TUGAS AKHIR - ME184834

ANALISIS EFEK KONTUR PISTON CROWN PADA MOTOR DIESEL SATU SILINDER EMPAT LANGKAH BERBAHAN BAKAR BIODIESEL B30 TERHADAP ALIRAN FLUIDA BERBASIS SIMULASI

TARUNO GANGGAS DARUADJI BASKORO
NRP. 04211640000112

Dosen Pembimbing
Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D.
Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D.

Departemen Teknik Sistem Perkapalan

TUGAS AKHIR-ME184841

ANALISIS EFEK KONTUR PISTON CROWN PADA MOTOR DIESEL SATU SILINDER EMPAT LANGKAH BERBAHAN BAKAR BIODIESEL B30 TERHADAP ALIRAN FLUIDA BERBASIS SIMULASI

TARUNO GANGGAS DARUADJI BASKORO
04211640000112

Dosen Pembimbing I:
Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D
NIP. 197101101997021001

Dosen Pembimbing II:
Beny Cahyono, S.T.,M.T.,Ph.D
NIP. 197903192008011008

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2020

BACHELOR THESIS-ME184841

EFFECT OF THE PISTON CROWN CONTOUR ON THE FLOW FLUID USING FOUR STROKE ONE CYLINDER DIESEL ENGINE WITH B30 BIODIESEL BASED ON SIMULATION

TARUNO GANGGAS DARUADJI BASKORO
04211640000112

SUPERVISOR I:
Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D
NIP. 197101101997021001

SUPERVISOR II:
Beny Cahyono, S.T.,M.T.,Ph.D
NIP. 197903192008011008

DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2020

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISIS EFEK KONTUR PISTON CROWN PADA MOTOR DIESEL SATU SILINDER EMPAT LANGKAH BERBAHAN BAKAR BIODIESEL B30 TERHADAP ALIRAN FLUIDA BERBASIS SIMULASI

TUGAS AKHIR

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

Penulis:

TARUNO GANGGAS DARUADJI BASKORO

NRP. 04211640000112

Disetujui Oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir:

Prof. Semin , S.T., M.T., Ph.D ( )

Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D ( )

SURABAYA

AGUSTUS, 2020

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISIS EFEK KONTUR PISTON CROWN PADA MOTOR DIESEL SATU SILINDER EMPAT LANGKAH BERBAHAN BAKAR BIODIESEL B30 TERHADAP ALIRAN FLUIDA BERBASIS SIMULASI

TUGAS AKHIR

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

Penulis:

TARUNO GANGGAS DARUADJI BASKORO

NRP. 04211640000112

SURABAYA

AGUSTUS 2020

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

ABSTRAK

ANALISIS EFEK KONTUR PISTON CROWN PADA MOTOR DIESEL SATU SILINDER EMPAT LANGKAH BERBAHAN BAKAR BIODIESEL B30 TERHADAP ALIRAN FLUIDA BERBASIS SIMULASI

Nama	: Taruno Ganggas Daruadji Baskoro
NRP	: 04211640000112
Departemen	: Teknik Sistem Perkapalan
Dosen Pembimbing I	: Prof. Semin, S. T., M. T., Ph. D
Dosen Pembimbing II	: Beny Cahyono, S. T., M. T., Ph. D
Bidang Studi	: MPP (Marine Power Plant)

ABSTRAK

Mesin diesel dikategorikan ke dalam mesin pembakaran dalam. Pada mesin pembakaran dalam, pembakaran terjadi di ruang bakar (*combustion chamber*). Proses pembakaran di ruang bakar membutuhkan tiga elemen utama, yaitu bahan bakar, udara, dan panas hasil dari kompresi. Proses pembakaran pada mesin pembakaran dalam akan berpengaruh ke performa maupun emisi mesin. Mesin yang digunakan adalah mesin diesel Yanmar TF85MH, satu silinder, empat langkah, injeksi langsung dengan bahan bakar biodiesel B30. Penelitian ini akan menganalisa efek kedalaman *piston bowl* terhadap aliran fluida yang dihasilkan. Untuk mendapatkan data, metode simulasi dipilih oleh penulis dengan menggunakan software ANSYS. Kedalaman *piston bowl* saat ini adalah sebesar 15,5 mm. Pada penelitian ini akan dilakukan variasi model dengan penambahan dan pengurangan sebesar +2, +1, 0, -1, dan -2 (dalam mm). Hasil dari simulasi menunjukkan bahwa *swirl ratio* tertinggi terjadi pada case 5 dengan nilai sebesar -1,15, temperature tertinggi terjadi pada case 4 dengan nilai sebesar 2373˚K, dan *heat release rate rate* tertinggi terjadi pada case 4 dengan nilai sebesar $3{,}25 \times 10^{8}$ erg/degree.

***Kata Kunci**: Piston bowl, aliran fluida, computational fluid dynamics.*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

ABSTRACT

EFFECT OF THE PISTON CROWN CONTOUR ON THE FLOW FLUID USING FOUR STROKE ONE CYLINDER DIESEL ENGINE WITH B30 BIODIESEL BASED ON SIMULATION

Name	: Taruno Ganggas Daruadji Baskoro
NRP	: 04211640000112
Department	: Department of Marine Engineering
Supervisor I	: Prof. Semin, S. T., M. T., Ph. D
Supervisor II	: Beny Cahyono, S. T., M. T., Ph. D
Field of Study	: MPP (*Marine Power Plant*)

ABSTRACT

Diesel engines are categorized into internal combustion engines. On the internal combustion engine, combustion occurs in the combustion chamber. The combustion process requires three main elements: fuel, air, and heat from compression. The combustion process on the internal combustion engine will affect engine performance or emissions. The engine used is Yanmar TF85MH, one cylinder, four-stroke, direct-injection with B30 fuel palm oil. This study analyzes the effect of the piston bowl depth against the resulting fluid flow. To get the data, the author using the ANSYS software. The current piston bowl depth is 15.5 mm. In this study, model variation with addition and reduction of +2, +1, 0, -1, and -2 (in mm). The results of the simulation show that the highest swirl ratio occurs in case 5 with a value of -1.15, the highest temperature occurs in case 4 with a value of 2373˚K, and the highest heat release rate occurs in case 4 with a value of $3.25x10^8$ erg/degree

***Keyword**: Piston bowl, flow fluid, computational fluid dynamics.*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Allah SWT atas berkat dan karunianya, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan judul "Analisa Efek Kontur Piston Crown pada Motor Diesel Satu Silinder Empat Langkah Berbahan Bakar Biodiesel B30 Terhadap Aliran Fluida Berbasis Simulasi" yang merupakan salah satu syarat guna mencapai gelar kesarjanaan di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Dengan selesainya Tugas Akhir ini tidak terlepas dari bantuan banyak pihak yang telah memberikan masukan-masukan dan memberikan dampingan kepada penulis. Untuk itu penulis mengucapkan banyak terimakasih kepada :

1. Allah SWT,
2. Keluarga tercinta, Ir. Hertanto Boediadji, RR. Daru Iswari D.W, Satrio Daruadji Pragnyono S.T., Diajeng Nareswari Putri Daruadji, Keluarga Besar Ir. Bambang Moeljobali dan Keluarga Besar dr. Soeko Praptardjo yang senantiasa memberikan doa dan semangat selama menempuh pendidikan selama ini,
3. Bapak Beny Cahyono, S. T., M. T., Ph. D selaku Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK – ITS sekaligus selaku dosen pembimbing II penulis,
4. Bapak Eddy Setyo Koenhardono, ST., M.Sc selaku dosen wali penulis,
5. Bapak Prof. Semin , S.T., M.T., Ph.D selaku dosen pembimbing I Penulis,
6. Seluruh dosen pengajar dan staff pendukung Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS yang tidak dapat disebutkan satu persatu,
7. Seluruh mahasiswa Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS dari Voyage 2016, Badrikara 2017, Cakrawala 2018, dan Siskal 2019,
8. Teman-teman seperjuangan dari Laboratorium *Marine Power Plant*,
9. Mas Choirul dan Mas Andre sebagai mentor dalam pengerjaan CFD,
10. Teman-teman dari grup BISMILLAH #W122, "*The Oilers"*, UWM KUY, Coco, BREAKING NEWS!!, dan 26'15 ITS UnAir.

Dengan segala kerendahan hati, penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun demi majunya ilmu pengetahuan. Akhir kata, penulis berharap agar Tugas Akhir ini dapat memberi sedikit sumbangan pengetahuan kepada pembaca.

Surabaya, Juli 2020

Taruno Ganggas D.B.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN ..... **vii**
LEMBAR PENGESAHAN ..... **ix**
ABSTRAK ..... **xi**
ABSTRACT ..... **xiii**
KATA PENGANTAR ..... **xv**
DAFTAR ISI ..... **xvii**
DAFTAR GAMBAR ..... **xix**
DAFTAR TABEL ..... **xxi**
DAFTAR GRAFIK ..... **xxiii**
BAB 1 PENDAHULUAN **1**
1.1 Latar Belakang 1
1.2 Rumusan Masalah 2
1.3 Tujuan 2
1.4 Batasan Masalah 2
1.5 Manfaat 2
BAB 2 KAJIAN PUSTAKA **3**
2.1 Motor Diesel 3
2.1.1 Pengertian Motor Diesel 3
2.1.2 Siklus Kerja Motor Diesel 3
2.1.3 Ruang Bakar Motor Diesel 4
2.2 Bahan Bakar 6
2.2.1 Pengertian bahan bakar 6
2.2.2 Biodiesel 7
2.3 Proses Pembakaran 8
2.4 Jenis jenis Aliran Udara 10
2.5 Computational Fluid Dynamics 10
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN **13**
3.1 Studi Literatur 14

3.2 Identifikasi dan Perumusan Masalah 14
3.3 Pengidentifikasian Karakteristik Mesin Diesel 15
3.4 Pengidentifikasian Karakteristik Bahan Bakar 16
3.5 Pemodelan Geometri Mesin Diesel 16
3.6 Simulasi CFD 20
3.7 Output Simulasi 24
3.8 Analisis dan Pembahasan 24
3.9 Kesimpulan dan Saran 24
3.10 Jadwal Pelaksanaan 25
BAB 4 ANALISA DAN PEMBAHASAN 27
4.1 Validasi Model Piston 27
4.2 Validasi Hasil Simulasi 27
4.3 Data Hasil Simulasi 27
4.3.1 Swirl Ratio 28
4.3.2 Velocity 29
4.3.3 Temperature 36
4.3.4 Heat Release Rate 46
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN 49
5.1 Kesimpulan 49
5.2 Saran 49
DAFTAR PUSTAKA 51
LAMPIRAN I 53
LAMPIRAN II 55
BIODATA PENULIS 93

