	0	25	50	75	100
CA					
-90	419,776	410,02	413,2	412,04	415,86
-80	454,142	473,46	436,88	437,65	436,44
-70	466,673	467,42	467,28	467,31	466,68
-60	500,431	501,98	501,5	501,51	538,26
-50	557,55	544,46	554,81	546,97	543,27
-45	586,97	570,41	580,73	591,94	568,84
-40	598,046	619,04	601,34	601,49	604,24
-30	671,369	675,71	681,23	675,08	674,01
-20	758,052	763,6	763,77	765,3	762,08
-10	933,878	955,69	932,63	866,09	849,13
-9	947,712	962,32	945,38	883,68	894,33
-8	956,246	968,7	948,4	897,34	864,99
-7	968,266	977,93	952,49	901,77	868,42
-6	977,513	988,38	956,97	905,35	866,93
-5	990,984	1000,31	962,81	906,79	871,04
-4	1013,962	1013,62	970,85	910,57	884,31
-3	1062,946	1026,35	977,92	908,63	888,05
-2	1512,26	1052,78	987,2	914,36	878,43
-1	2031,6	1085,34	995,29	914,37	878,95
0	2135,373	1224,451	1004,49	924,28	881,62
1	2157,52	1328,93	1011,51	918,09	880,47
2	2168,83	1345,64	1020,19	922,99	876,3
3	2171,94	1352,59	1027,95	916,75	886,77
4	2174,77	1350,37	1032,39	916,61	874,48
5	2170,6	1348,31	1042,83	911,11	867,09
10	2102,68	1273,51	1060,18	875,01	847,34
15	1952,23	1173,12	995,31	844,27	794,4
20	1774,7	1075,94	921,2	787,96	749,15
30	1471,85	914,25	786,73	691,13	659,22
40	1259,4	786,96	690,53	608,9	587,07
45	1181,21	738,71	650,85	575,57	552,41
50	1116,83	695,49	616,73	547,17	524,55
60	1016,14	621,75	560,88	498,92	477,9
70	943,42	571,46	518,22	461,05	442,24
80	885,25	529,47	485,45	431,73	414,24
90	839,04	498,51	458,97	408,86	394,5

Tabel 4.9 Tabel temperature pada variasi CNG-diesel oil.

Berikut merupakan grafik maksimum temperatur pada variasi campuran CNG-DO :



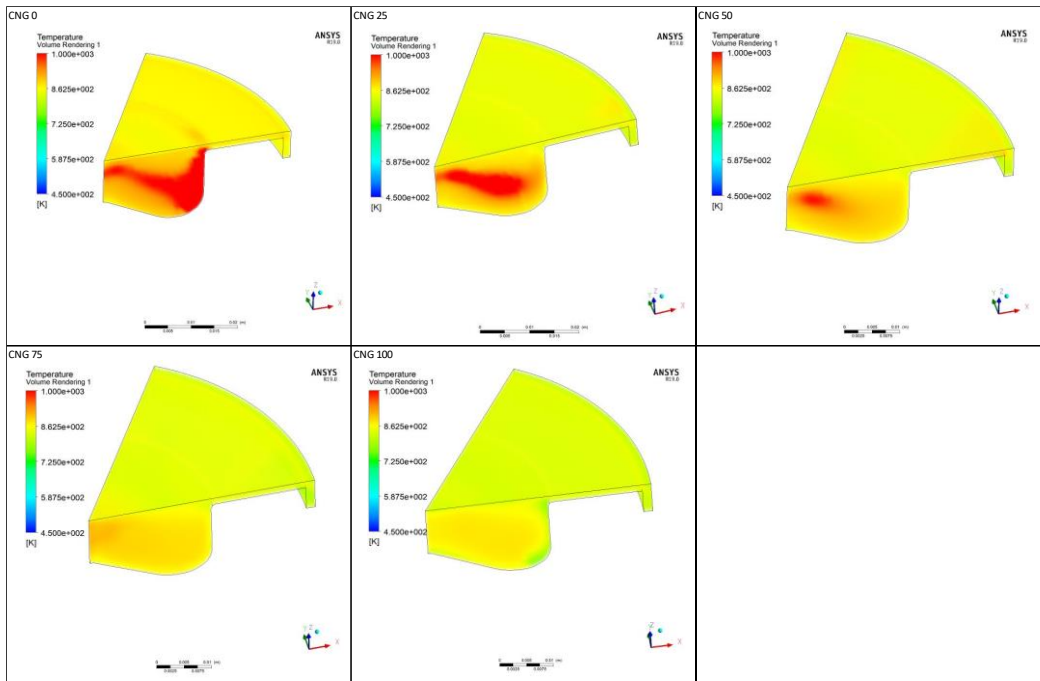
Grafik 4.7 Hubungan temperatur dengan variasi campuran CNG-DO.



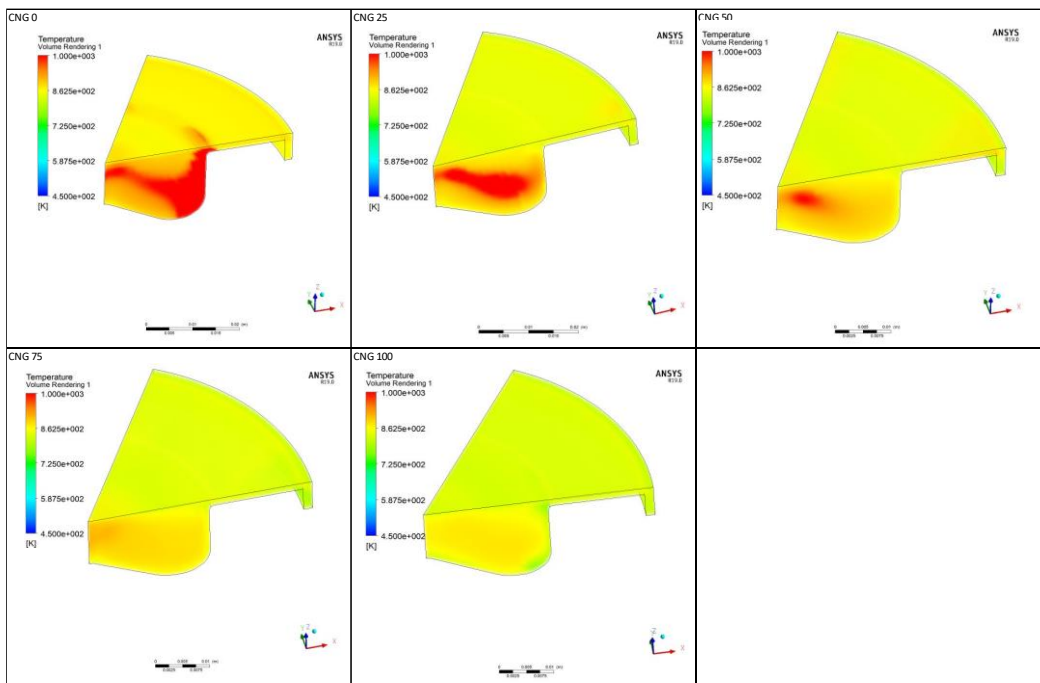
Grafik 4.8 Hubungan temperatur dengan variasi campuran CNG-DO.



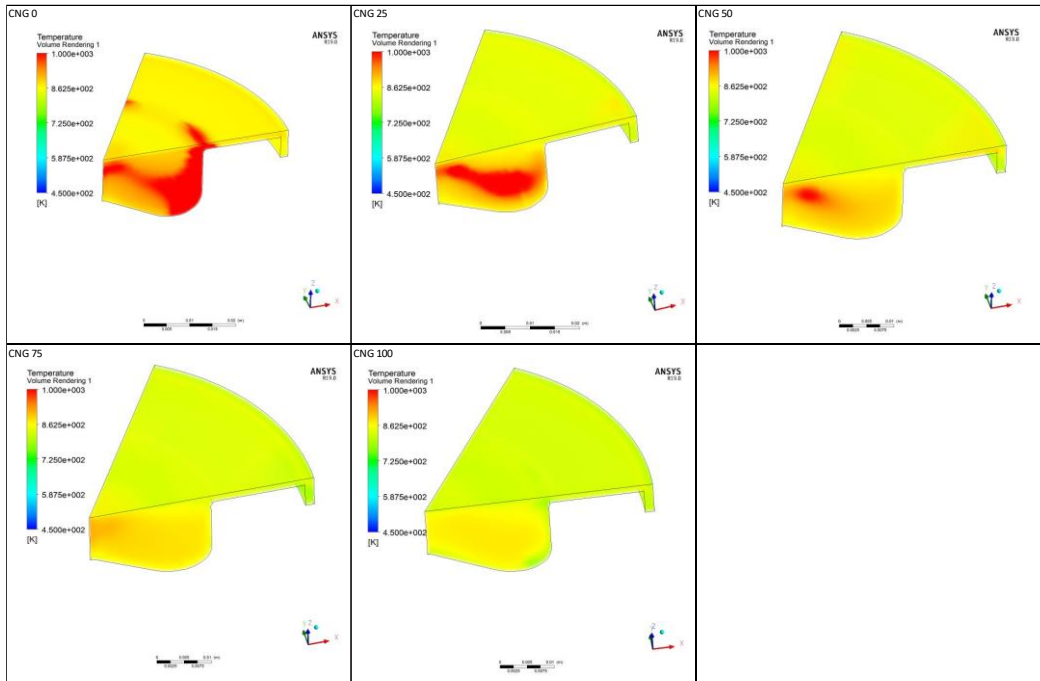
Berikut merupakan kontur temperatur maksimum pada ruang bakar setelah dilakukan iterasi pada kondisi :



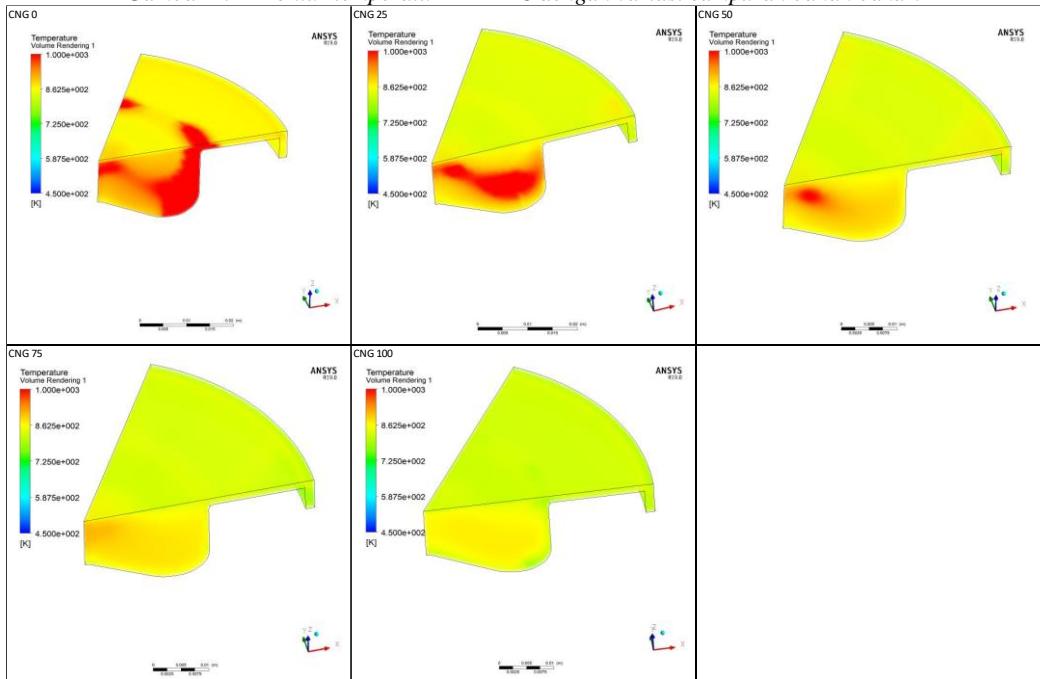
Gambar 4.12 Kontur temperatur TDC dengan variasi campuran bahan bakar.



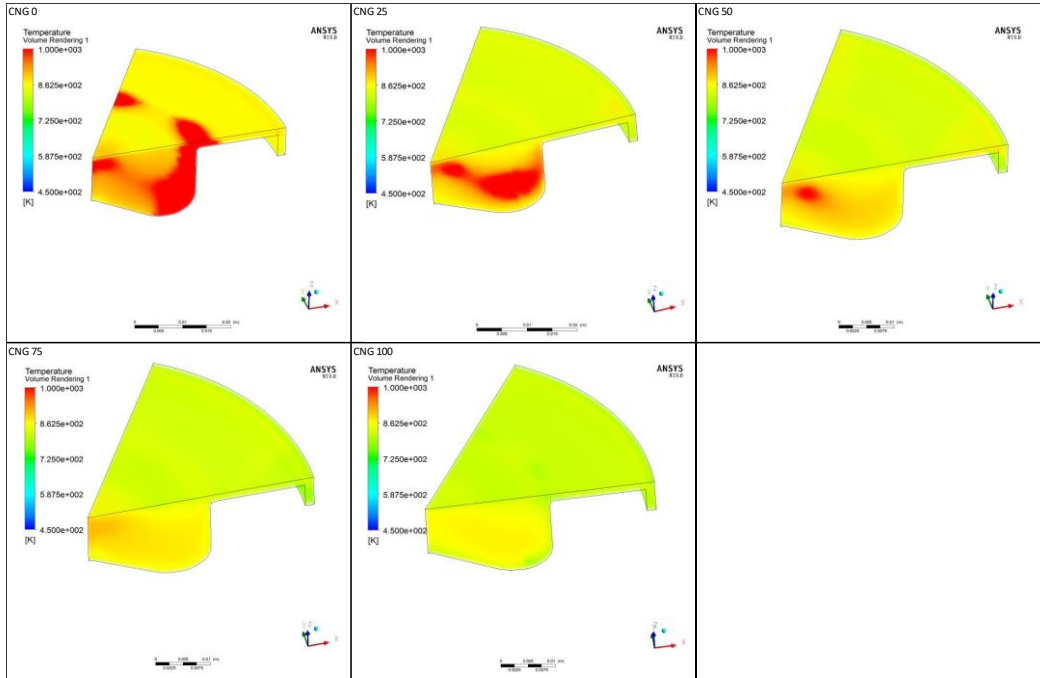
Gambar 4.13 Kontur temperatur  $I^0$  ATDC dengan variasi campuran bahan bakar.