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Siklus Motor Diesel Empat Langkah....4
Gambar 2.2 HCC (Hemispherical Combustion Chamber)....5
Gambar 2.3 SCC (Shallow Depth Combustion Chamber)....5
Gambar 2.4 TCC (Toroidal Combustion Chamber)....6
Gambar 2.5 Fase Pembakaran Motor Diesel....9
Gambar 2.6 Swirl (kiri) dan tumble (kanan)....10
Gambar 3.1 *Flowchart* Penelitian....14
Gambar 3.2 Geometri Piston Standar Yanmar TF85MH....16
Gambar 3.3 Piston Original Yanmar TF85MH....17
Gambar 3.4 Variasi Model Piston Yanmar TF85MH....18
Gambar 3.5 Isometric View Piston Standar 3D....19
Gambar 3.6 Front View Combustion Chamber 3D....19
Gambar 3.7 *Flow Domain* Yanmar TF85MH dalam *Parasolid(*.x_t)*....20
Gambar 3.8 Tampilan ANSYS ICE Forte....20
Gambar 3.9 Tampilan Simulation Settings pada ANSYS ICE Forte....21
Gambar 3.10 Hasil Proses Decompose pada Designmodeller....21
Gambar 3.11 Hasil Meshing pada Forte Mesh Generator....22
Gambar 3.12 Tampilan Forte Simulate....24
Gambar 4.1 Temperature saat TDC....38
Gambar 4.2 Temperature saat 1˚ ATDC....39
Gambar 4.3 Temperature saat 2˚ ATDC....40
Gambar 4.4 Temperature saat 3˚ ATDC....41
Gambar 4.5 Temperature saat 4˚ ATDC....42
Gambar 4.6 Temperature saat 5˚ ATDC....43
Gambar 4.7 Temperature saat 10˚ ATDC....44
Gambar 4.8 Temperature saat 15˚ ATDC....45
Gambar 4.9 Velocity saat -18˚ ATDC....29
Gambar 4.10 Velocity saat -17˚ ATDC....30
Gambar 4.11 Velocity saat -16 ATDC....31
Gambar 4.12 Velocity saat -15˚ ATDC....32
Gambar 4.13 Velocity saat -10˚ ATDC....33
Gambar 4.14 Velocity saat -5˚ ATDC....34
Gambar 4.15 Velocity saat TDC....35

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Karakteristik Pembakaran Bahan Bakar Biodiesel.....8
Tabel 3.1 Spesifikasi Yanmar TF85MH 15
Tabel 3.2 Karakteristik HSD dan Biodiesel B30.....16
Tabel 3.3 Variasi Model Piston.....16
Tabel 3.4 Dimensi Piston Modifikasi.....22
Tabel 3.5 Boundary Conditions.....23
Tabel 3.6 Komposisi Udara.....23
Tabel 3.7 Initial Conditions pada 60˚ CA sebelum TDC 23
Tabel 3.8 Jadwal Pelaksanaan Kegiatan.....25
Tabel 4.1 Hasil Validasi Rasio Kompresi 27

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

DAFTAR GRAFIK

Grafik 4.1 Grafik Swirl Ratio dengan berbagai Variasi Model.....28
Grafik 4.2 Grafik Temperature dengan Berbagai Variasi Model.....36
Grafik 4.3 Grafik Heat Release Rate dengan Berbagai Variasi Model.....46

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 1
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Motor diesel merupakan salah satu mesin pembakaran dalam dimana pembakaran pada motor diesel terjadi karena adanya injeksi bahan bakar, pasokan udara, dan panas akibat kompresi di ruang bakar. Hingga saat ini motor diesel masih dilakukan peningkatan performa maupun efisiensi termal. Selain itu, emisi gas buang motor diesel juga harus disesuaikan dengan standar yang sudah diakui. Emisi yang dimaksud adalah NO_x dan jelaga. Emisi NO_x terjadi akibat reaksi dari nitrogen dan oksigen saat proses pembakaran. Emisi NO_x dapat terjadi karena ketidakhomogenan campuran bahan bakar dan udara.. Tingginya temperatur di ruang bakar juga dapat meningkatkan kandungan emisi NO_x (Prabhakara Rao Ganji, 2018).

Ada keterkaitan antara seisi gas buang dengan campuran bahan bakar dan udara pada proses pembakaran (Li J, Yang W M, An H, Maghbouli A, Chou S K, 2014). Pembakaran bahan bakar dapat dipengaruhi oleh beberapa faktor, contohnya tekanan injeksi, bentuk piston, pola pengabutan, putaran udara, jumlah bahan bakar yang diinjeksikan, dan lain-lain (ANNAMALAI R., 2017). Salah satu jurnal (Lim J, Min K, 2005) juga berpendapat bahwa dalam proses pembakaran, diperlukan campuran udara dan bahan bakar yang tepat. Aliran udara di ruang bakar juga akan mempengaruhi proses pembakaran di motor diesel. Terdapat dua jenis aliran di ruang bakar, yaitu *swirl* dan *tumble*. Aliran *swirl* adalah aliran udara yang membentuk putaran atau kumparan, sedangkan aliran *tumble* adalah aliran udara yang tegak lurus terhadap silindernya. Dalam proses pembakaran, aliran *swirl* sangat diharapkan karena dapat meningkatkan intensitas turbulen. Intensitas turbulen yang tinggi mengakibatkan pembakaran di ruang bakar terjadi lebih menyeluruh Aliran *swirl* bisa didapatkan dengan merubah bentuk *piston crown* (Glenn Cahya D.R., 2013).

Ada beberapa bentuk *piston crown* yang sudah dianalisa, yaitu HCC (*hemispherical combustion chamber*), SCC (*shallow depth combustion chamber*), dan TCC (*toroidal combustion chamber*). Pada penelitiannya, piston dengan bentuk TCC (*toroidal combustion chamber*) memiliki *swirl ratio* paling tinggi (Prabhakara Rao Ganji, 2018).

Dengan adanya penelitian ini, diharapkan ditemukannya geometri *piston crown* yang paling ideal sehingga tidak ada penurunan kualitas pembakaran apabila menggunakan bahan bakar biodiesel B30.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang ada, perlu dilakukan pengujian untuk mengetahui :

1. Bagaimana pengaruh kedalaman *piston bowl* terhadap *aliran fluida* motor diesel?
2. Bagaimana pengaruh kedalaman *piston bowl* terhadap *temperature distribution* motor diesel dengan menggunakan bahan bakar B30?
3. Bagaimana bentuk *piston crown* yang paling ideal untuk proses pembakaran dengan bahan bakar biodiesel B30?

1.3 Tujuan

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Menganalisa pengaruh kedalaman *piston bowl* terhadap aliran fluida motor diesel.
2. Menganalisa pengaruh kedalaman *piston bowl* terhadap *temperature distribution* motor diesel dengan menggunakan bahan bakar B30.
3. Mendapatkan bentuk *piston crown* yang paling ideal terhadap proses pembakaran dengan bahan bakar biodiesel B30.

1.4 Batasan Masalah

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

1. Penelitian ini difokuskan pada pemodelan menggunakan *software* CFD.
2. Mesin dioperasikan pada 2200 rpm
3. Bahan bakar yang digunakan adalah biodiesel B30.
4. Tidak mempertimbangkan kekuatan struktur *piston crown*.
5. Menggunakan lima variasi kedalaman *piston bowl.*

1.5 Manfaat

Manfaat yang diperoleh dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Menambah pengetahuan dan aplikasi secara langsung dalam simulasi CFD.
2. Menambah pengetahuan tentang modifikasi *piston crown*.
3. Mengetahui bentuk aliran pada waktu pembakaran akibat perubahan *piston crown.*
4. Mendapatkan penerapan teknologi yang tepat guna mengoptimalkan proses pembakaran pada ruang bakar.
5. Mengetahui pengaruh desain *piston crown* terhadap proses pembakaran

BAB 2
KAJIAN PUSTAKA

2.1 Motor Diesel

2.1.1 Pengertian Motor Diesel

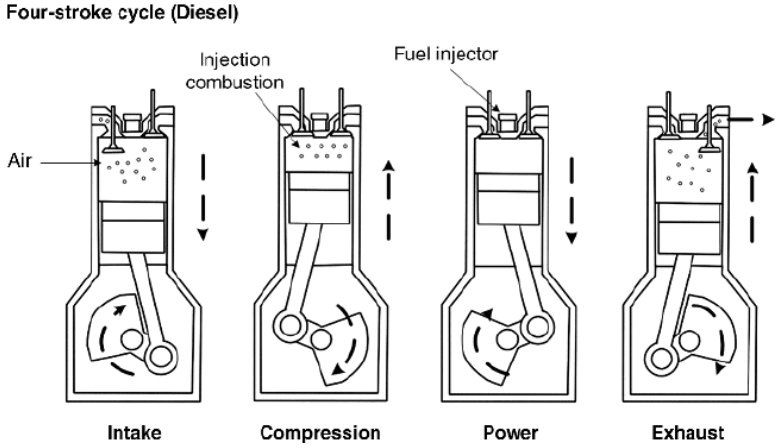
Motor diesel merupakan salah satu dari mesin pembakaran dalam. Motor diesel biasa diaplikasikan ke alat berat karena memiliki torsi yang relatif besar (T. Thurnheer, 2011). Salah satu kelebihan motor diesel adalah besarnya daya yang dihasilkan, efisiensi termal yang tinggi (dapat mencapai 50%) karena memiliki rasio kompresi yang tinggi (15:1 s.d. 22;1), dan memiliki ketahanan yang lebih baik . Karena hal tersebut motor diesel dapat diaplikasikan pada mesin industri maupun sebagai penggerak utama kapal (Daryanto, Setyabudi. I, 2013). Hingga saat ini, mesin diesel terus dikembangkan untuk menambah performa, menambah efisiensi termal, dan menurunkan tingkat emisi yang dikeluarkan.

Tidak seperti motor bensin, motor diesel tidak memerlukan pemantik (*spark plugs*) agar terjadi pembakaran dalam ruang bakar. Hal tersebut mengakibatkan motor diesel juga sering disebut dengan *compression ignition engine*. Saat langkah hisap pada motor diesel, hanya udara murni yang dimasukkan ke ruang bakar (Daryanto, Setyabudi. I, 2013). Kemudian udara tersebut dimampatkan sehingga mencapai tekanan dan temperatur yang tinggi saat piston bergerak ke posisi TMA. Sebelum piston menyentuh titik TMA, bahan bakar diinjeksikan ke dalam ruang bakar. Tercampurnya udara bertemperatur tinggi dengan bahan bakar akan mengakibatkan terjadinya pembakaran dalam ruang bakar.

2.1.2 Siklus Kerja Motor Diesel

Cara kerja motor diesel terbagi menjadi dua, yaitu empat langkah dan dua langkah. Motor diesel empat langkah adalah motor diesel yang membutuhkan dua kali putaran poros engkol (720˚ *crank angle*) atau empat kali langkah piston dalam satu siklus. Sedangkan motor diesel dua langkah adalah motor diesel yang membutuhkan satu kali putaran poros engkol (360˚ *crank angle*) atau dua kali langkah piston dalam satu siklus. Namun dalam bahasan kali ini, fokus pemahaman hanya mengenai motor diesel empat langkah. Hal tersebut karena dalam penelitian ini menggunakan motor diesel satu silinder empat langkah.

(a) Empat Langkah



Gambar 2.1 Siklus Motor Diesel Empat Langkah

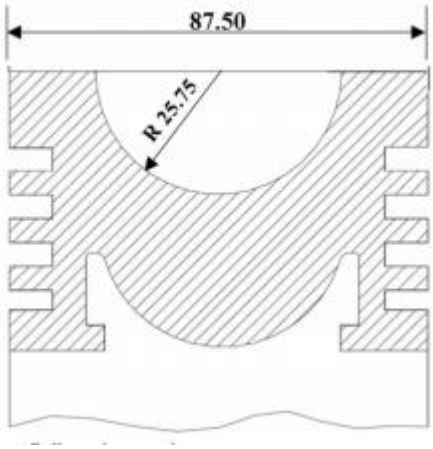
1. Langkah Hisap
   Pada langkah hisap, katup hisap terbuka sedangkan katup buang tertutup. Piston bergerak dari TMA ke TMB yang mengakibatkan tekanan di ruang bakar lebih rendah dibandingkan dengan udara luar. Udara akan bergerak dari tekanan tinggi (luar) ke tekanan rendah (ruang bakar).
2. Langkah Kompresi
   Pada langkah kompresi, katup hisap dan buang akan tertutup. Piston akan bergerak dari TMB ke TMA yang mengakibatkan meningkatnya tekanan di ruang bakar. Akibat tekanan yang meningkat, temperatur dalam ruang bakar juga meningkat.
3. Langkah Usaha
   Sebelum piston sampai di posisi TMA, bahan bakar akan diinjeksikan ke ruang bakar. Pada langkah usaha akan terjadi pembakaran akibat semua persyaratan pembakaran (udara, kompresi, dan bahan bakar) terpenuhi. Terjadinya pembakaran juga akan mengakibatkan tekanan di ruang bakar meningkat sebanyak +_ 50 atm. Tekanan tersebut yang memicu pergerakan piston dari TMA ke TMB.
4. Langkah Buang
   Pada langkah buang, katup buang terbuka dan katup hisap tertutup. Piston akan menuju ke TMA yang mengakibatkan keluarnya gas sisa buang.

2.1.3 Ruang Bakar Motor Diesel

Ruang bakar adalah sebuah ruangan yang terletak antara *cylinder liner, cylinder head,* dan *piston* yang berfungsi sebagai tempat pembakaran campuran bahan bakar dengan udara yang dikompresikan oleh *piston*. Berdasarkan bentuk, ruang pembakaran terbagi menjadi tiga, yaitu HCC (*hemispherical combustion chamber*), SCC (*shallow depth combustion chamber*), dan TCC (*toroidal combustion chamber*).

(a) HCC (*hemispherical combustion chamber*)

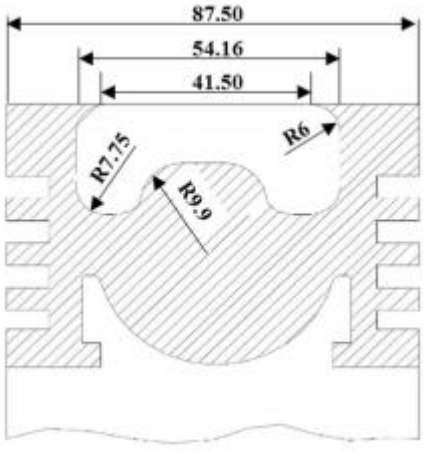
Permukaan piston pada ruang bakar akan memerikan sedikit efek *squish*. Efek *squish* berfungsi untuk mengatur pemusatan bahan bakar ke tengah ruang bakar. Namun efek *squish* dapat dioptimalkan dengan menggunakan beberapa variasi kedapalam *piston bowl* (Gosh, 2016).



Gambar 2.2 HCC (Hemispherical Combustion Chamber)

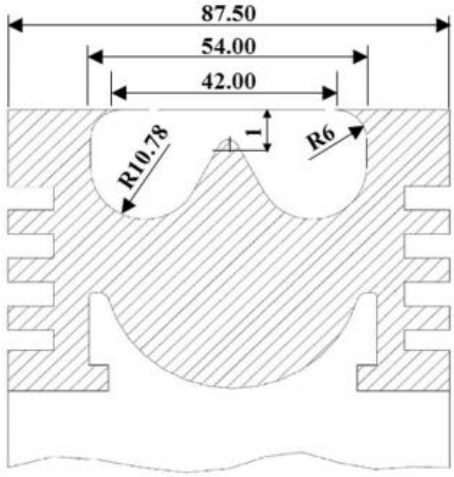
(b) SCC (*shallow depth combustion chamber*)

Ruang bakar jenis SCC biasa digunakan pada mesin besardan memiliki kecepatan yang rendah. Di dalam ruang bakar, efek *squish* dapat diabaikan karena besarnya rongga *piston bowl* (Gosh, 2016).



Gambar 2.3 SCC (Shallow Depth Combustion Chamber)

(c) TCC (*toroidal combustion chamber*)
Ruang bakar yang dihasilkan dapat meningkatkan konsumsi bahan bakar spesifiknya hingga mencapai 35% dan mampu mereduksi gas polutan yang dihasilkan seperti NOx, CO, dan HC disebabkan oleh geometri ruang bakar yang dihasilkan memberikan kesempatan injeksi bahan bakar untuk teratomisasi dan terbakar secara sempurna. (Soeharto, n.d.)



Gambar 2.4 TCC (Toroidal Combustion Chamber)

2.2 Bahan Bakar

2.2.1 Pengertian bahan bakar

Bahan bakar pada mesin berfungsi untuk menciptakan pembakaran yang dapat mengakibatkan ekspansi daya di ruang bakar. Ekspansi daya pada ruang bakar akan mengakibatkan terdorongnya piston dari titik mati atas (TMA) ke titik mati bawah (TMB). Dalam memilih bahan bakar, harus disesuaikan dengan karakteristik mesin. Berikut beberapa hal yang harus dipertimbangkan dalam memilih bahan bakar (Roy L. Harrington, 1992):

1. Viskositas

Viskositas adalah tingkat kekentalan suatu fluida. Viskositas pada bahan bakar akan berpengaruh pada kemudahan penginjeksian bahan bakar. Semakin kecil nilai viskositas yang dimiliki bahan bakar, semakin bahan bakar semakin mudah mengalir.

2. Density

Density atau bisa disebut berat jenis didefinisikan dengan perbandingan antara berat dan volume sehingga memiliki satuan kg/m^3. Perubahan temperatur dan tekanan yang dialami bahan bakar dapat mempengaruhi berat jenisnya. Nilai density akan meningkat apabila temperatur bahan bakar menurun.

3. Heating value

Heating value akan berpengaruh pada konsumsi bahan bakar. Dimana semakin tinggi heating value, semakin sedikit bahan bakar yang diperlukan untuk mendapatkan daya yang sama.

4. Ignition quality

Kualitas pengapian dapat dilakukan dengan memodifikasi waktu penginjeksian bahan bakar, temperatur dalam ruang bakar, temperatur bahan bakar, dan waktu buka tutup mekanisme katup. Kualitas pengapian nantinya akan berpengaruh pada performa mesin dan tingkat emisi yang akan dihasilkan.

5. Residu karbon

Bahan bakar dengan kandungan karbon yang banyak dapat berdampak pada banyaknya endapan hasil dari pembakaran.

6. Kandungan sedimen dan abu

Partikel-partikel padat seperti abu dapat menyebabkan keausan pada beberapa komponen mesin, contohnya pada pompa injeksi bahan bakar, injektor, cylinder liner, ring piston, sistem katup, dan bahkan dapat mempercepat keausan komponen pada sistem *turbocharger*. Untuk mengurangi kandungan sedimen dan abu, salah satunya dengan melakukan *purrifying* bahan bakar.

7. Kandungan sulfur

Kandungan sulfur merupakan salah satu kandungan yang berbahaya di bahan bakar. Hal tersebut dikarenakan sulfur bersifat asam yang dapat mengakibatkan korosi pada komponen mesin.

8. Titik nyala

Titik nyala merupakan temperatur terendah saat dia dapat menguap untuk membentuk campuran yang bisa menyulut api di udara. Titik nyala pada bahan bakar HSD dipengaruhi oleh nilai setana yang terkandung.

9. Titik tuang

Titik tuang adalah temperatur bahan bakar dapat tertuang setelah mengalami pembekuan.

2.2.2 Biodiesel

Biodiesel adalah bahan bakar terbarukan berbahan baku lemak hewani, maupun nabati berupa, metil ester asam lemak (*Fatty Acid Methyl Ester*/ FAME) yang dapat digunakan sebagai pengganti minyak bumi. Adapun keunggulan biodiesel yaitu mudah digunakan, ramah lingkungan (*biodegradable*), tidak beracun, dan mempunyai titik nyala yang lebih tinggi daripada *petroleum diesel* (Pramana, 2015). Jika dibandingkan dengan HSD, Biodiesel memiliki *cetane number* dan viskositas lebih tinggi, Namun memiliki nilai kalor lebih rendah (Beny Cahyono, 2020). Semakin tinggi kandungan FAME pada Biodiesel, semakin tinggi *cetane number*, namun semakin rendah nilai kalor yang dimiliki (Ilker Sugozu, 2011). *Tetapi* pada penelitian yang dilakukan oleh K.A. Abed (2019) menunjukan bahwa penggunaan biodiesel dapat meningkatkan emisi yang dihasilkan dari proses

pembakaran yaitu NO_x. Pada penelitian ini, bahan bakar yang digunakan adalah biodiesel B30 dapat dilihat pada tabel 2.1.

Tabel 2.1 Karakteristik Pembakaran Bahan Bakar Biodiesel

No.	Karakteristik	Satuan	Batasan	
			Min.	Maks.
1	Angka setana	-	48 45	- -
2	Berat jenis @15ºC	kg/m3	815	860
3	Viskositas @40ºC	mm2/sec	2,0	4,5
4	Kandungan sulfur	% m/m	- - - - -	0,35 0,30 0,25 0,005
5	Distilasi 90% vol. Penguapan	ºC	-	370
6	Titik nyala	ºC	52	-
7	Titik tuang	ºC	-	18
8	Resido karbon	% m/m	-	0,1
9	Kandungan air	mg/kg	-	500
10	Biological growth	-	Nihil	
11	Kandungan FAME	% v/v	-	-
12	Kandungan metanol	% v/v	Tak terdeteksi	
13	Korosi bilah tembaga		-	Kelas 1
14	Kandungan abu	% v/v	-	0,01
15	Kandungan sedimen	% m/m	-	0,01
16	Bilangan asam kuat	mgKOH/gr	-	0
17	Bilangan asam total	mgKOH/gr	-	0,6
18	Partikulat	mg/l	-	-
19	Penampilan visual	-	Jernih & terang	
20	Warna	No. ASTM	-	3,0
21	Lubricity	micron	-	460

2.3 Proses Pembakaran

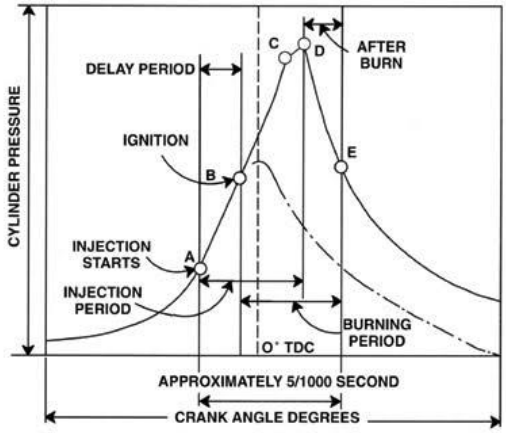
Proses pembakaran pada mesin diesel memerlukan tiga syarat, yaitu bahan bakar, udara, dan panas dari kompresi. Reaksi kimia dari ketiganya dapat dituliskan sebagai berikut:

$$C_xH_y + O_2 \Rightarrow CO_2 + H_2O$$

Reaksi di atas merupakan reaksi pembakaran sempurna pada mesin diesel. Terdapat beberapa hal yang perlu diperhatikan yang dapat mempengaruhi kualitas pembakaran, yaitu:

1. Volume udara yang dikompresi
2. Jenis bahan bakar yang digunakan
3. Jumlah bahan bakar

Proses pembakaran pada mesin diesel terbagi menjadi empat fase,yaitu (a) *ignition-delay period,* (b) *rapid-combustion period,* (c) *steady combustion period,* dan *(d) afterburning period* (Roy L. Harrington, 1992). Fase pembakaran pada mesin diesel dapat dilihat pada gambar 2.5:



Gambar 2.5 Fase Pembakaran Motor Diesel

(a) Ignition delay period

Ignition delay period terjadi di antara penginjeksian bahan bakar dan mulainya pengapian pada ruang bakar. Bahan bakar akan terbakar karena panasnya ruang bakar akibat kompresi. Di fase ini, tekanan di ruang bakar tidak meningkat hingga pengapian terjadi.