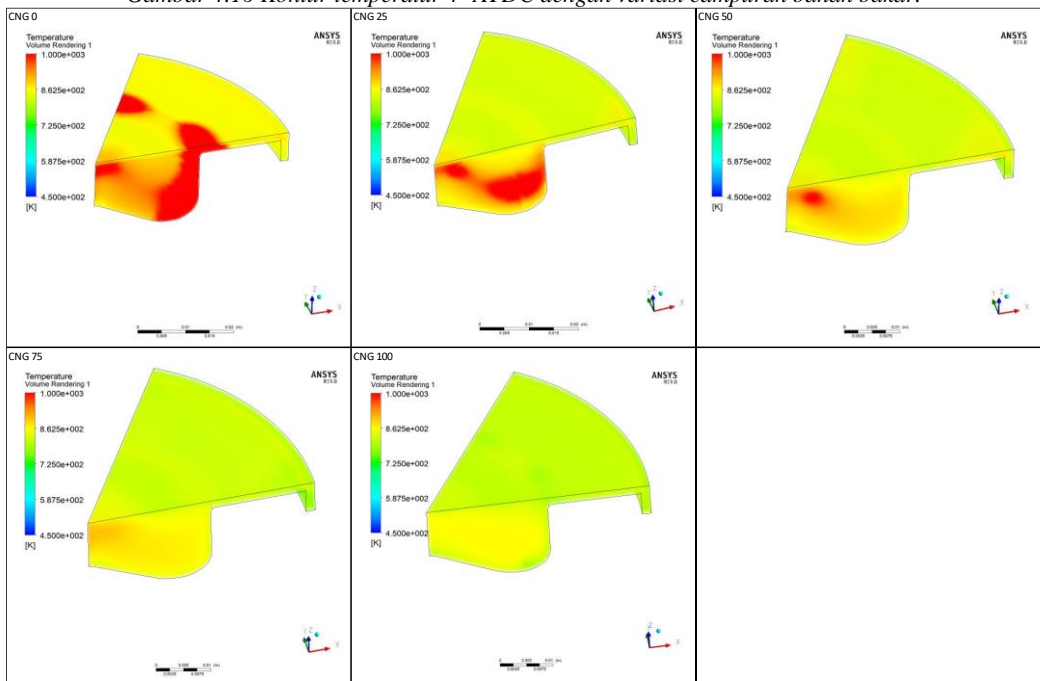
Gambar 4.14 Kontur temperatur  $20^{\circ}$  ATDC dengan variasi campuran bahan bakar.



Gambar 4.15 Kontur temperatur  $30^{\circ}$  ATDC dengan variasi campuran bahan bakar.

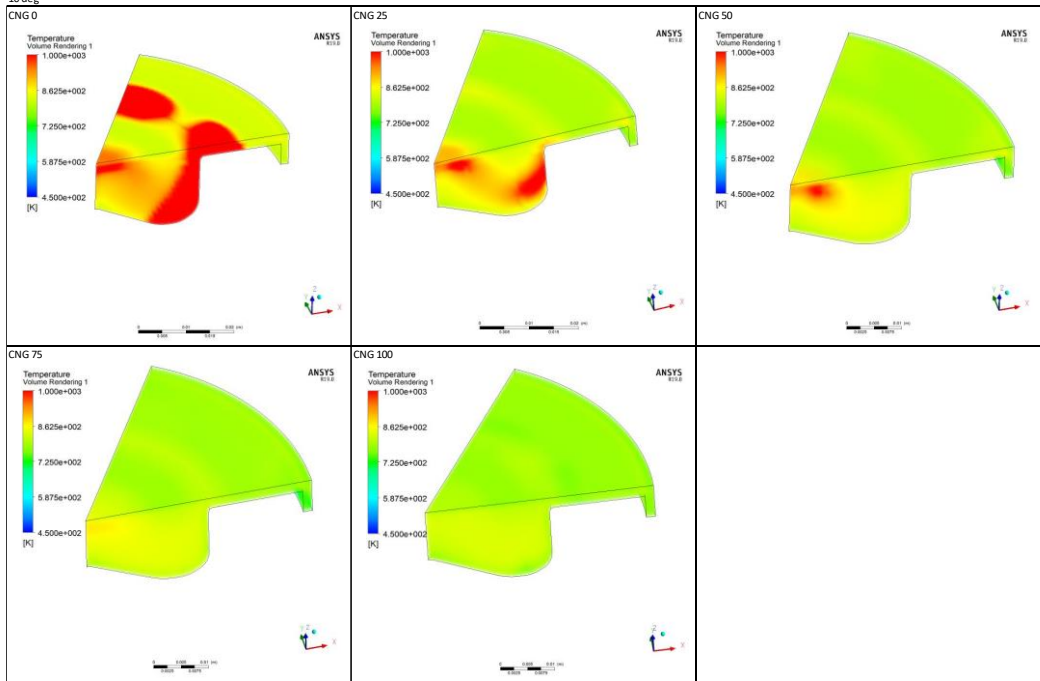


Gambar 4.16 Kontur temperatur 4<sup>o</sup> ATDC dengan variasi campuran bahan bakar.

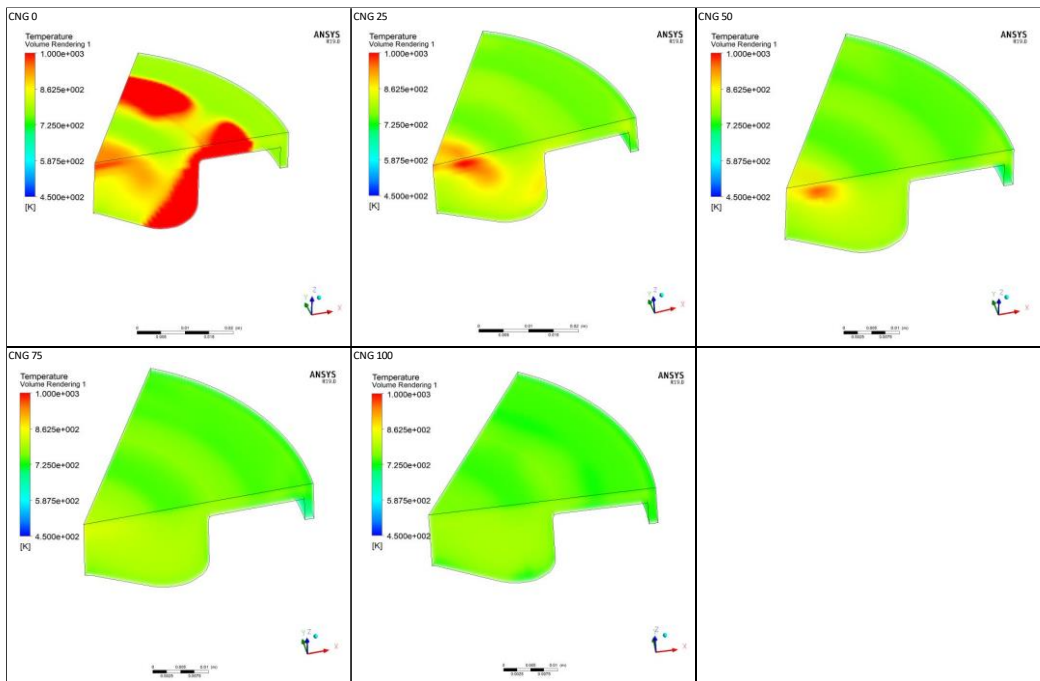


Gambar 4.17 Kontur temperatur 5<sup>o</sup> ATDC dengan variasi campuran bahan bakar.

10 deg



Gambar 4.18 Kontur temperatur  $10^0$  ATDC dengan variasi campuran bahan bakar.



Gambar 4.19 Kontur temperatur  $15^0$  ATDC dengan variasi campuran bahan bakar.

Berdasarkan gambar visualisasi dari hasil iterasi *temperature* pada berbagai variasi CNG-DO dapat dilihat bahwa semakin merah area pada *combustion chamber*, maka semakin tinggi *temperature* pada area tersebut. Pada variasi 0% CNG dan 100% DO terlihat bahwa sebaran temperatur tertinggi lebih banyak dan temperatur tertinggi diraih pada variasi bahan bakar ini.

Pada variasi CNG 25% *temperature* maksimalnya lebih rendah jika dibandingkan dengan 0% CNG atau 100% DO. Walaupun *temperature* pada variasi ini lebih rendah dari 100%DO, di variasi ini masih dapat terjadi *combustion* walaupun output yang dihasilkan tidak setinggi pada CNG 0%. Sedangkan mulai pada variasi 50% CNG grafik *temperature* sudah terlihat landai ketika mendekati TDC dan sebaran temperaturnya merata, yang menunjukkan pada variasi tersebut hanya terjadi kompresi saja.

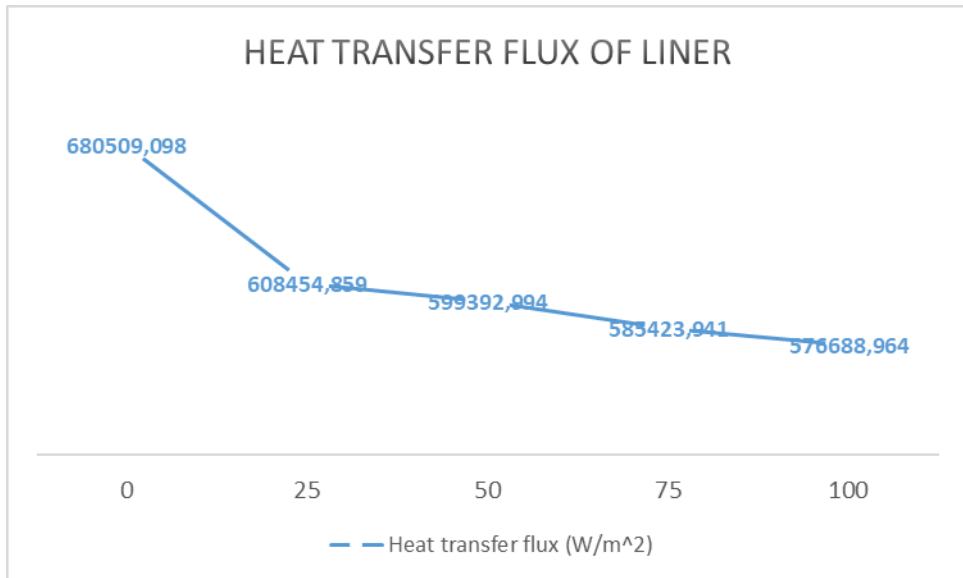
#### 4.6.3 Heat Transfer Flux

Dari hasil iterasi muncul juga data *heat transfer flux*. *Heat transfer flux* adalah laju aliran energi per satuan area per satuan waktu ( $W/m^2$ ). Dalam tugas akhir ini, *heat transfer flux* dibagi pada liner, head, dan pada piston.

Berdasarkan data *heat transfer flux of liner* dari berbagai macam variasi CNG-DO, didapatkan hubungan antara *heat transfer flux of liner* dengan variasi CNG. Data rangkuman *heat transfer flux of liner* pada kondisi TDC dapat dilihat pada tabel berikut :

%CNG	Heat transfer flux ( $W/m^2$ )
0	680509,098
25	608454,859
50	599392,994
75	585423,941
100	576688,964

Tabel 4.10 tabel *heat transfer flux of liner* pada variasi CNG di TDC.



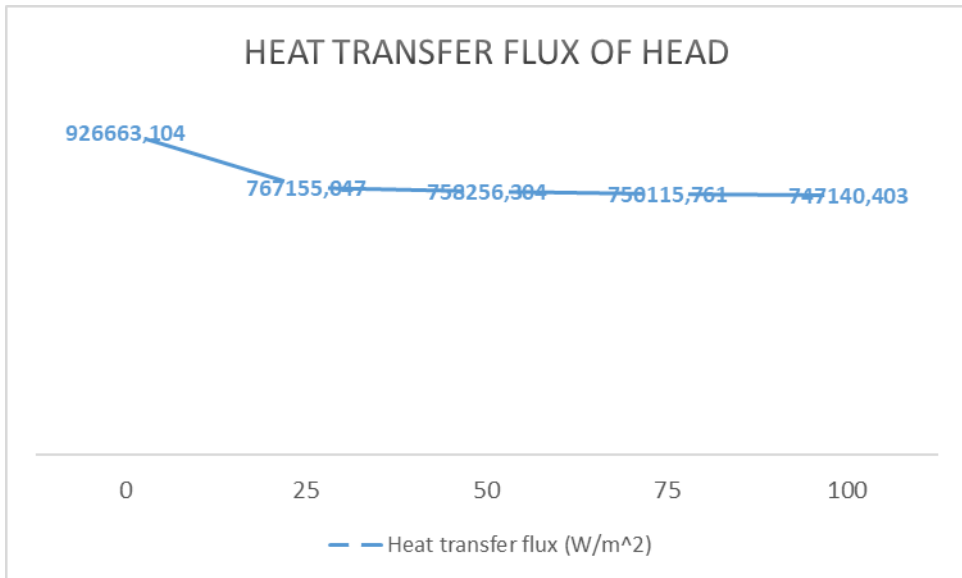
Grafik 4.9 Grafik hubungan antara heat transfer flux of liner degan variasi CNG-DO pada TDC.