(b) Rapid combustion period

Pada fase ini, bahan bakar pada ruang bakar siap terbakar. Hal tersebut dikarenakan tekanan dan temperatur meningkat secara signifikan. Jika tekanan meningkat terlalu tajam, *knocking* pada mesin mungkin terjadi.

(c) Steady combustion period

Pembakaran terjadi pada fase ini karena adanya panas dari kompresi udara oleh piston di posisi TMA.

(d) Afterburning period

Setelah pembakaran utama selesai, seluruh bahan bakar di ruang bakar belum terbakar dengan sempurna. Pembakaran akan terus berlangsung hingga bahan bakar sudah melalui proses pembakaran. Bila pembakaran terlalu lama, temperatur gas buang akan tinggi.

2.4 Jenis jenis Aliran Udara

Aliran udara pada ruang bakar dapat berpengaruh ke proses pembakaran motor diesel. Hal tersebut dikarenakan aliran udara masuk dapat menyebabkan bahan bakar tercampur dengan udara di seluruh ruang bakar. Selain itu, kecepatan dan efisiensi pembakaran juga dapat ditingkatkan dengan mengubah alur aliran udara (Glenn Cahya D.R., 2013).Aliran udara di ruang bakar terbagi menjadi dua, yaitu *swirl* dan *tumble* (Gambar 2.6).

- Swirl

Aliran *swirl* adalah aliran udara yang membentuk putaran atau kumparan. Pusaran swirl di dalam ruang bakar telah terbukti dapat meningkatkan turbulensi saat udara dimasukkan ke ruang bakar. Turbulensi merupakan fenomena keacakan medan aliran yang disebabkan karena gaya inersia aliran lebih mendominasi dibanding gaya viskosnya (Glenn Cahya D.R., 2013). Aliran *swirl* dapat mempercepat proses pembakaran (Ghosh, Arka, 2016).

- Tumble

Aliran *tumble* adalah aliran udara yang tegak lurus terhadap silindernya. Sama halnya dengan *swirl,* aliran *tumble* juga mempengaruhi pencampuran bahan bakar dengan udara.

Gambar 2.6 Swirl (kiri) dan tumble (kanan)

2.5 Computational Fluid Dynamics

Computational fluid dynamics atau sekarang yang lebih dikenal sebagai CFD adalah sekumpulan metodologi yang menggunakan komputer untuk melakukan simulasi aliran fluida, perpindahan panas, reaksi kimia, dan fenomena aliran lainnya. Menurut (Subramanian, S., Rathinam, B., Lalvani, J., and Annamalai, K., 2016) pada motor pembakaran dalam, CFD dapat digunakan untuk berbagai keperluan rekayasa, di antaranya:

- Simulasi aerodinamis untuk memprediksi aliran *swirl* dan *tumble*..
- Simulasi pengabutan bahan bakar ke dalam ruang bakar (Timoney, D. and Smith, W., 1996)
- Simulasi pembakaran untuk memprediksi tekanan maksimum yang diterima di dalam ruang bakar dan tingkat pelepasan panas.

Adapun tiga proses yang dilakukan dalam melakukan *computational fluid dynamics* seperti yang dilakukan , yaitu:

- Pre processing

Pre processing merupakan tahapan paling awal dalam melakukan simulasi CFD. Pada pre processing, user memasukkan beberapa input data yang meliputi penentuan domain dan boundary condition. Domain yang dimaksud dalam penelitian ini adalah ruang bakar (*piston*, *cylinder liner*, dan *cylinder head*). Pada tahapan ini meshing perlu dilakukan untuk membagi beberapa benda untuk dianalisa dalam jumlah grid tertentu.

- Processing

Merupakan proses perhitungan data berdasarkan kondisi-kondisi yang sudah diinput pada proses pre processing. Pada proses ini, error harus didapatkan sedikit mungkin.

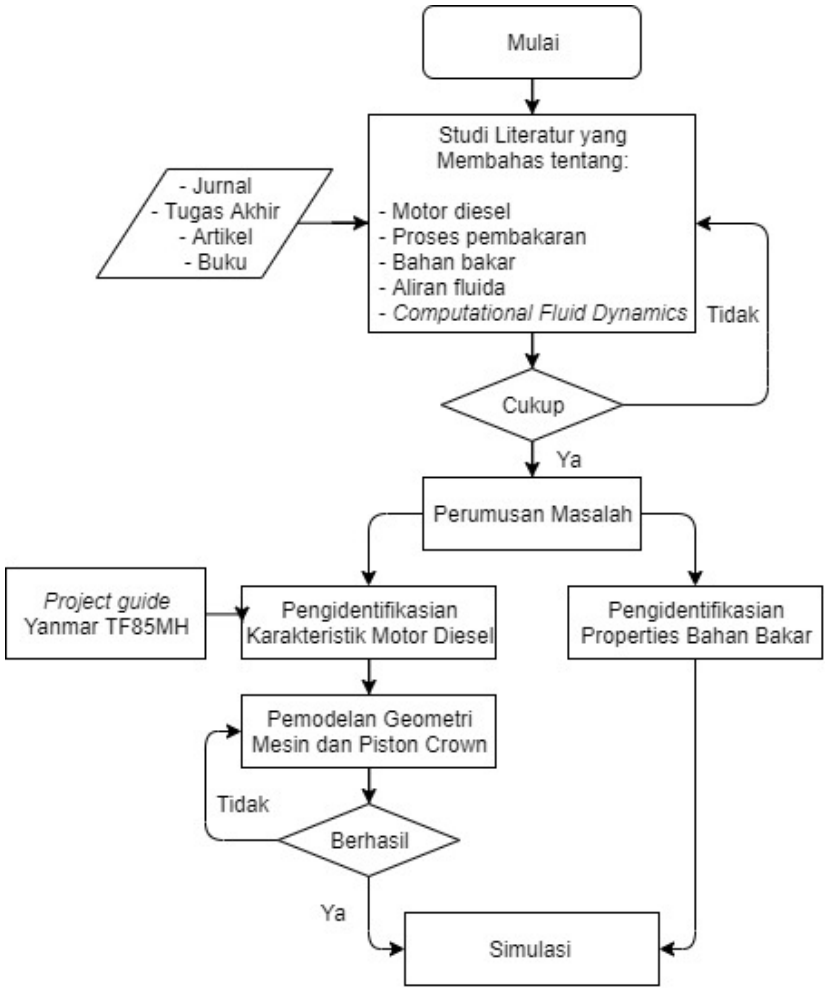
- Post processing

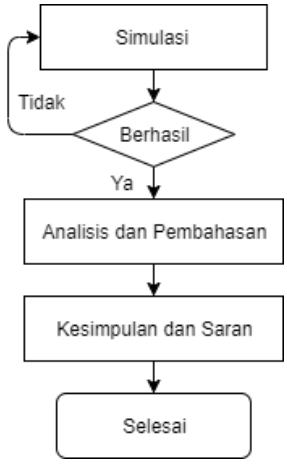
Tahapan terakhir dalam CFD. Pada tahapan ini, dilakukan interpretasi dari data hasil simulasi yang dapat berupa visualisasi kontur, vektor, kurva, histogram, dan lain sebagainya

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 3
METODOLOGI PENELITIAN

Metodologi yang digunakan dalam penelitian ini adalah menggunakan metode simulasi. Simulasi dilakukan untuk memodelkan pengaruh desain *piston bowl* terhadap aliran fluida, *swirl ratio*, dan *temperature distribution* pada proses pembakaran di ruang bakar. Dengan simulasi ini kita dapat menentukan bentuk *piston crown* yang ideal untuk mesin diesel satu silinder dengan bahan bakar biodiesel B30. Penelitian langsung terhadap objek dilakukan untuk mendapatkan data. Kemudian data akan dianalisa lalu dibuat kesimpulan.





Gambar 3.1 *Flowchart* Penelitian

Penjelasan *flowchart* lebih lanjut dapat dilihat seperti rincian di bawah ini:

3.1 Studi Literatur

Studi literatur digunakan sebagai topik penunjang dalam penelitian ini. Diharapkan literatur juga dapat menyelesaikan permasalahan di penelitian ini. Topik penelitian ini mengacu kepada analisa efek piston crown terhadap aliran fluida di ruang bakar. Literatur yang digunakan merupakan beberapa referensi penelitian yang telah dilakukan sebelumnya. Referensi yang digunakan adalah:

1. Jurnal
2. Buku
3. Tugas Akhir
4. Artikel

Topik yang akan dijadikan literatur adalah mengenai:

1. Motor diesel
2. Bahan bakar
3. Proses pembakaran
4. Jenis-jenis aliran udara
5. Computational fluid dynamics

3.2 Identifikasi dan Perumusan Masalah

Identifikasi masalah dari penelitian ini adalah untuk mengetahui bagaimana efek dari kontur *piston crown* terhadap aliran fluida pada motor Yanmar TF85MH dengan menggunakan bahan bakar Biodiesel B30 kelapa sawit.

3.3 Pengidentifikasian Karakteristik Mesin Diesel

Karakteristik motor diesel yang akan dijadikan model perlu diidentifikasi untuk mendapatkan semua input data. Input data yang dimaksud di antaranya geometri mesin, rasio kompresi mesin, waktu pengabutan, tekanan injektor, dan lain-lain. Karakteristik tersebut bisa didapatkan dari project guide Yanmar TF85MH atau pengukuran langsung pada mesin diesel.

Spesifikasi Yanmar TF85MH menurut *project guide* dapat dilihat pada tabel dan gambar di bawah ini:

Tabel 3.1 Spesifikasi Yanmar TF85MH

1	Jenis Mesin	Motor diesel horizontal 4 langkah berpendingin air
2	Sistem Pembakaran	Pengabutan langsung (*Direct Injection*)
3	Jumlah Silinder	Satu Silinder
4	Saat Pengabutan	18 sebelum TMA
5	Diameter x Panjang Langkah	85 mm x 87 mm
6	Volume Silinder	493 cc
7	Daya Kontinyu	7,5 dk / 2200 ppm
8	Daya Maksimum Sesaat	8,5 dk / 2200 ppm
9	Torsi Maksimum	3,44 kg,m / 1600 ppm
10	Perbandingan Kompresi	18
11	Arah Putaran Poros	Berlawanan dengan arah putaran jarum jam (dilihat dari sisi roda gaya)
12	Pemakaian Bahan Bakar	171 gr / dk,jam
13	Pompa Bahan Bakar	Tipe Bosch
14	Tekanan Injektor	$200\ kg/cm^2$
15	Sistem Pelumasan	Pelumasan paksa menggunakan pompa dan katup regulator hidrolik (jenis Trochoidal)
16	Kapasitas Tanki Bahan Bakar	10,5 liter
17	Kapasitas Minyak Pelumas	2,2 liter
18	Jenis Minyak Pelumas	SAE 40 kelas CC atau CD
19	Sistem Pendinginan	Hopper
20	Kapasitas Tanki Pendingin	8,9 liter
21	Cara Menghidupkan	Manual (Engkol)
22	Dimensi Mesin (P x L x T)	672 mm x 330,5 mm x 496 mm
23	Lampu	
24	Berat Kosong	93 kg
25	Ukuran Kemasan (P x L xT)	780 mm x 480 mm x 700 mm
26	Berat Kotor	123,5 kg

3.4 Pengidentifikasian Karakteristik Bahan Bakar

Sebagai input data pada software ANSYS, juga diperlukan komposisi bahan bakar biodiesel B30.. Komposisi dari B30 yang digunakan adalah bahan bakar HSD sebesar 70% dan *Methyl Palmitate* atau *Fatty Acid Methyl Ester* (FAME) sebesar 30%.Tabel berikut merupakan hasil analisa karakteristik bahan bakar HSD Pertamina dan biodiesel B30 (Beny Cahyono, 2020)

Tabel 3.2 Karakteristik HSD dan Biodiesel B30

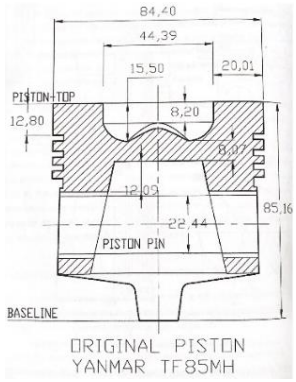
Parameter	HSD	B30	Satuan
Densitas @15 ˚C	815	844,4	kg/L
Viskositas	2	2,2	mm2/s
Titik Nyala	52	91	˚C
Angka Setana	48	73,2	-

3.5 Pemodelan Geometri Mesin Diesel

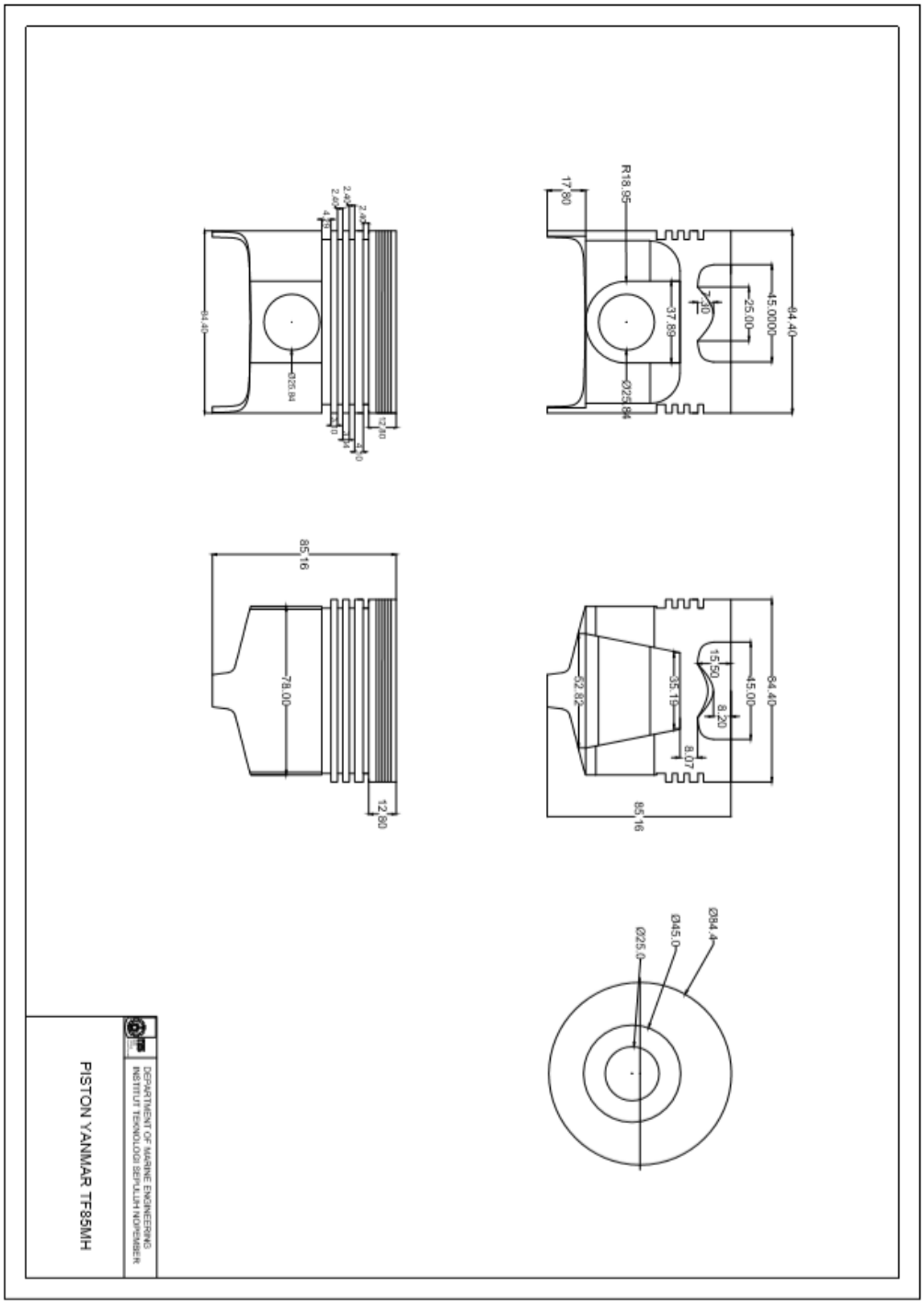
Pemodelan geomteri mesin diesel menggunakan software Solidworks yang nantinya akan dimasukkan ke software ANSYS. Perlu dilakukan pemodelan ruang bakar yang meliputi *cylinder liner*, *cylinder head*, dan beberapa jenis kontur *piston crown* untuk menyelesaikan penelitian ini. Pada penelitian ini, variasi yang digunakan adalah kedalaman *piston bowl* dengan rincian seperti tabel berikut:

Tabel 3.3 Variasi Model Piston

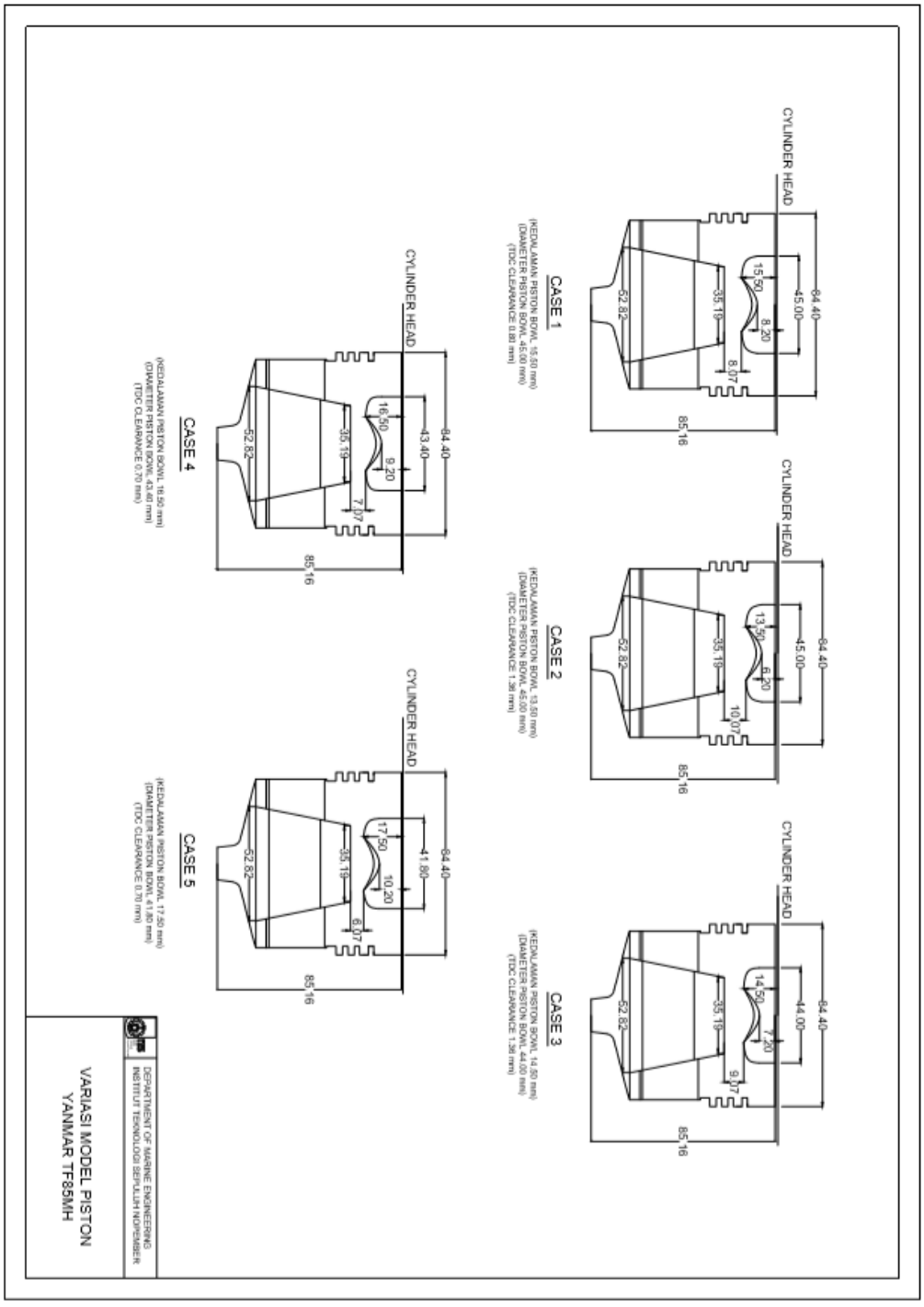
1	Case 1	Base line (15,5 mm)
2	Case 2	13,5 mm
3	Case 3	14,5 mm
4	Case 4	16,5 mm
5	Case 5	17,5 mm



Gambar 3.2 Geometri Piston Standar Yanmar TF85MH

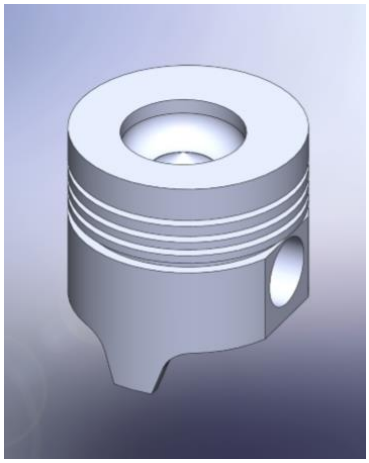


Gambar 3.3 Piston Original Yanmar TF85MH

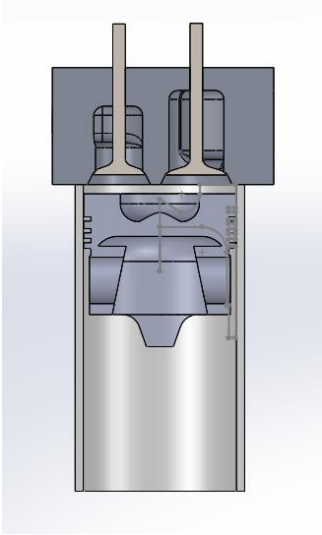


Gambar 3.4 Variasi Model Piston Yanmar TF85MH

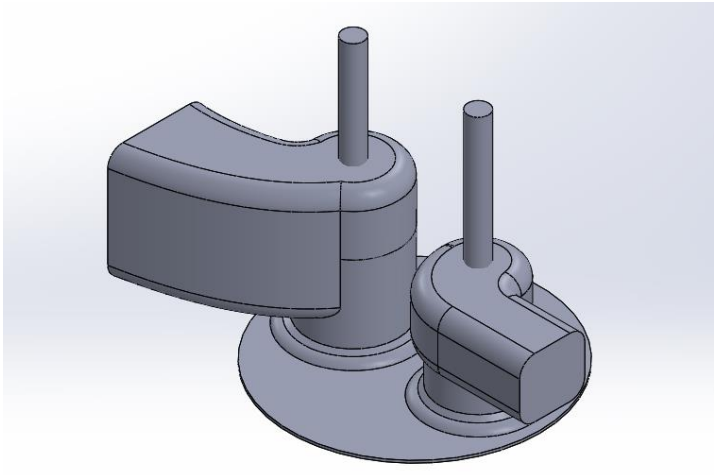
Setelah menentukan pemodelan geometri piston bowl, diperlukan pembuatan komponen utama pada ruang bakar (*cylinder head, cylinder liner*, dan *piston*) dalam bentuk 3D dengan dimensi seperti gambar di atas. Software yang digunakan penulis dalam pemodelan adalah SOLIDWORKS. Kemudian komponen tersebut perlu dilakukan proses *assembly* pada SOLIDWORKS dan dilanjutkan dengan membuat *negative volume* ruang bakar dengan masing-masing model piston yang sudah ditentukan. Untuk dapat disimulasikan menggunakan Ansys Forte, diperlukan pengubahan data menjadi *Parasolid(*.x_t)*.