Grafik 4.9 menggambarkan perbedaan komposisi antara CNG dengan *diesel oil* mempengaruhi *heat transfer flux of liner*. Dapat dilihat bahwa pada kondisi 0% CNG dan 100% DO *heat transfer flux of liner* berada pada posisi tertinggi.

Berdasarkan data *heat transfer flux of head* dari berbagai macam variasi CNG-DO, didapatkan hubungan antara *heat transfer flux of head* dengan variasi CNG. Data rangkuman *heat transfer flux of head* pada kondisi 360° CA dapat dilihat pada tabel berikut :

%CNG	Heat transfer flux (W/m <sup>2</sup> )
0	926663,104
25	767155,047
50	758256,304
75	750115,761
100	747140,403

Tabel 4.11 tabel heat transfer flux of head pada variasi CNG di TDC



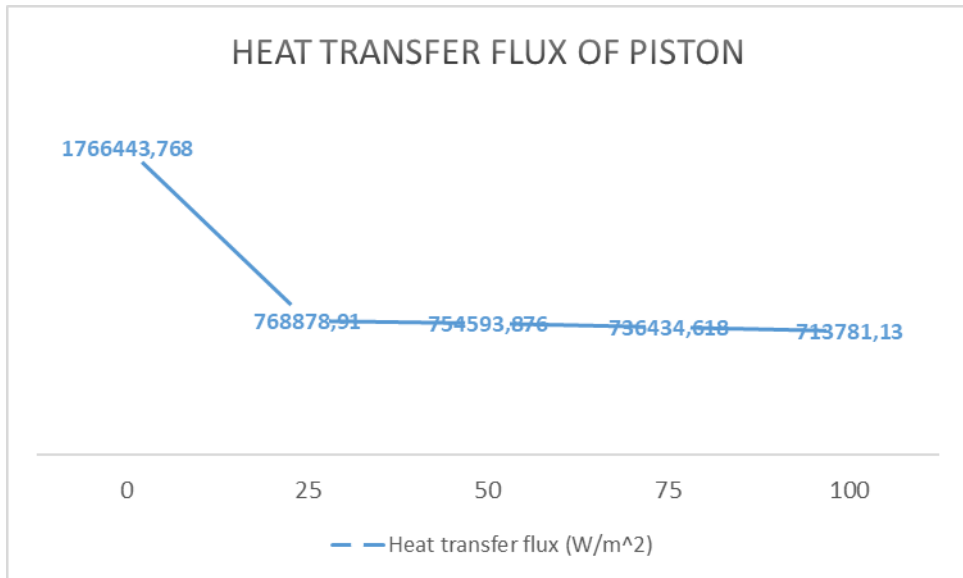
Grafik 4.10 Hubungan antara heat transfer flux of head degan variasi CNG-DO pada TDC

Grafik 4.10 menggambarkan perbedaan komposisi antara CNG dengan *diesel oil* mempengaruhi *heat transfer flux of head*. Dapat dilihat bahwa pada kondisi 0% CNG dan 100% DO *heat transfer flux of head* berada pada posisi tertinggi.

Berdasarkan data *heat transfer flux of piston* dari berbagai macam variasi CNG-DO, didapatkan hubungan antara *heat transfer flux of piston* dengan variasi CNG. Data rangkuman *heat transfer flux of piston* pada kondisi TDC dapat dilihat pada tabel berikut :

%CNG	Heat transfer flux (W/m <sup>2</sup> )
0	1766443,768
25	768878,91
50	754593,876
75	736434,618
100	713781,13

Tabel 4.12 Tabel heat transfer flux of piston pada variasi CNG di TDC



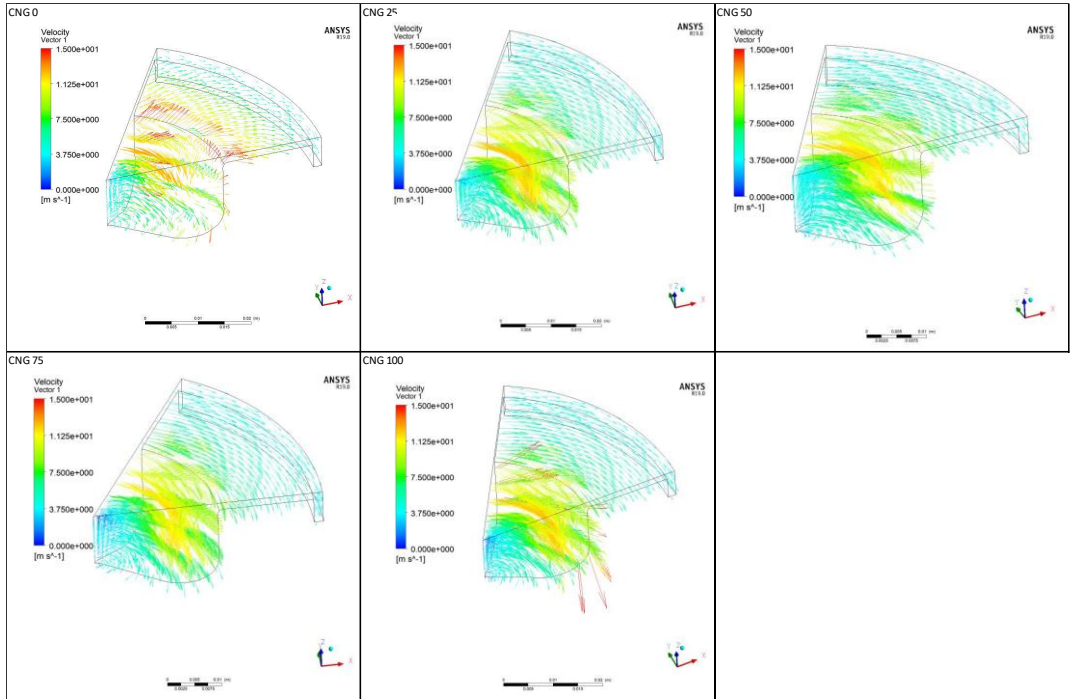
Grafik 4.11 Hubungan antara heat transfer flux of piston dengan variasi CNG-DO pada TDC

Grafik 4.11 menggambarkan perbedaan komposisi antara CNG dengan *diesel oil* mempengaruhi *heat transfer flux of piston*. Dapat dilihat bahwa pada kondisi 0% CNG dan 100% DO *heat transfer flux of piston* berada pada posisi tertinggi.

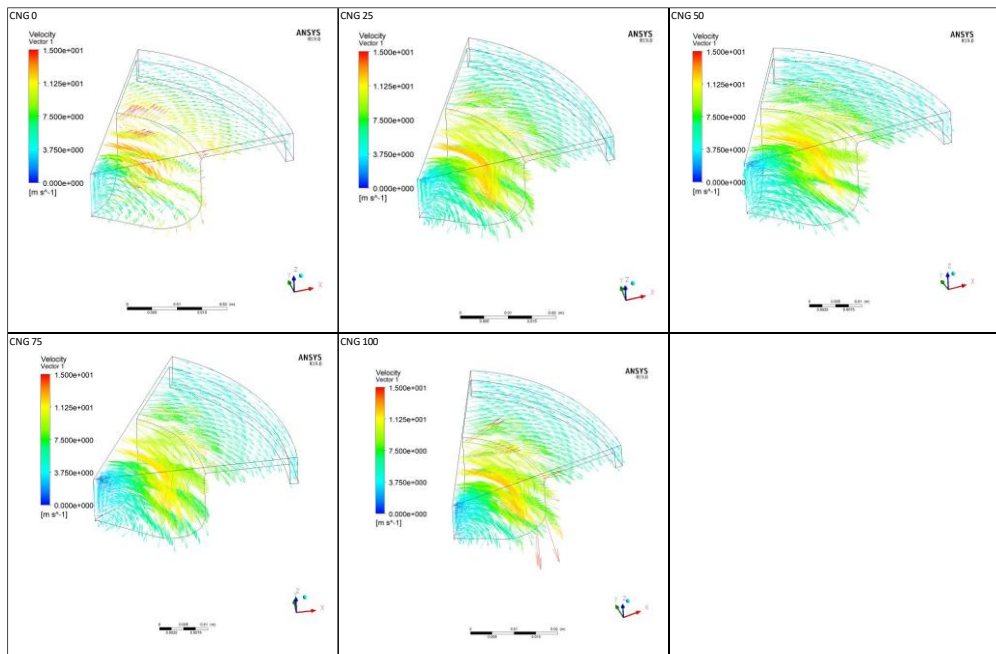
#### 4.6.4 Velocity of fluids

Dari hasil iterasi juga dapat divisualisasikan kecepatan laju fluida di dalam *combustion chamber*. Hasil visualisasi dari *velocity* fluida menunjukkan pergerakan atau arah dari fluida yang ditunjukkan dengan *vector* serta kecepatan laju fluida di dalam *combustion chamber* dengan pewarnaan. Berikut merupakan visualisasi dari *velocity (m/s)* fluida yang terjadi di ruang bakar pada berbagai macam komposisi CNG-DO di TDC setelah dilakukan proses iterasi :

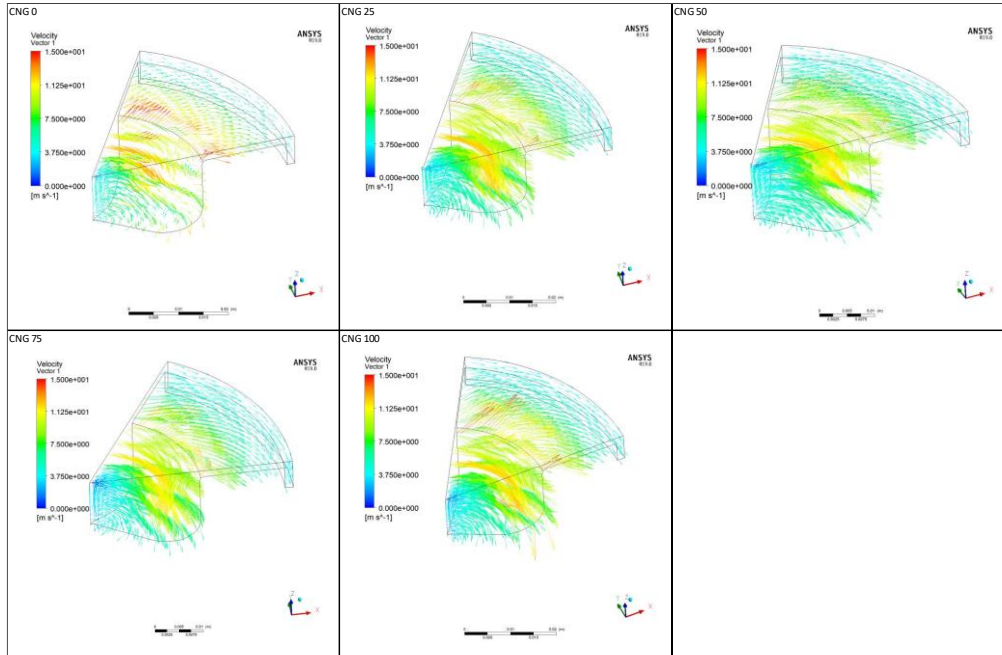




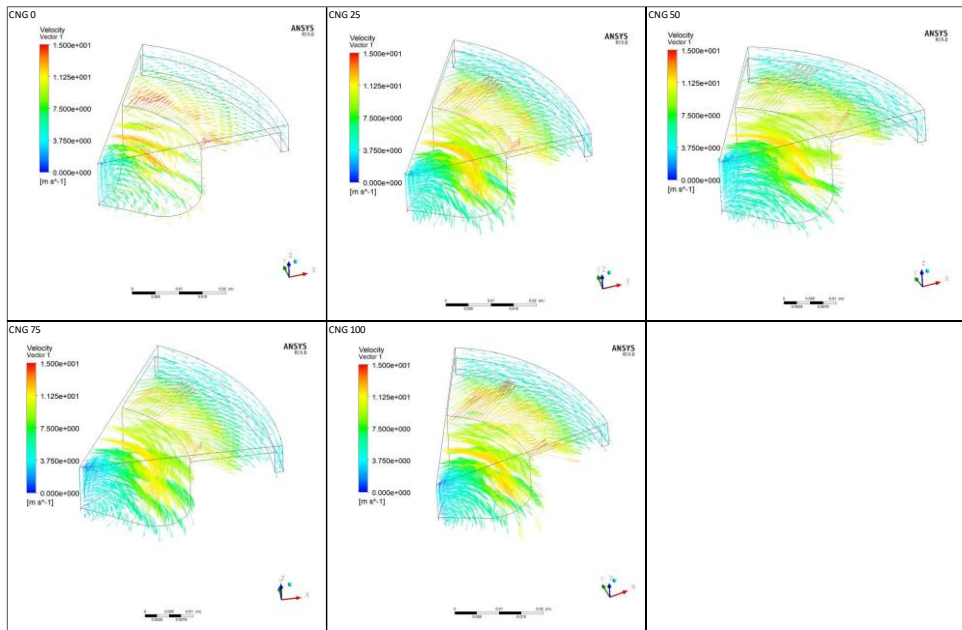
Gambar 4.20 Vektor Velocity TDC dengan variasi campuran bahan bakar.