Gambar 3.5 Isometric View Piston Standar 3D



Gambar 3.6 Front View Combustion Chamber 3D



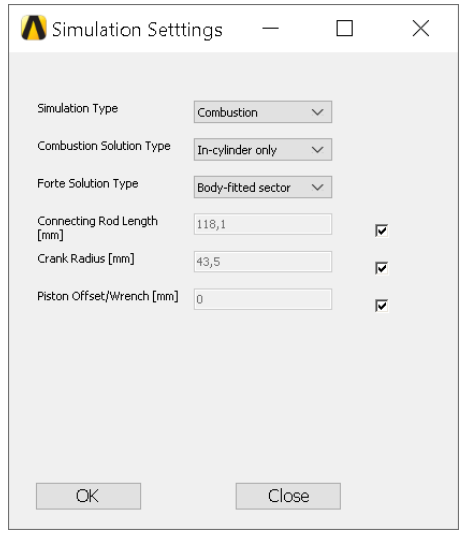
Gambar 3.7 *Flow Domain* Yanmar TF85MH dalam *Parasolid(*.x_t)*

3.6 Simulasi CFD

Simulasi ini menggunakan software ANSYS Forte dan mesin Yanmar TF85MH sebagai objek penelitian. Simulasi menggunakan beberapa variasi kedalaman piston bowl berbentuk TCC dan bahan bakar biodiesel B30. Terdapat lima (5) tahapan yang harus dilakukan penyesuaian untuk mendapatkan hasil yang diinginkan, yaitu:

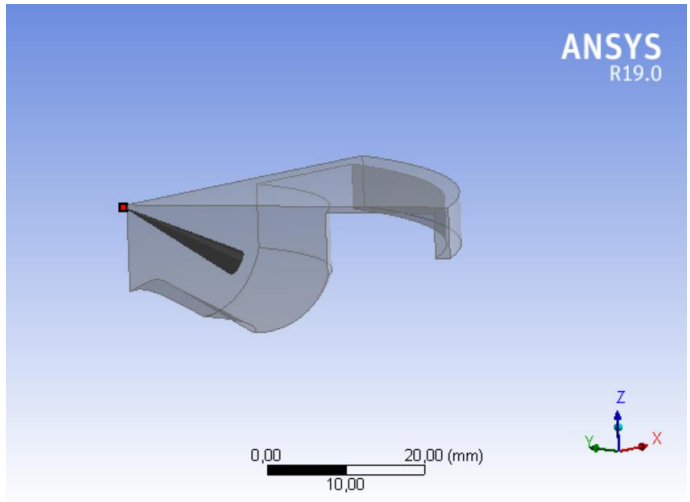
Gambar 3.8 Tampilan ANSYS ICE Forte

- ICE
  Pada pengaturan ini, diperlukan input data mesin seperti *connecting rod length*, *crank radius*, dan *piston offset/wrench* dengan satuan mm.



Gambar 3.9 Tampilan Simulation Settings pada ANSYS ICE Forte

- Geometry
  Model 3D dalam bentuk *Parasolid(*.x_t)* di-*import* menggunakan designmodeler untuk menentukan *cylinder faces, valve bodies, valve seat faces*, dan *injector location*. Kemudian dilakukan proses *decompose* yang akan menampilkan ruang bakar yang ingin dilakukan simulasi.



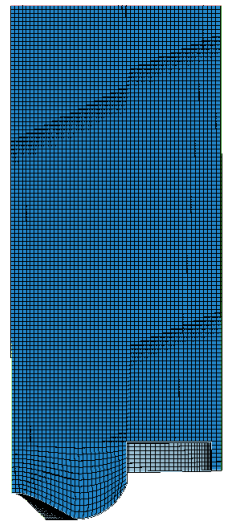
Gambar 3.10 Hasil Proses Decompose pada Designmodeller

Saat proses *decompose*, nilai kompresi ratio akan muncul. Maka dari itu, diperlukan modifikasi di bagian *piston crown* agar rasio kompresi bernilai tetap. Rasio kompresi standar dari mesin Yanmar TF85MH sesuai dengan *project guide* adalah sebesar 18. Modifikasi piston terjadi pada diameter piston bowl dan tinggi piston.

Tabel 3.4 Dimensi Piston Modifikasi

CASE	Piston Bowl Depth	Piston Bowl Diameter	TDC Clearance
Case 1	15,50 mm	45,00 mm	0,80 mm
Case 2	13,50 mm	45,00 mm	1,36 mm
Case 3	14,50 mm	44,00 mm	1,36 mm
Case 4	16,50 mm	43,40 mm	0,70 mm
Case 5	17,50 mm	41,80 mm	0,70 mm

- Meshing
  Pada tahap ini, proses *meshing* menggunakan *Forte Mesh Generator*. Fungsi dari *meshing* adalah untuk membagi beberapa benda untuk dianalisa dalam jumlah grid tertentu.



Gambar 3.11 Hasil Meshing pada Forte Mesh Generator

- ICE Solver Setup
  Pengaturan ini bertujuan untuk memilih tipe laporan yang akan ditampilkan setelah simulasi selesai.

- Forte
  Pada solver ini, diperlukan input data seperti: *chemistry, spray models, boundary conditions, initial conditions, simulation conditions,* dan *output control*. Simulasi dapat dilakukan setelah melakukan input data-data yang diperlukan.

Inflow droplet temperature	305 ˚K
Mean cone angle	11˚
Nozzle diameter	0,025 cm
Start of injection	18 ˚CA BTDC
Duration of injection	36˚
Total injected mass	22 mg

Tabel 3.5 Boundary Conditions

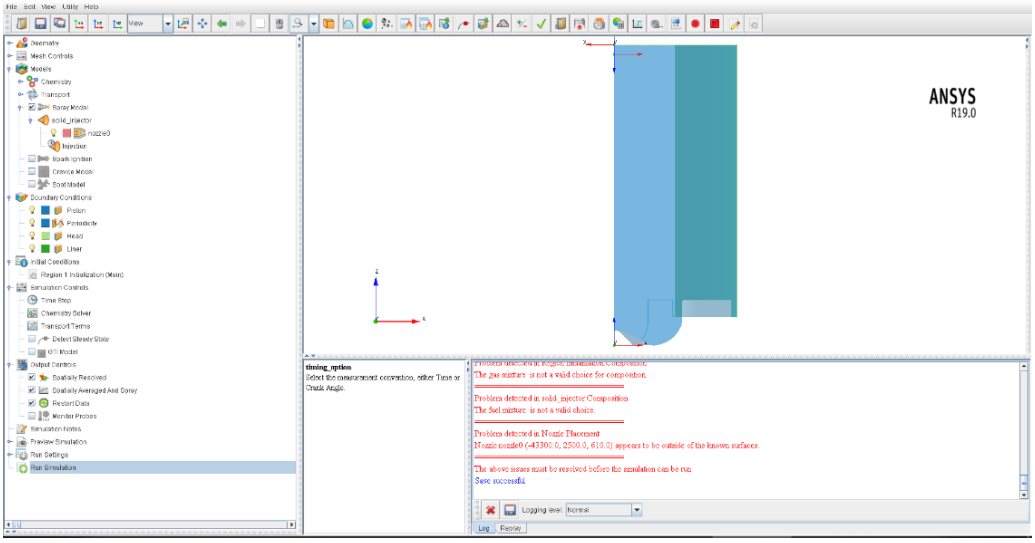
Piston temperature	500 ˚K
Cyl. head temperature	500 ˚K
Cyl. Liner temperature	430 ˚K

Tabel 3.6 Komposisi Udara

O_2	13,69 %
N_2	74,73 %
CO_2	7,89 %
H_2O	3,69 %

Tabel 3.7 Initial Conditions pada 60˚ CA sebelum TDC

Temperature	500 ˚K
Pressure	7,55 bar



Gambar 3.12 Tampilan Forte Simulate

3.7 Output Simulasi

Setelah simulasi CFD menggunakan software ANSYS ICE Forte selesai, didapatkan beberapa output yang akan menjawab tujuan penelitian. Dari hasil simulasi, akan didapatkan grafik *swirl ratio*, *maximum temperature*, dan *heat release rate* pada ruang bakar dengan menggunakan beberapa variasi kedalaman *piston bowl*. Selain itu, juga didapatkan visualisasi gambar dari *velocity of fluid* dan *temperature* pada ruang bakar.

3.8 Analisis dan Pembahasan

Ketika seluruh data yang diperlukan sudah terkumpul, dilanjutkan dengan analisis yang akan menjawab semua tujuan penelitian yang ditetapkan oleh penulis. Analisis yang akan dilakukan adalah *swirl ratio*, *temperature distribution*, dan *heat release rate rate* pada ruang bakar dengan menggunakan beberapa variasi kedalaman *piston bowl* dan penentuan kedalaman *piston bowl* terbaik jika motor diesel menggunakan bahan bakar biodiesel B30.

Analisis dapat dilakukan ketika seluruh data yang diperlukan terkumpul. Hasil analisis harus menjawab seluruh tujuan penelitian yang sudah ditetapkan oleh penulis.

3.9 Kesimpulan dan Saran

Kesimpulan dibuat berdasarkan hasil seluruh rangkaian kegiatan penelitian. Saran dibuat untuk memberikan rekomendasi apabila akan ada penelitian lebih lanjut pada topik ini.

3.10 Jadwal Pelaksanaan

Tabel 3.8 Jadwal Pelaksanaan Kegiatan

No	Daftar Kegiatan Penelitian	Bulan ke-															
		I				II				III				IV			
		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
1	Studi literatur																
2	Identifikasi dan perumusan masalah																
3	Pengidentifikasian karakteristik mesin diesel																
4	Pengidentifikasian karakteristik bahan bakar																
5	Pemodelan geometri mesin diesel																
6	Simulasi model																
7	Analisa dan pembahasan																
8	Kesimpulan dan saran																
9	Finalisasi tugas akhir																

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 4 ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Validasi Model Piston

Setelah dilakukan pengubahan kedalaman piston bowl pada masing-masing model, didapatkan nilai rasio kompresi sesuai dengan *project guide* yaitu sebesar 18. Hasil pengukuran kompresi menggunakan *software designmodeler* di tiap kasus dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 4.1 Hasil Validasi Rasio Kompresi

Case 1	18,00
Case 2	18,02
Case 3	18,01
Case 4	17,98
Case 5	17,99

4.2 Validasi Hasil Simulasi

Validasi dilakukan untuk memastikan bahwa data yang diujikan sudah sesuai dengan parameter yang diujikan. Untuk mengetahui error, dihitung menggunakan rumus seperti di bawah ini:

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

Pada perhitungan ini, (a) merupakan hasil simulasi daya dan (b) merupakan nilai daya sesuai dengan katalog mesin. Perhitungan error dilakukan menggunakan mesin Yanmar TF85MH dengan putaran 2200 rpm.

$$\%\ error = \frac{(6{,}522 - 6{,}33)}{6{,}522} \times 100\%$$

$$\%\ error = 2{,}94\ \%$$

Dari perhitungan di atas, dapat terlihat bahwa error daya yang dihasilkan sangat sedikit, yaitu sebesar 2,94%.