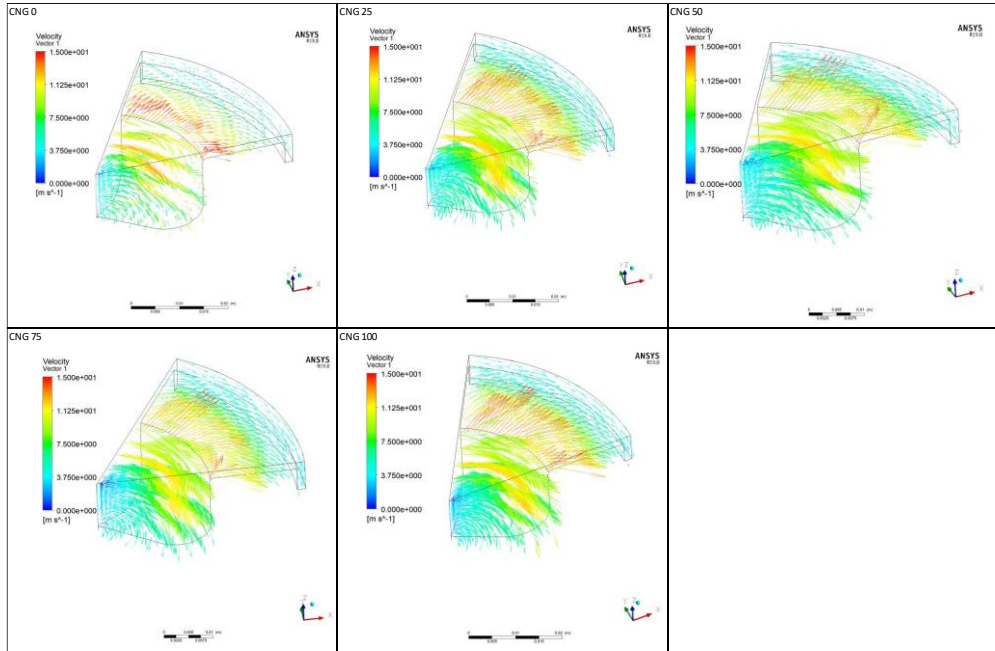
Gambar 4.21 Vektor Velocity  $10^{\circ}$  ATDC dengan variasi campuran bahan bakar.



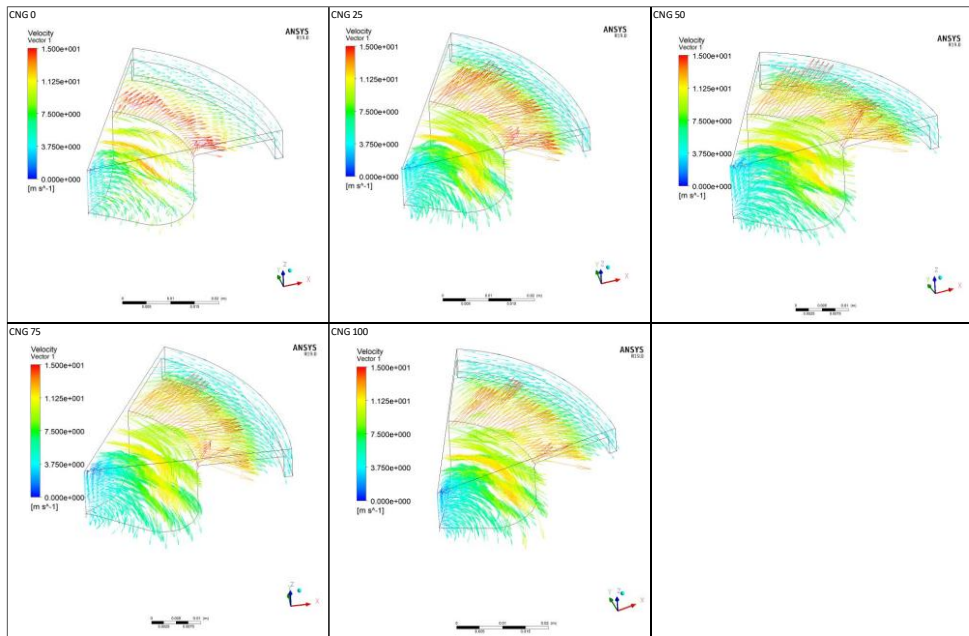
Gambar 4.22 Vektor Velocity  $2^0$  ATDC dengan variasi campuran bahan bakar.



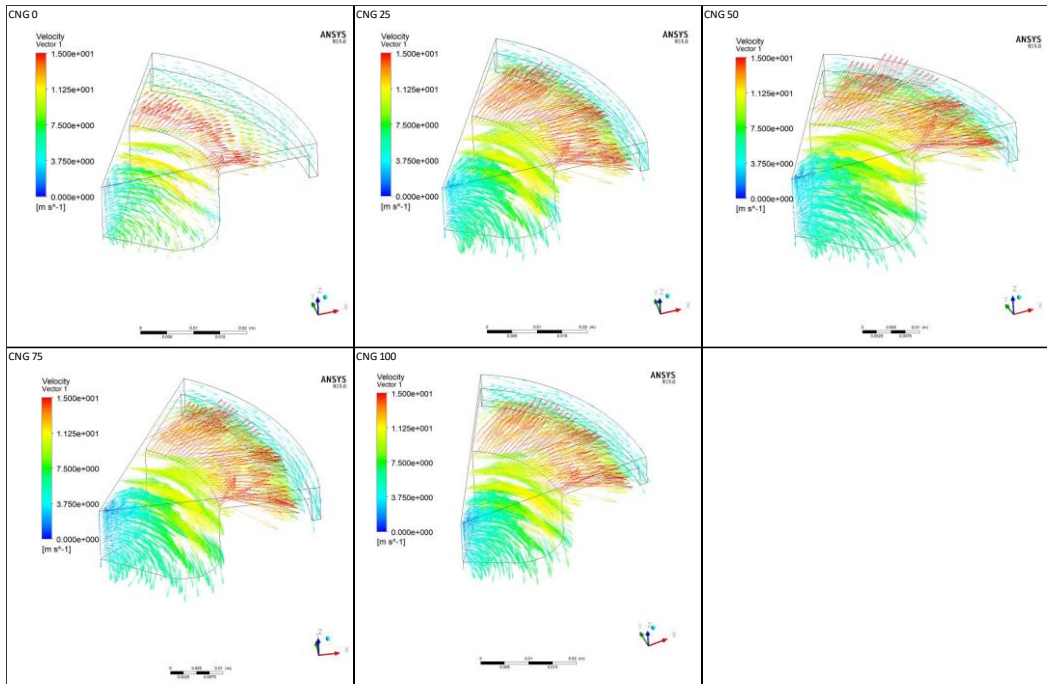
Gambar 4.23 Vektor Velocity  $3^0$  ATDC dengan variasi campuran bahan bakar.



Gambar 4.24 Vektor Velocity  $4^0$  ATDC dengan variasi campuran bahan bakar.



Gambar 4.25 Vektor Velocity  $5^0$  ATDC dengan variasi campuran bahan bakar.



Gambar 4.26 Vektor Velocity  $10^{\circ}$  ATDC dengan variasi campuran bahan bakar.

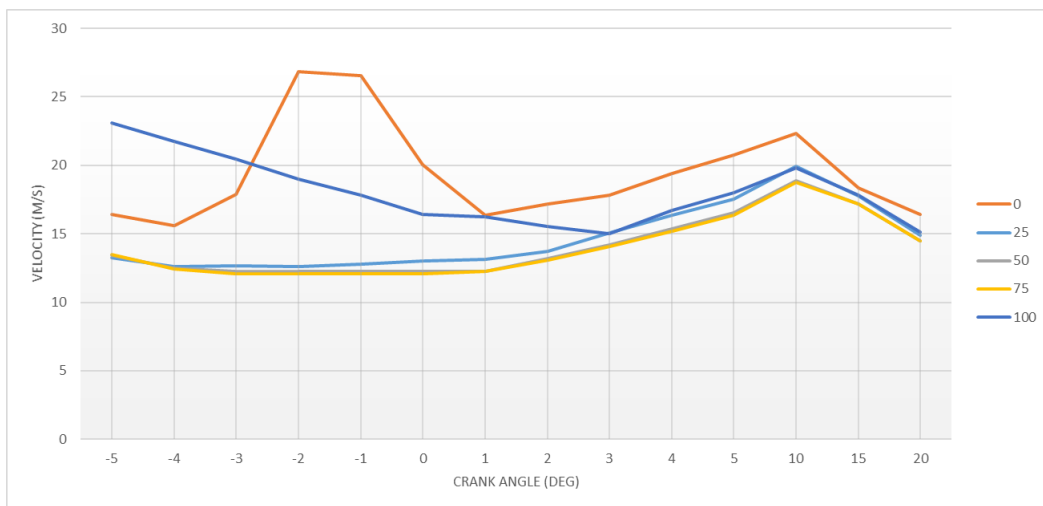
Berdasarkan hasil simulasi vektor *velocity* dari berbagai macam variasi CNG-DO, dapat dilihat bahwa terjadi *swirl* dan *tumble* pada *combustion chamber* ketika piston berada di sekitar TDC. Gerakan fluida secara *swirl* yaitu ketika aliran fluida bergerak secara rotasi sejajar dengan sumbu silinder. Sedangkan gerakan fluida secara *tumble* yaitu fluida bergerak secara tegak lurus dengan sumbu silinder. Dari gambar hasil iterasi dapat dilihat bahwa terjadi *tumble* pada daerah *piston bowl*. Sedangkan *swirl* terjadi pada bagian datar dari *piston crown*.

Dapat kita lihat dari hasil iterasi bahwa warna pada vector *velocity* di ruang bakar menunjukkan seberapa cepat fluida di ruang bakar bergerak, contohnya pada komposisi CNG 50%. Pada variasi ini terlihat pada TDC campuran udara dengan CNG-DO bercampur dan terkumpul pada *bowl* karena gerak piston menuju TDC sehingga terjadi *tumble* di bagian *bowl* dan *swirl* di bagian datar dari *piston crown*. Pada  $1^{\circ}$  ATDC menunjukkan arah vector yang terkumpul pada *bowl* mulai menuju ke bagian datar dari *piston crown* hingga pada  $15^{\circ}$  ATDC *flow* dari fluida mengalami laju yang tinggi dan mengarah pada *cylinder head*. Selanjutnya pada  $20^{\circ}$  ATDC *flow* fluida mengarah ke BDC.

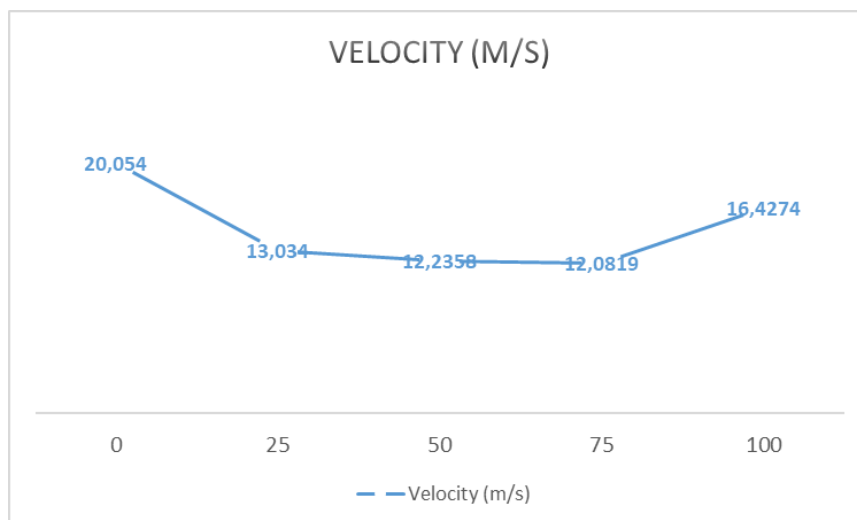
Data rangkuman *velocity* fluida di ruang bakar pada kondisi TDC dapat dilihat pada tabel berikut :

%CNG	Velocity (m/s)													
	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	10	15	20
0	16,4	15,581	17,891	26,8651	26,5775	20,054	16,333	17,1685	17,8224	19,4014	20,7573	22,35	18,3583	16,4258
25	13,2484	12,6236	12,6414	12,6357	12,8107	13,034	13,1376	13,7415	15,0808	16,3343	17,553	19,9101	17,748	14,8724
50	13,4021	12,4951	12,2491	12,265	12,2627	12,2358	12,2852	13,1831	14,2014	15,3408	16,5583	18,8737	17,16	14,51
75	13,4592	12,4488	12,0855	12,0745	12,0546	12,0819	12,2755	13,0898	14,0754	15,1884	16,3827	18,7465	17,168	14,464
100	23,0661	21,7716	20,473	18,9921	17,8157	16,4274	16,2119	15,5416	15,0322	16,6882	18,0097	19,8036	17,8013	15,1471

Tabel 4.13 Velocity di ruang bakar pada berbagai variasi CNG



Grafik 4.12 Hubungan antara velocity di ruang bakar dengan variasi CNG-DO



Grafik 4.13 Hubungan antara velocity di ruang bakar dengan variasi bahan bakar pada TDC

Grafik 4.12 menunjukkan hubungan antara *velocity* fluida di ruang bakar dengan variasi campuran CNG-DO. Dapat dilihat bahwa pada kondisi 0% CNG dan 100% DO *velocity* fluida berada pada posisi tertinggi. Sedangkan pada kondisi 75% CNG *velocity* fluida di ruang bakar berada pada posisi terendah.

*Velocity* pada berbagai variasi bahan bakar mengalami peningkatan *speed* setelah melewati TDC.

Pada kondisi TDC juga menunjukkan variasi 100% DO juga paling tinggi dibandingkan dengan variasi lainnya. Semakin cepat *velocity* fluida di ruang bakar, maka semakin cepat juga bahan bakar tercampur dengan udara sehingga semakin cepat juga proses pembakaran pada *combustion chamber*.

## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang dapat diambil dari pengerjaan tugas akhir ini sebagai berikut :

1. Perbedaan variasi bahan bakar dengan berat yang sama pada setiap variasinya mempengaruhi *pressure*, *temperature*, dan *velocity of fluids* di ruang bakar. *Pressure*, *temperature*, dan *velocity of fluids* di dalam ruang bakar dengan nilai tertinggi berada pada variasi CNG 0% dan DO 100%. Untuk nilai *pressure* tertinggi yaitu 84,76 bar, nilai *temperature* tertinggi yaitu 2174,77 K, nilai *velocity of fluids* tertinggi yaitu 26,8651 m/s.
2. Untuk *heat transfer flux* baik pada *liner*, *head*, dan *piston* nilai tertinggi diraih pada variasi 0% CNG dan 100% DO. Pada variasi campuran bahan bakar dari CNG 25% hingga CNG 100% nilai *heat transfer flux* mengalami penurunan walaupun tidak ekstrim.

#### 5.2 Saran

Dengan selesainya tugas akhir ini, bukan berarti tujuan dari penelitian ini selesai. Dapat dilakukan penyempurnaan pada tugas akhir ini untuk penelitian lebih lanjut. Maka, saran untuk pengembangan tugas akhir ini yaitu :

1. Perlu dilakukan *experiment test* secara langsung pada mesin diesel modifikasi CNG-DO untuk mengetahui pengaruh perbedaan komposisi CNG-DO dan berapa komposisi bahan bakar CNG-DO untuk mendapatkan hasil yang lebih detail.
2. Perlu dilakukan pengujian lebih lanjut terhadap *treatment* untuk CNG sebelum diinjeksikan ke ruang bakar serta injeksi bahan bakar untuk mengetahui berapa volume yang optimal untuk injeksi CNG di *intake port* dan DO sebagai *pilot injection*, karena dalam simulasi ini berat bahan bakar yang diinjeksikan disesuaikan dengan perhitungan termodinamika untuk pembakaran yang sempurna pada bahan bakar *diesel oil*. Sehingga berat bahan bakar campuran CNG-DO juga mengikuti berat dari bahan bakar *diesel oil* ketika diinjeksikan.

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



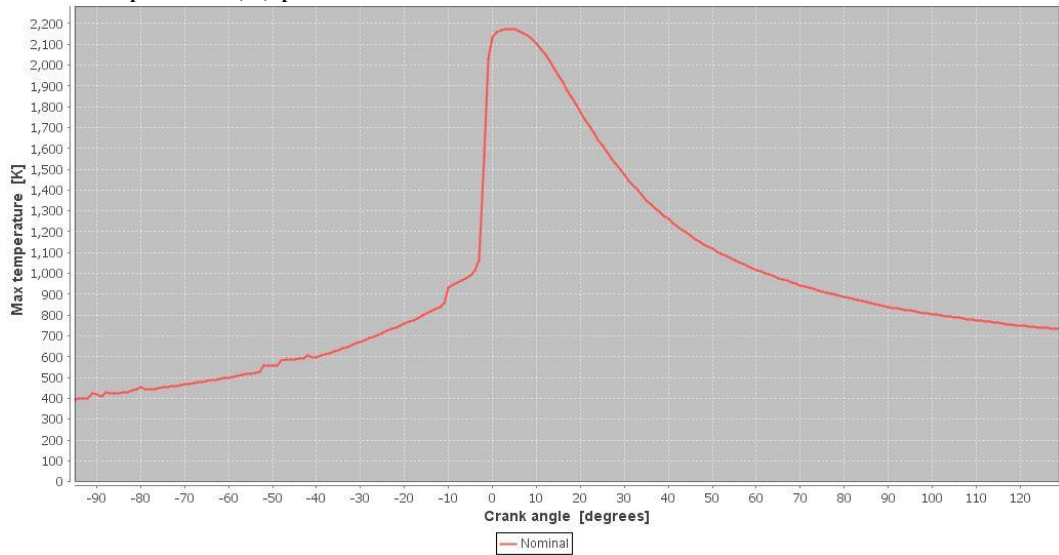
## DAFTAR PUSTAKA

- Afon Y., Ervin D., 2008, *An Assessment of Air Emissions from Liquefied Natural Gas Ships Using Different Power Systems and Different Fuels*, Journal of the Air & Waste Management Association, Vol. 58, March 2008, pp.404-411.
- Akira S., Wagenji M., 2014, *Dual Fuel Engine Gas Fuel Conversion Technology*, JFE Technical Report No. 19, March 2014, Research Center of Engineering Innovation, JFE Engineering.
- Bawankar C., Gupta R., 2016, *Effect of Piston Bowl Geometry on Combustion and Emission Characteristic on Diesel Engine: A CFD Case Study*, International Journal of Research in Engineering and Technology (IJRET), Volume 05, Issue 07, July 2016, pp. 81-93.
- Cheenkachorn K., Poompipatpong C., Ho C.G., 2013, *Performance and Emissions of a Heavy-Duty Diesel Engine Fuelled with Diesel and LNG (Liquid Natural Gas)*, Journal of Energy, Vol. 53, pp. 52-57.
- Douvartzides S., Karmalis I., 2016, *Thermal Design of a Natural Gas – Diesel Dual Fuel Turbocharged V18 Engine for Ship Propulsion and Power Plant Applications*, 20<sup>th</sup> Innovative Manufacturing Engineering and Energy Conference (IManEE 2016), IOP Convergence Series: Material Science and Engineering 161, pp. 1-10.
- Ismail M.M., Zulkifli F.H., Fawzi M., Osman S.A., 2016, *Conversion Method of a Diesel Engine to a CNGDiesel Dual Fuel Engine and Its Financial Savings*, ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, Vol. 11, No. 8, April 2016, pp. 5078-5083.
- Jafarzadeh S., Paltrinieri N., Utne I.B., Ellingsen H., 2017, *LNG-Fuelled Fishing Vessels: a Systems Engineering Approach*, Transportation Research Part D: Transport and Environment 2017. 50: pp. 202-222.
- Hanrahan, Michael. 2006. *Marine CNG – The New Stranded Gas Solution*, <URL: <http://www.transecoenergy.com/Marine CNG.htm>>
- Heywood J.B., 2018, *Fundamental of Internal Combustion Engine*, 2<sup>nd</sup> Edition, McGraw-Hill Education Publisher, USA.
- Hutter R., et al., 2017, *Low-Load Limit in a Diesel-Ignited Gas Engine*, Energies 2017, 10, 1450, pp.1-27.

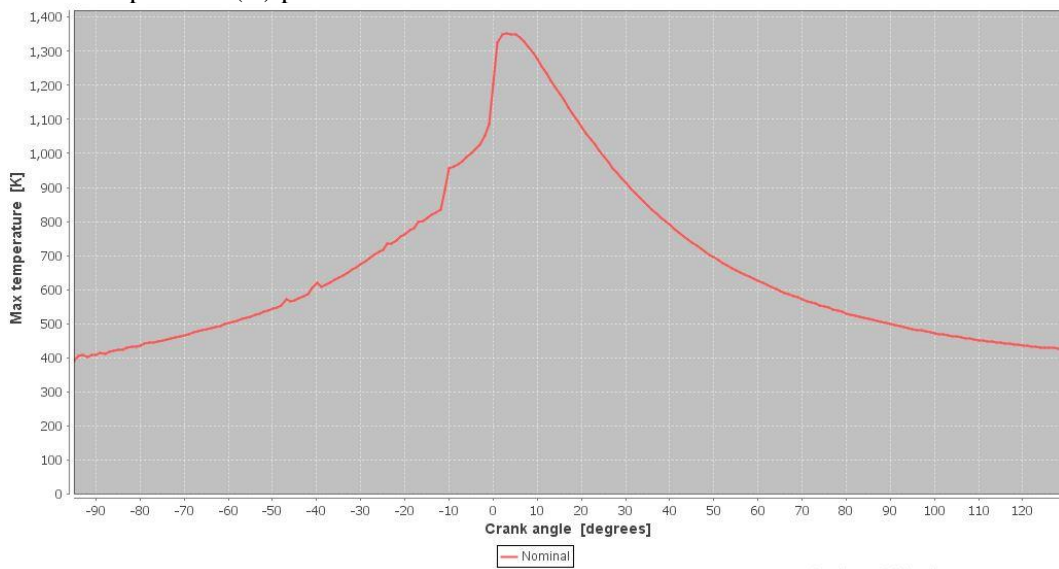
- Marques C.H., Belchior C.R.P., Caprace J.D., 2017, *An Approach to Optimise the Selection of LNG Carrier' Propulsion System*, Journal of Thermal Engineering Vol. 16, No. 1, June 2017, pp. 37-45.
- Ott T., Onder C., Guzzella L. 2013. *Hybrid-Electric Vehicle with Natural Gas-Diesel Engine*, Energies, 6, pp. 3571-3592.
- Radwan A., Morsy M., Fahmy M., 2010, *Evaluation of Using Natural Gas as a Fuel for LNG Carriers "Application of Marine Gas Turbines"*, Paper No. 297. CIMAC Congress 2010, Bergen, pp. 1-7.
- Semin., et al., 2018, *Technical Review of Fin Addition Analysis of Air Intake Valve on Gas-Oil Fuel Engine*, International Journal of Marine Engineering Innovation and Research, Vol. 2(3), June. 2018. 216-224 (pISSN:2541-5972, eISSN: 2548-1479).
- Taritas I., et al., 2017, *The Effect of Operating Parameters on Dual Engine Performance and Emissions - An Overview*, Transactions of Famena XLI-1. Pp. 1-14.
- Theotokatos G., Stoumpos S., Lazakis I., 2016, *Numerical Study of a Marine Dual-Fuel Four-Stroke Engine*, Proceedings of the 3rd International Conference on Maritime Technology and Engineering (MARTECH 2016), Lisbon, 4-6 July 2016, Portugal.
- Wei L., Geng P., 2016, *A Review on Natural Gas/Diesel Dual Fuel Combustion, Emissions and Performance*, Fuel Processing Technology 142, Elsevier, pp. 264-278.

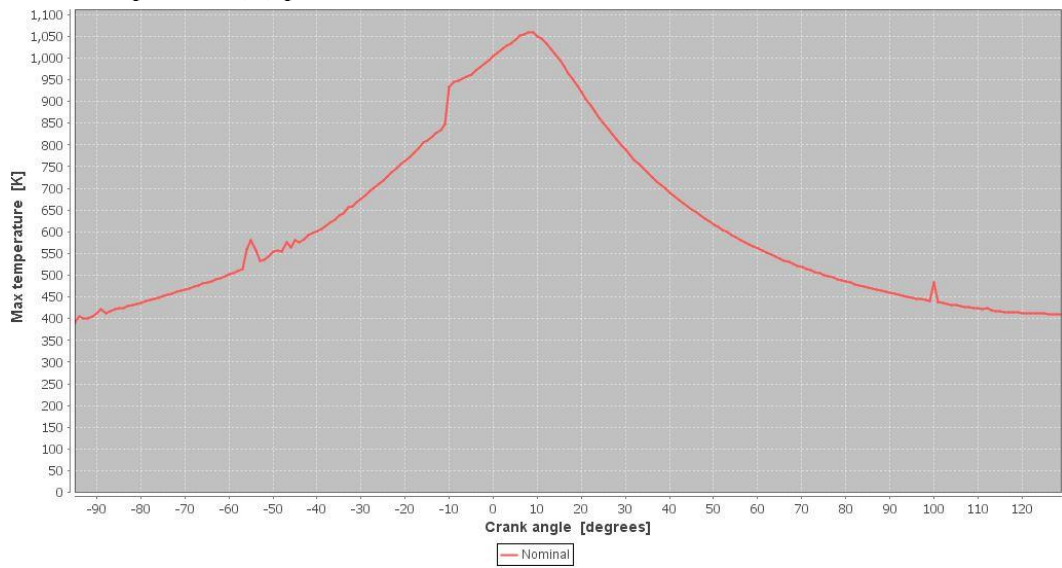
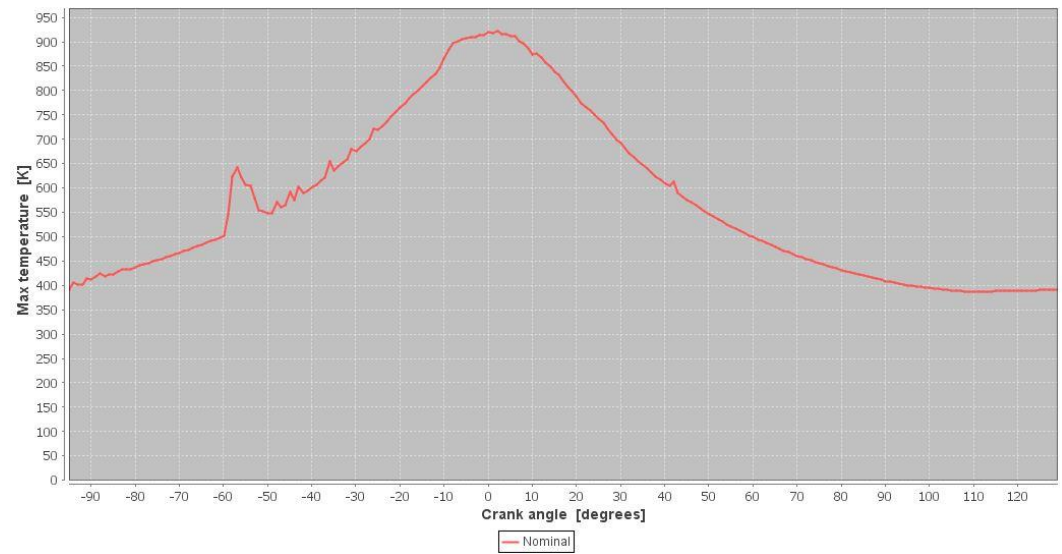
## LAMPIRAN

Max. Temperature (K) pada variasi CNG 0% dan DO 100%

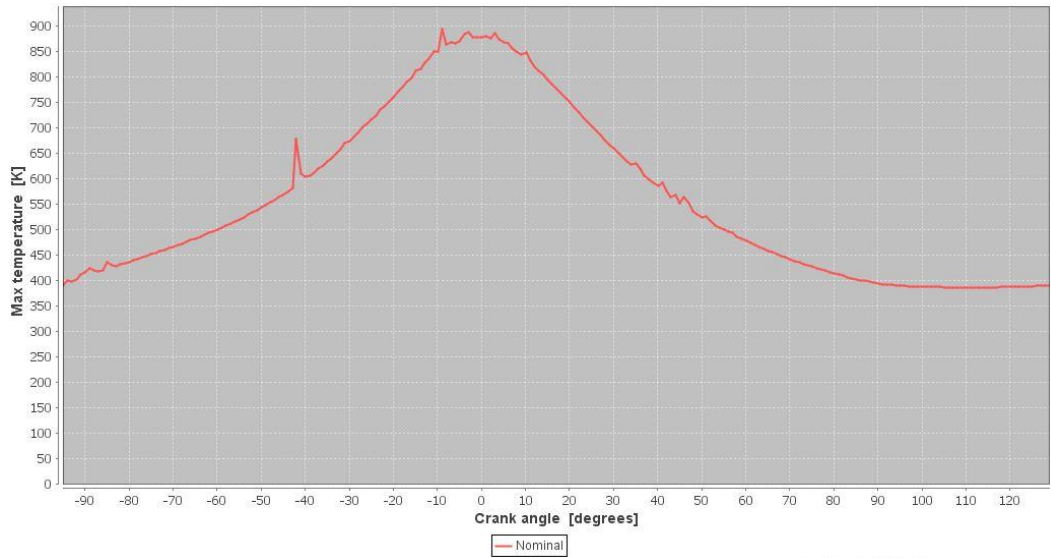


Max. Temperature (K) pada variasi CNG 25% dan DO 75%

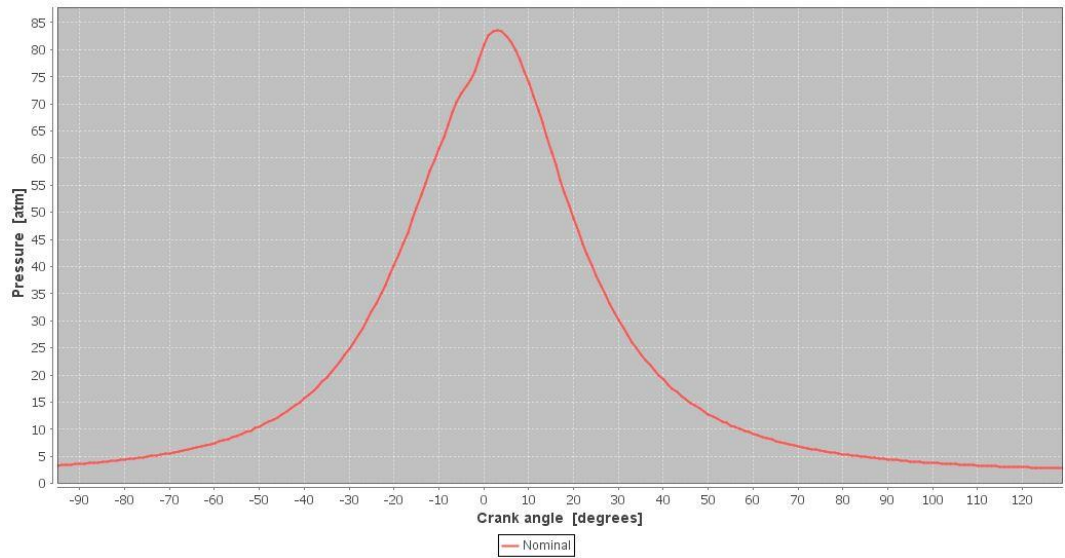


**Max. Temperature (K) pada variasi CNG 50% dan DO 50%****Max. Temperature (K) pada variasi CNG 75% dan DO 25%**

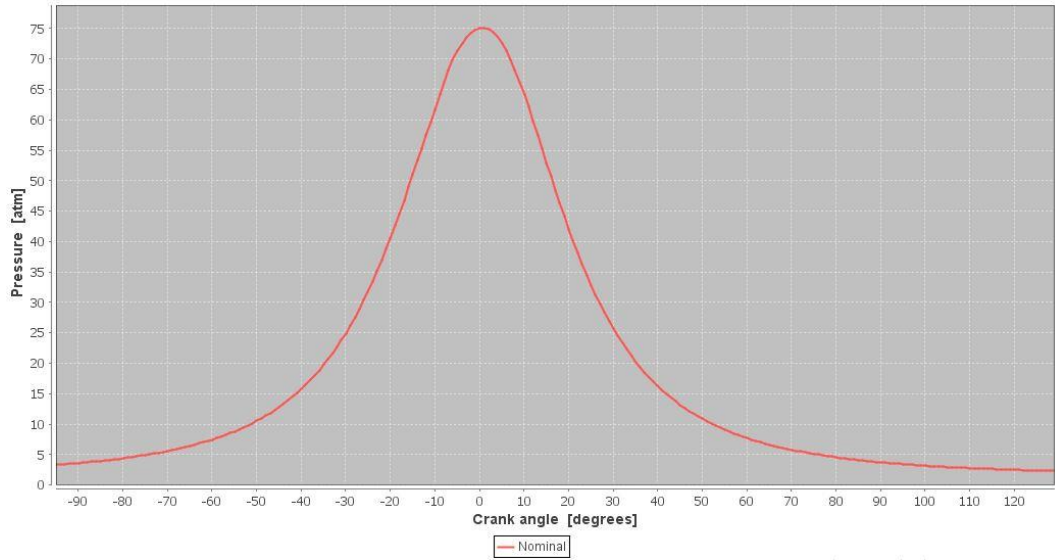
Max. Temperature (K) pada variasi CNG 100% dan DO 0%



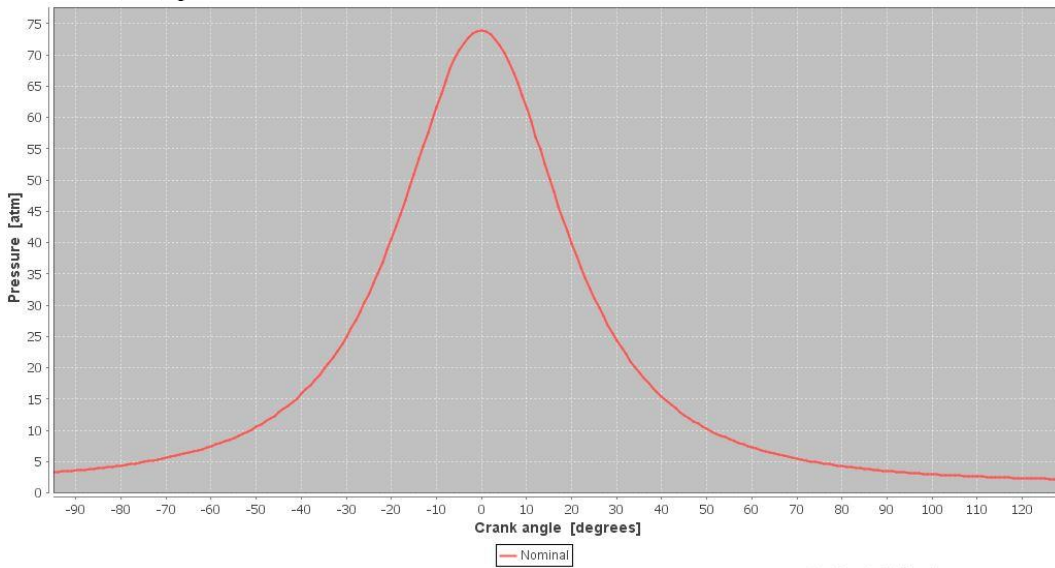
Pressure (bar) pada variasi CNG 0% dan DO 100%



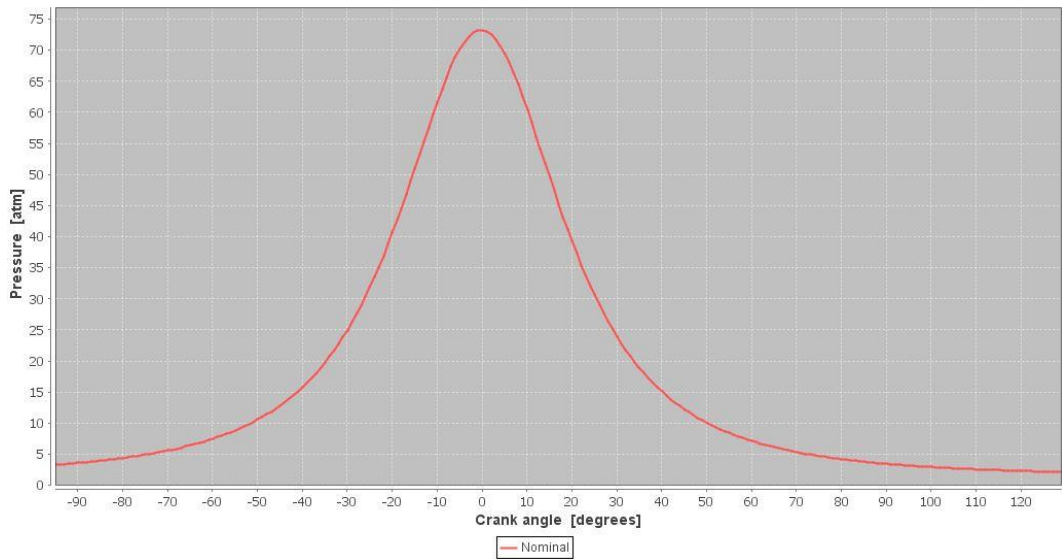
Pressure (bar) pada variasi CNG 25% dan DO 75%



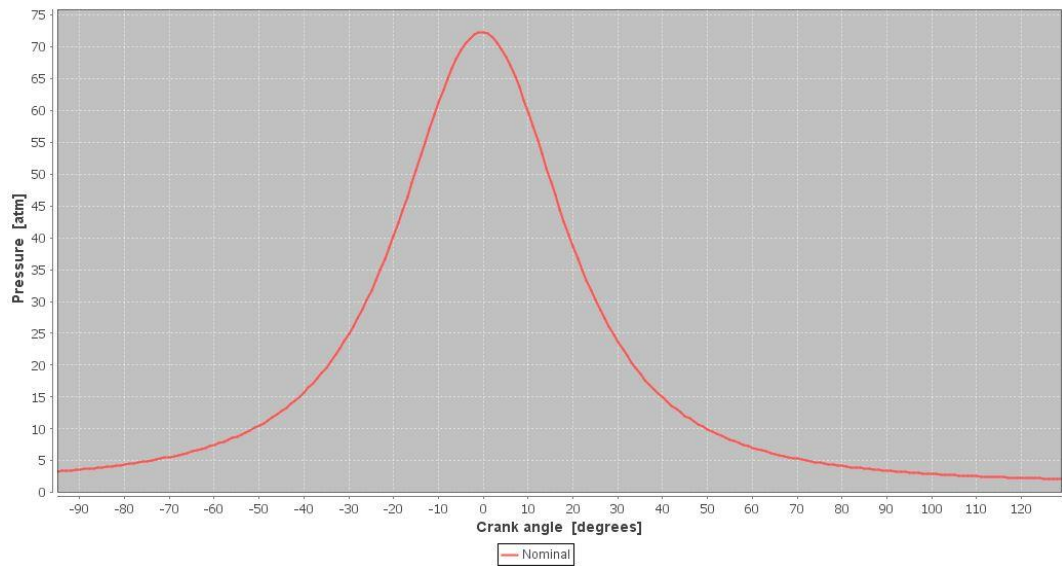
Pressure (bar) pada variasi CNG 50% dan DO 50%

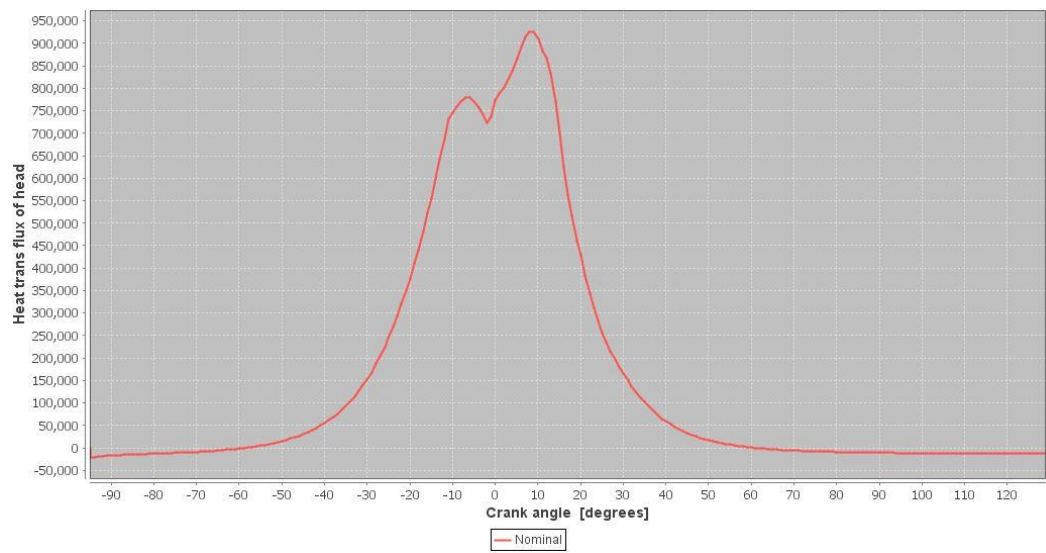
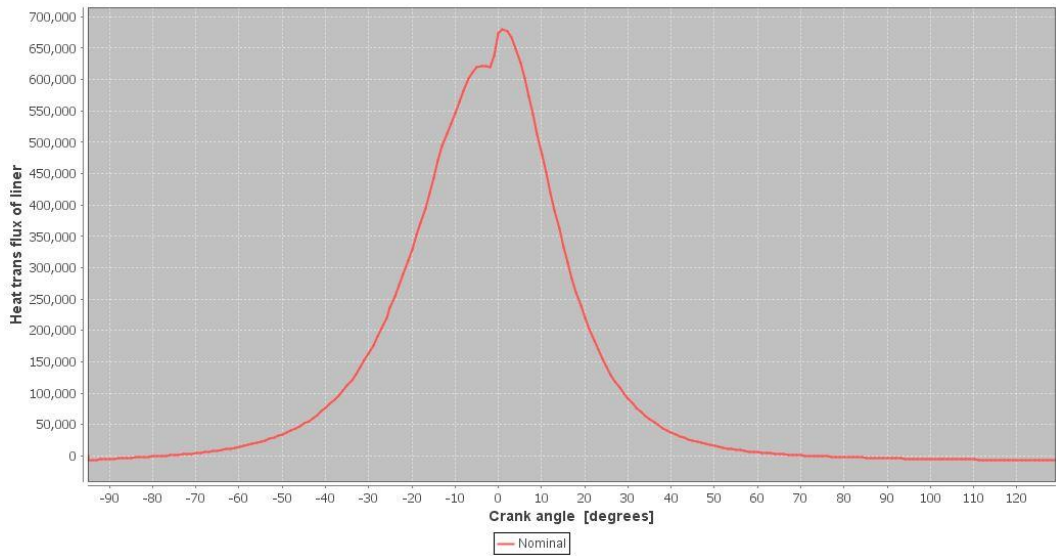


Pressure (bar) pada variasi CNG 75% dan DO 25%

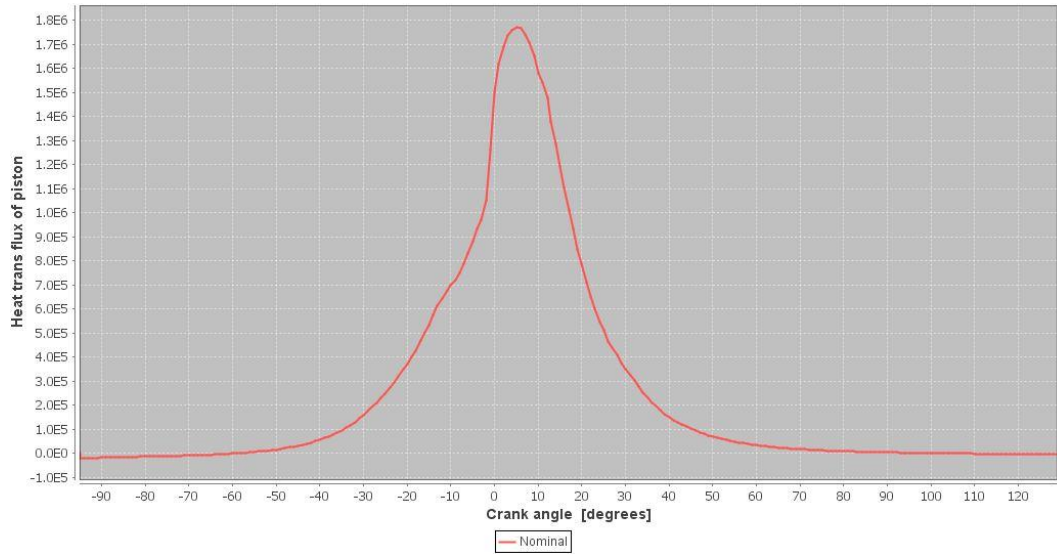


Pressure (bar) pada variasi CNG 100% dan DO 0%

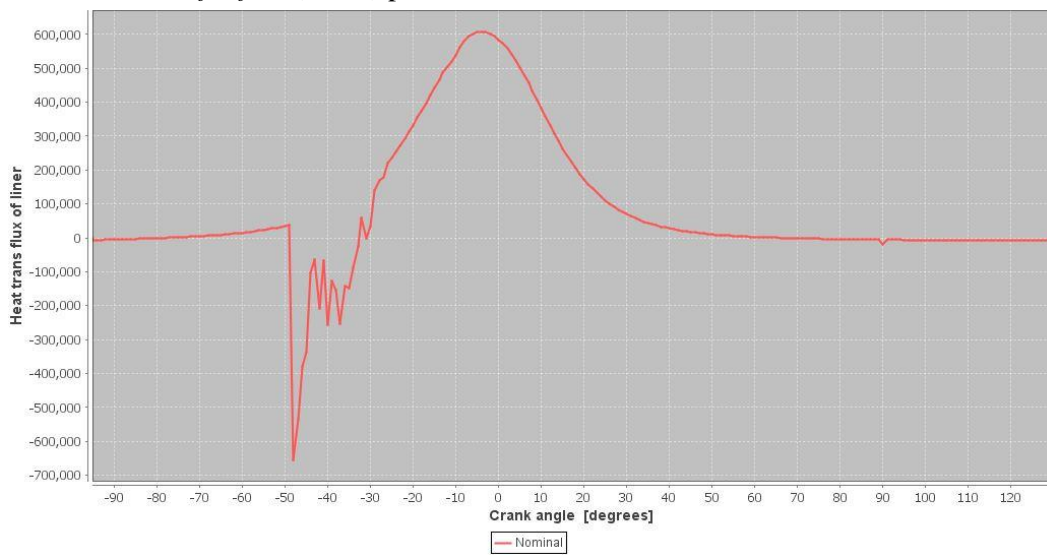


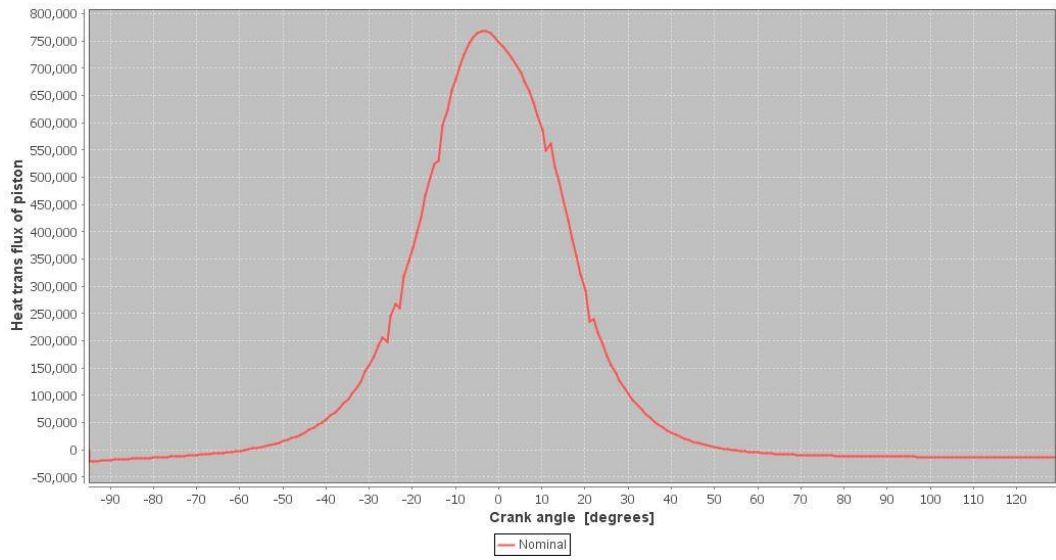
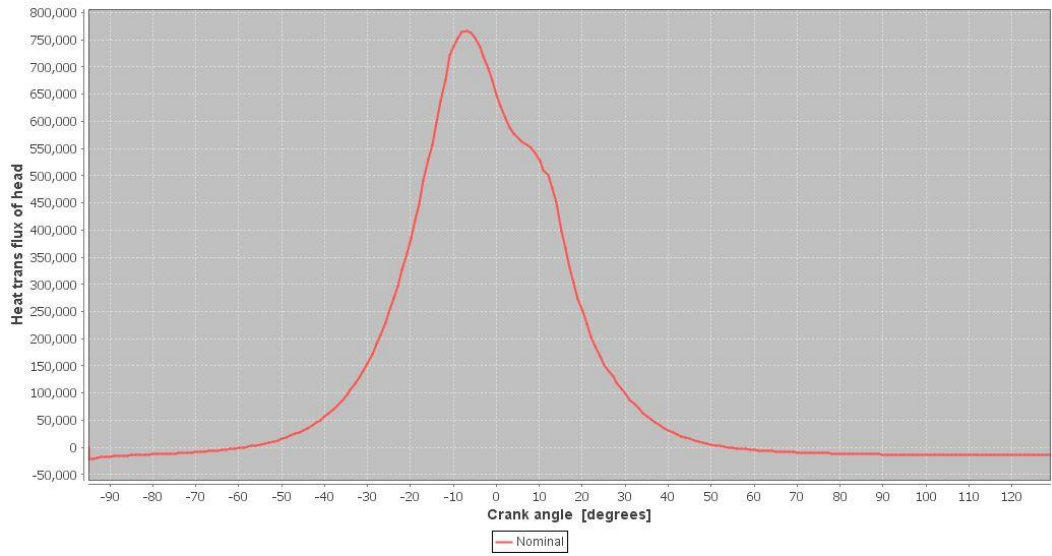
Grafik *heat transfer flux* ( $\text{W}/\text{m}^2$ ) pada variasi CNG 0% dan DO 100%

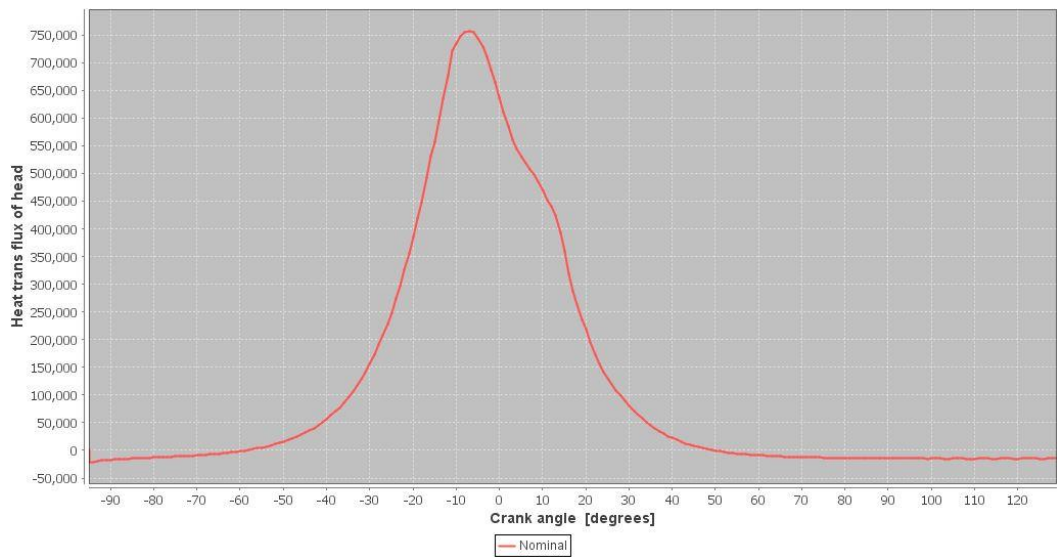
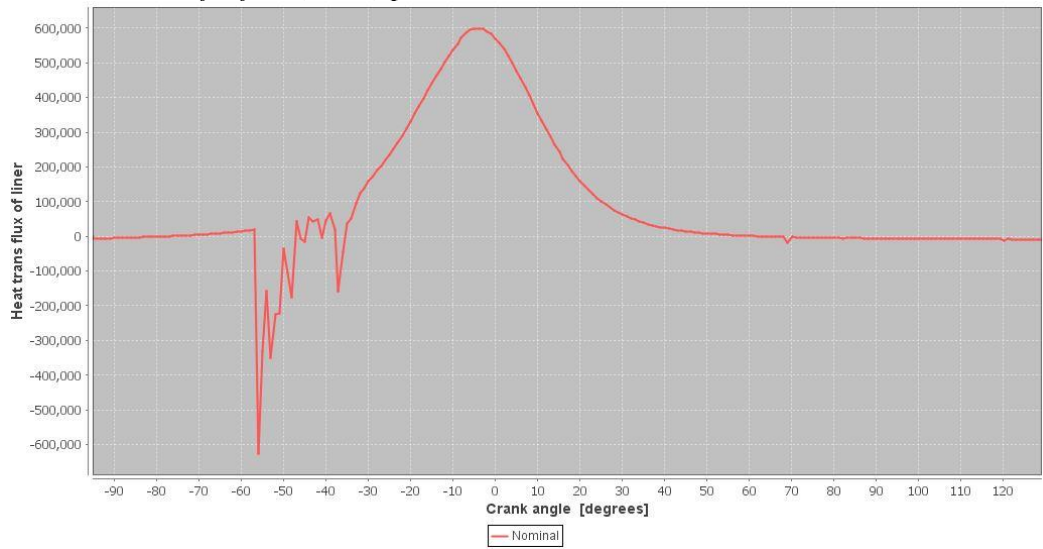


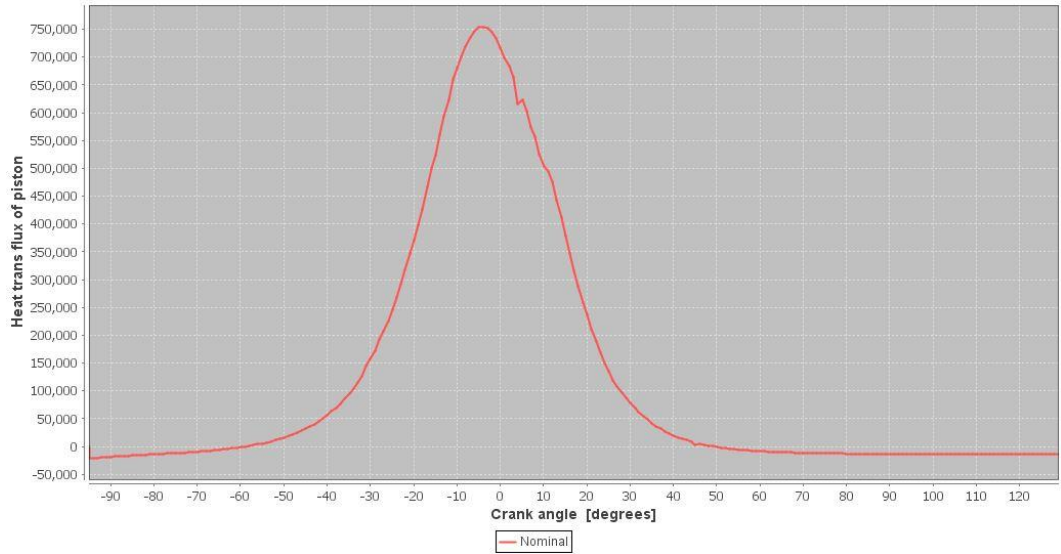


Grafik heat transfer flux ( $W/m^2$ ) pada variasi CNG 25% dan DO 75%

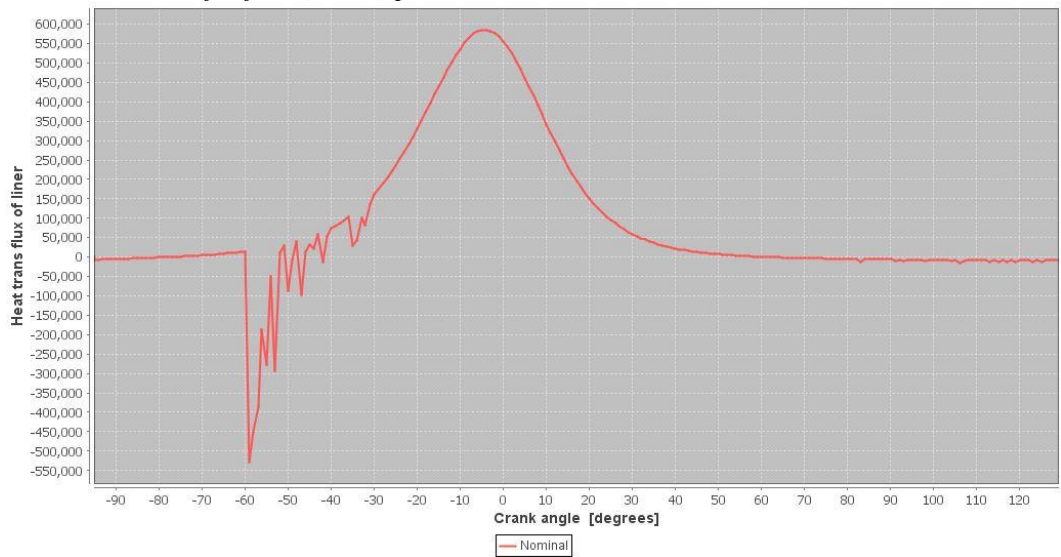


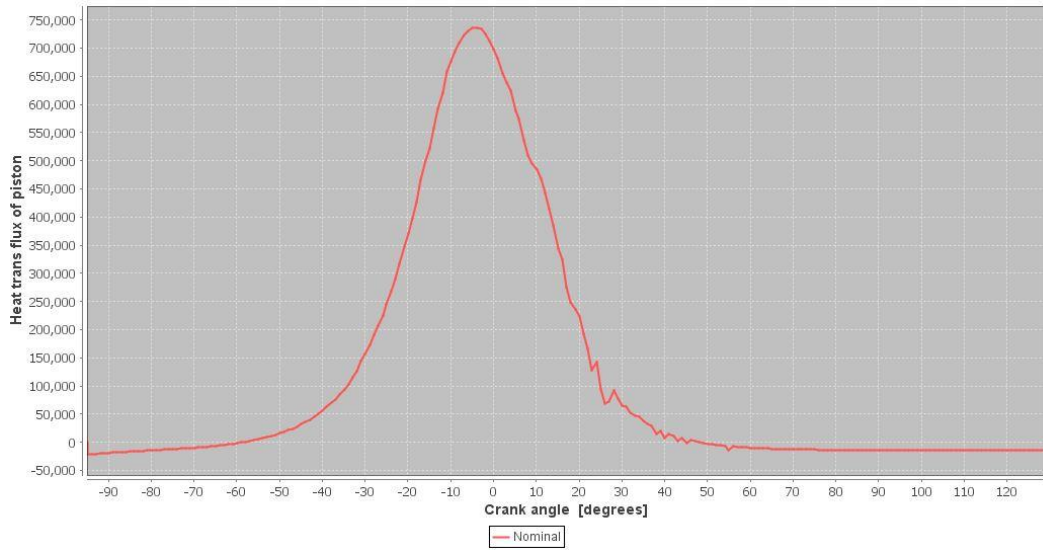
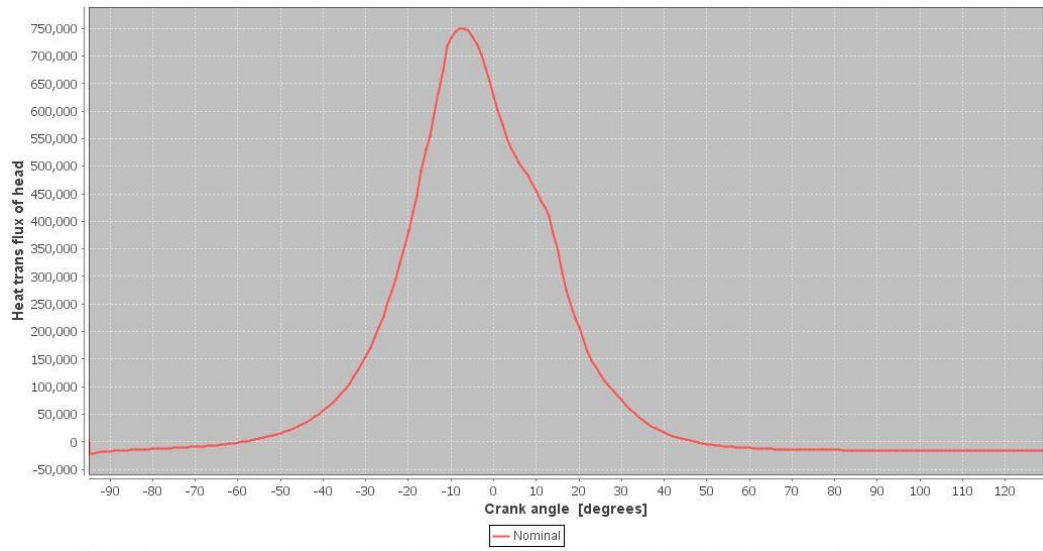


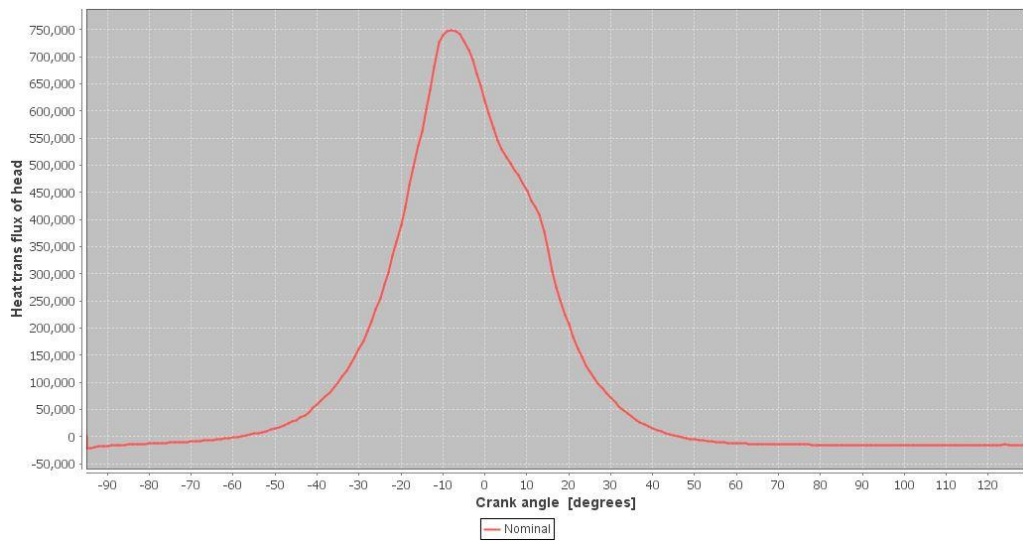
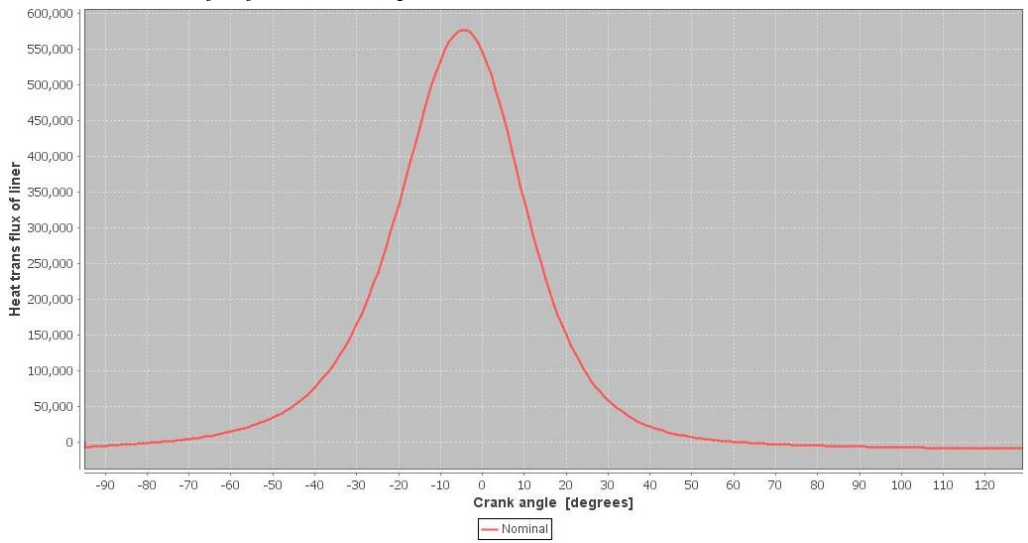
Grafik *heat transfer flux* ( $\text{W}/\text{m}^2$ ) pada variasi CNG 50% dan DO 50%

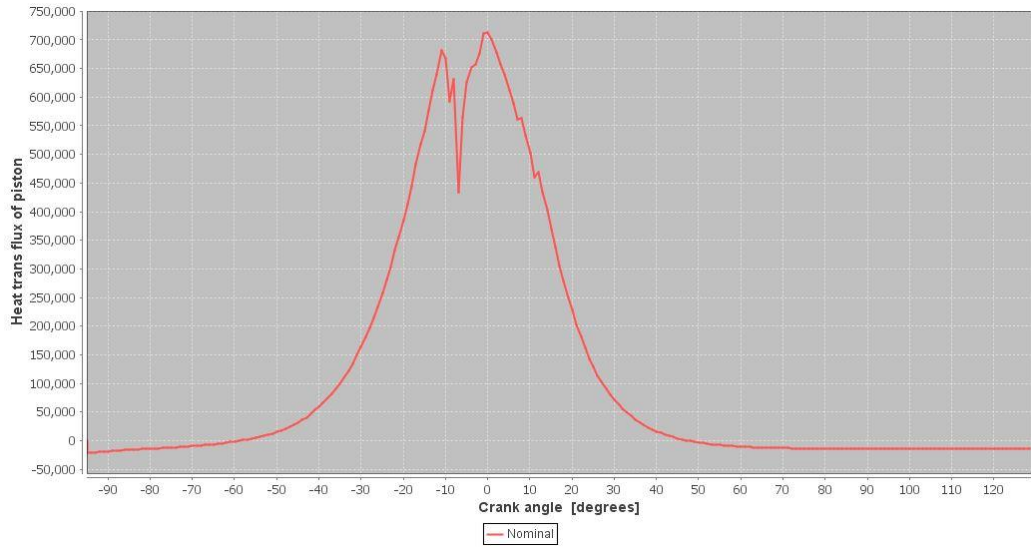


Grafik *heat transfer flux* ( $\text{W}/\text{m}^2$ ) pada variasi CNG 75% dan DO 25%





Grafik *heat transfer flux* ( $\text{W}/\text{m}^2$ ) pada variasi CNG 100% dan DO 0%







## BIODATA PENULIS



**Mochamad Choirul Hardianto** adalah Nama penulis skripsi ini. Penulis lahir dari orang tua (*Alm.*). Mochamad Hariadi dan Reni Rahayu sebagai anak pertama dari dua bersaudara. Penulis lahir pada 15 Juli 1995 di Kota Blitar, Jawa Timur. Penulis menempuh pendidikan dimulai dari SDN Karangtengah 01 (*lulus tahun 2008*), melanjutkan ke SMPN 03 Blitar (*lulus tahun 2011*), SMAN 3 Blitar (*lulus tahun 2014*), D3-Teknik Perancangan dan Kontruksi Kapal di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya (*lulus tahun 2017*), dan Lintas Jalur Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS). Dalam perkuliahan penulis mengambil penelitian untuk Tugas Akhir pada bidang studi *Marine Machinery and System* (MMS). Selama masa perkuliahan penulis aktif dalam kegiatan akademis maupun non-akademis.

Untuk kegiatan non-akademis penulis aktif sebagai staff Kominfo di Badan Eksekutif Mahasiswa Politeknik Perkapaln Negeri Surabaya pada periode 2015-2016. Selain itu penulis juga aktif di kegiatan akademis dengan menjadi Grader atau Asisten Dosen untuk membimbing Praktikum mahasiswa Sistem Perkapalan pada Mata Kuliah Ilmu Bahan dan Perlakuan Logam bidang studi *Marine Manufacturing and Design* (MMD) dalam praktikum Mesin Bubut dan Sekrap Periode Gasal dan Genap 2018/2019.