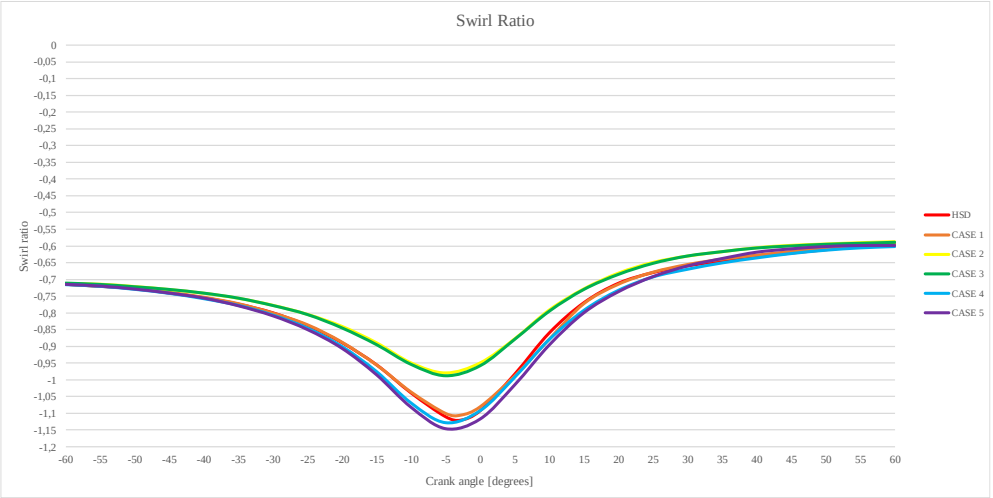
4.3 Data Hasil Simulasi

Setelah melakukan simulasi menggunakan CFD (*Computational Fluid Dynamics*), didapatkan data berupa grafik *swirl ratio*, visualisasi gambar *velocity of fluid*, grafik *temperature*, visualisasi gambar *temperature distribution* dan grafik *heat release rate.*

4.3.1 Swirl Ratio

Berdasarkan hasil iterasi dari simulasi, didapatkan hubungan antara *swirl ratio* dengan variasi pemodelan piston.

Berikut merupakan grafik perbandingan *swirl ratio* dengan berbagai variasi model piston:



Grafik 4.1 Grafik Swirl Ratio dengan berbagai Variasi Model

Grafik 4.1 merupakan grafik *swirl ratio* dengan berbagai variasi model. Hasil tersebut didapatkan setelah melakukan simulasi dengan kecepatan mesin sebesar 2200 rpm.

Berdasarkan hasil iterasi yang didapatkan dari simulasi, case 1 menghasilkan nilai *swirl ratio* sebesar -1,105 pada 3˚ *crank angle* sebelum TDC, case 2 menghasilkan nilai *swirl ratio* sebesar -0,98 pada 5˚ *crank angle* sebelum TDC, case 3 menghasilkan nilai *swirl ratio* sebesar -0,99 pada 4,94˚ *crank angle* sebelum TDC, case 4 menghasilkan nilai *swirl ratio* sebesar -1,13 pada 4˚ *crank angle* sebelum TDC, sedangkan case 5 menghasilkan nilai *swirl ratio* tertinggi yaitu sebesar -1,15 pada 4,5˚ *crank angle* sebelum TDC.

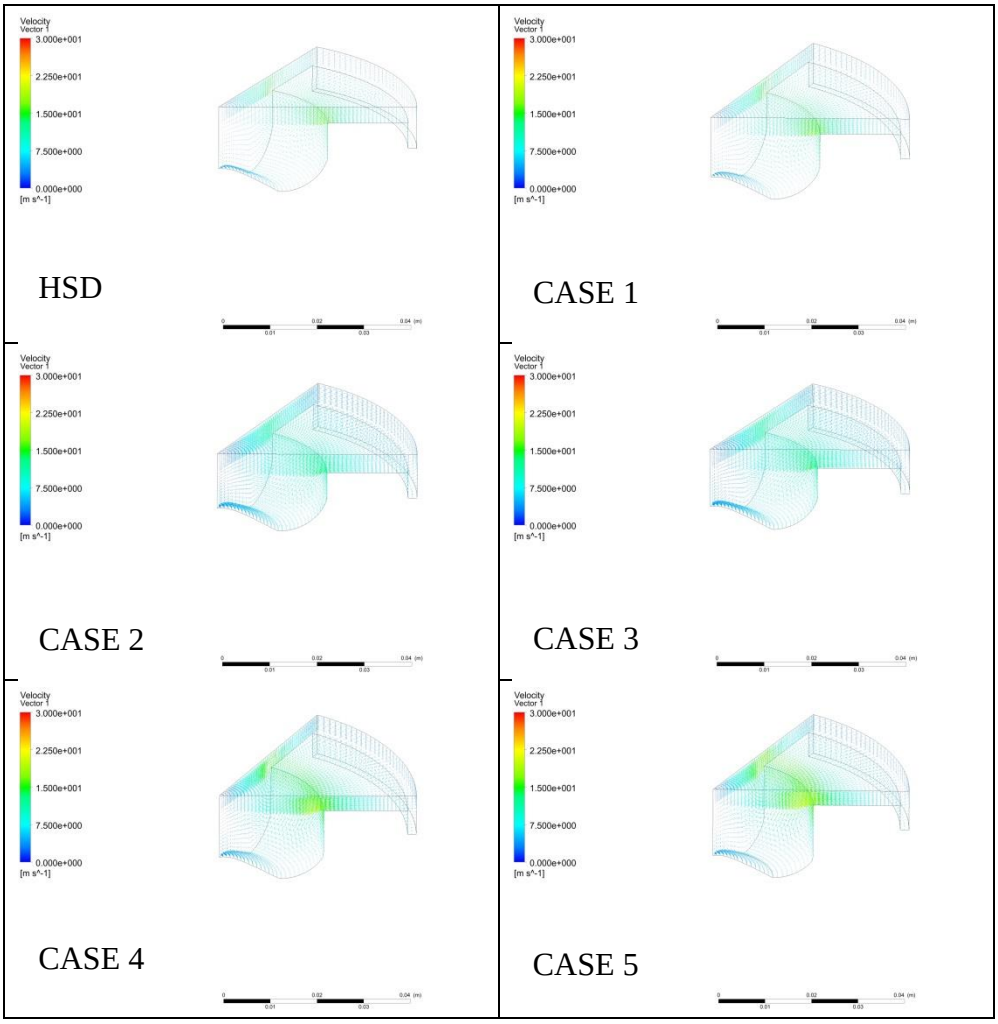
Namun saat posisi TDC, case 1 memiliki nilai *swirl ratio* sebesar -1,08, case 2 memiliki nilai *swirl ratio* paling rendah yaitu sebesar -0,95, case 3 memiliki nilai *swirl ratio* sebesar -0,958, case 4 memiliki nilai *swirl ratio* sebesar -1,092, dan case 5 memiliki nilai *swirl ratio* sebesar -1,117 .

Dari hasil simulasi,dapat dilihat bahwa nilai *swirl ratio* pada case 2 dan 3 mengalami penurunan. Sedangkan pada case 4 dan case 5 lebih besar jika dibandingkan dengan piston normal berbahan bakar biodiesel B30 (case 1).

Dari hasil tersebut, dapat dilihat bahwa perubahan geometri piston bowl dengan adanya reduksi kedalaman *piston bowl* dan penambahan *TDC clearance* mempengaruhi penurunan nilai *swirl ratio.* Sedangkan dengan mengubah model piston dengan menambah kedalaman *piston bowl* disertai dengan pereduksian *TDC clearance* dapat menambah nilai *swirl ratio.* Hasil tersebut sesuai dengan penelitian sebelumnya (Glenn Cahya D.R., 2013).

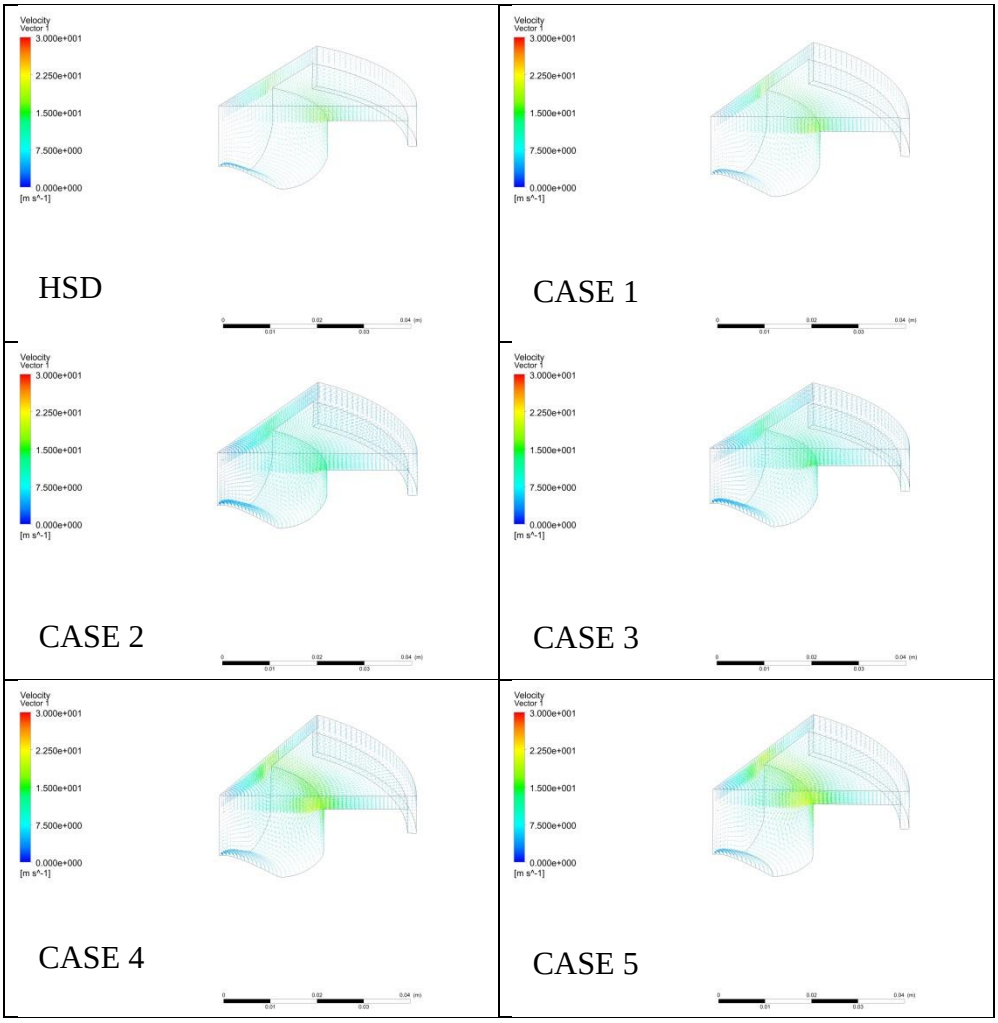
4.3.2 Velocity

Berdasarkan hasil iterasi dari simulasi, didapatkan visualisasi kecepatan aliran fluida dengan variasi pemodelan piston. Berikut merupakan visualisasi kecepatan aliran udara dengan berbagai variasi model piston:



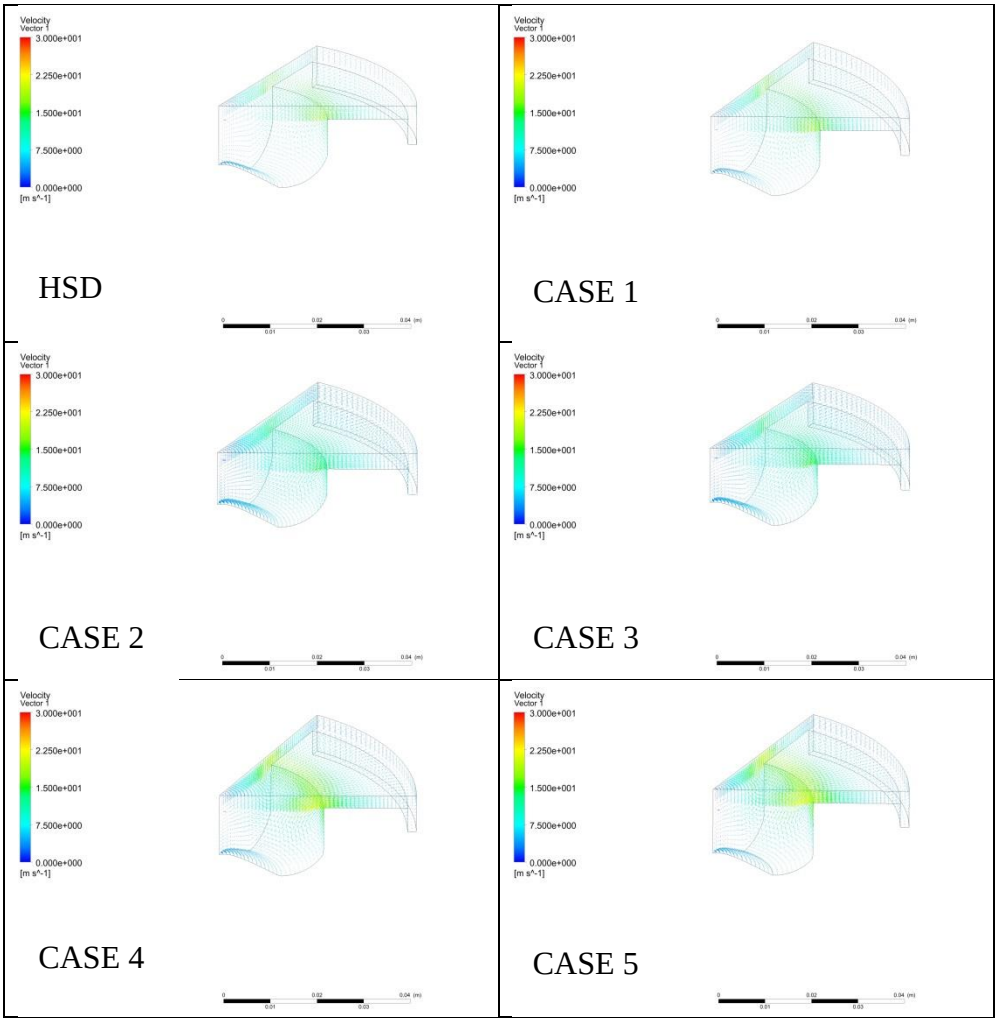
Gambar 4.1 Velocity saat -18˚ ATDC

Gambar 4.1 merupakan visualisasi *velocity of fluid* di ruang bakar pada saat 18˚ *crank angle* sebelum TDC. Dari visualisasi *velocity of fluid* tersebut, dapat terlihat bahwa semakin cepat aliran udara, semakin kuning warna yang terlihat pada vektor *velocity* tersebut. Pada saat 18˚ *crank angle* sebelum TDC, aliran udara terbesar terjadi di permukaan lubang *piston bowl.*



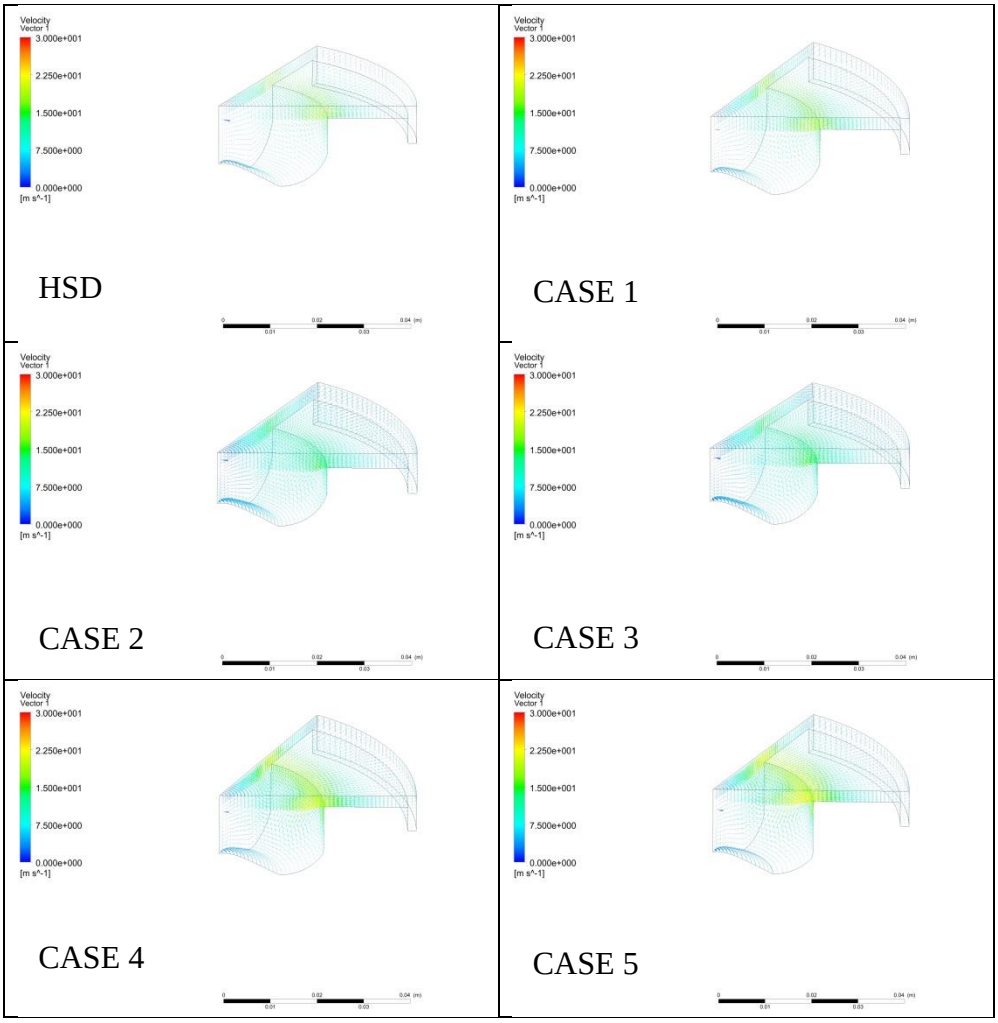
Gambar 4.2 Velocity saat -17˚ ATDC

Gambar 4.2 merupakan visualisasi *velocity of fluid* di ruang bakar pada saat 17˚ *crank angle* sebelum TDC. Dari visualisasi *velocity of fluid* tersebut, dapat terlihat bahwa semakin cepat aliran udara, semakin kuning warna yang terlihat pada vektor *velocity* tersebut. Pada saat 17˚ *crank angle* sebelum TDC, aliran udara terbesar terjadi di permukaan lubang *piston bowl* dan mengalami peningkatan.



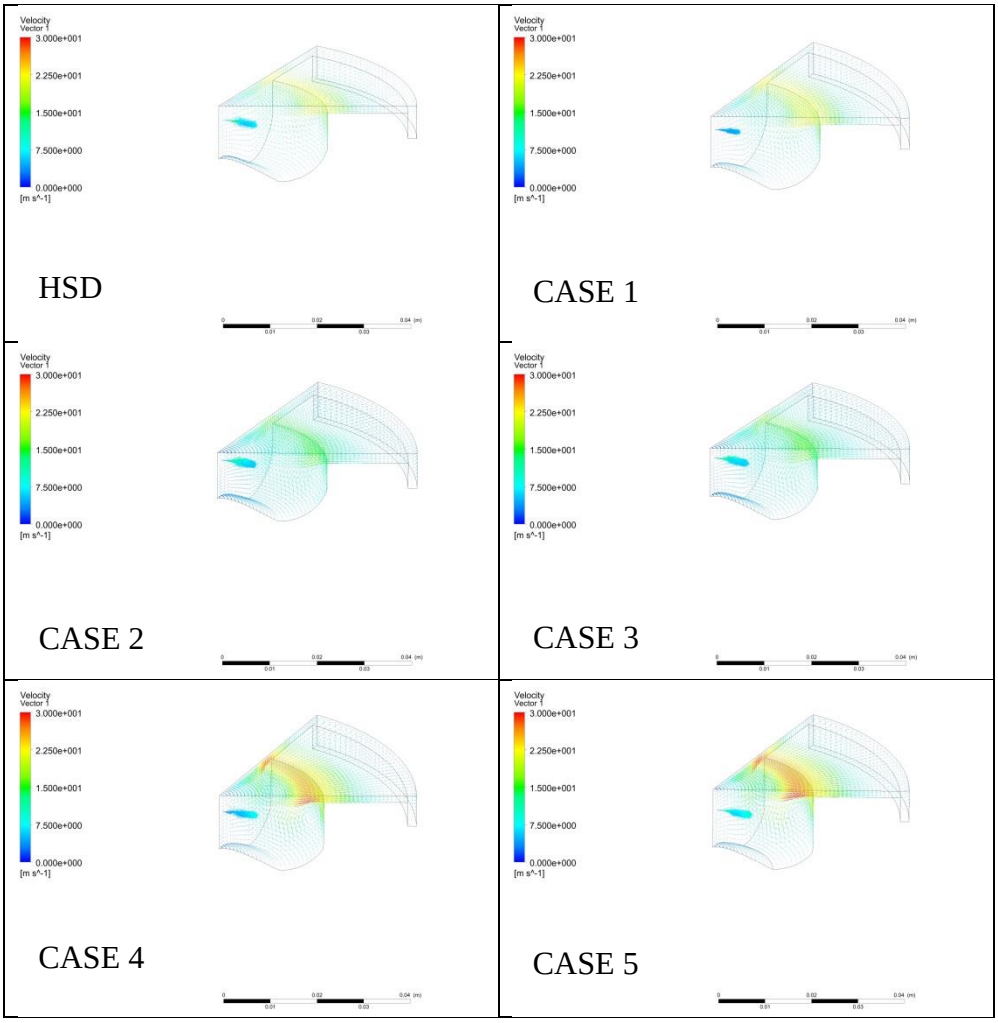
Gambar 4.3 Velocity saat -16 ATDC

Gambar 4.3 merupakan visualisasi *velocity of fluid* di ruang bakar pada saat 16˚ *crank angle* sebelum TDC. Dari visualisasi *velocity of fluid* tersebut, dapat terlihat bahwa semakin cepat aliran udara, semakin kuning warna yang terlihat pada vektor *velocity* tersebut. Pada saat 16˚ *crank angle* sebelum TDC, aliran udara terbesar terjadi di permukaan lubang *piston bowl* dan mengalami peningkatan kecepatan aliran jika dibandingkan dengan posisi sebelumnya (17˚ *crank angle* sebelum TDC). Saat posisi ini, sudah terlihat adanya proses penginjeksian bahan bakar ke dalam ruang bakar.



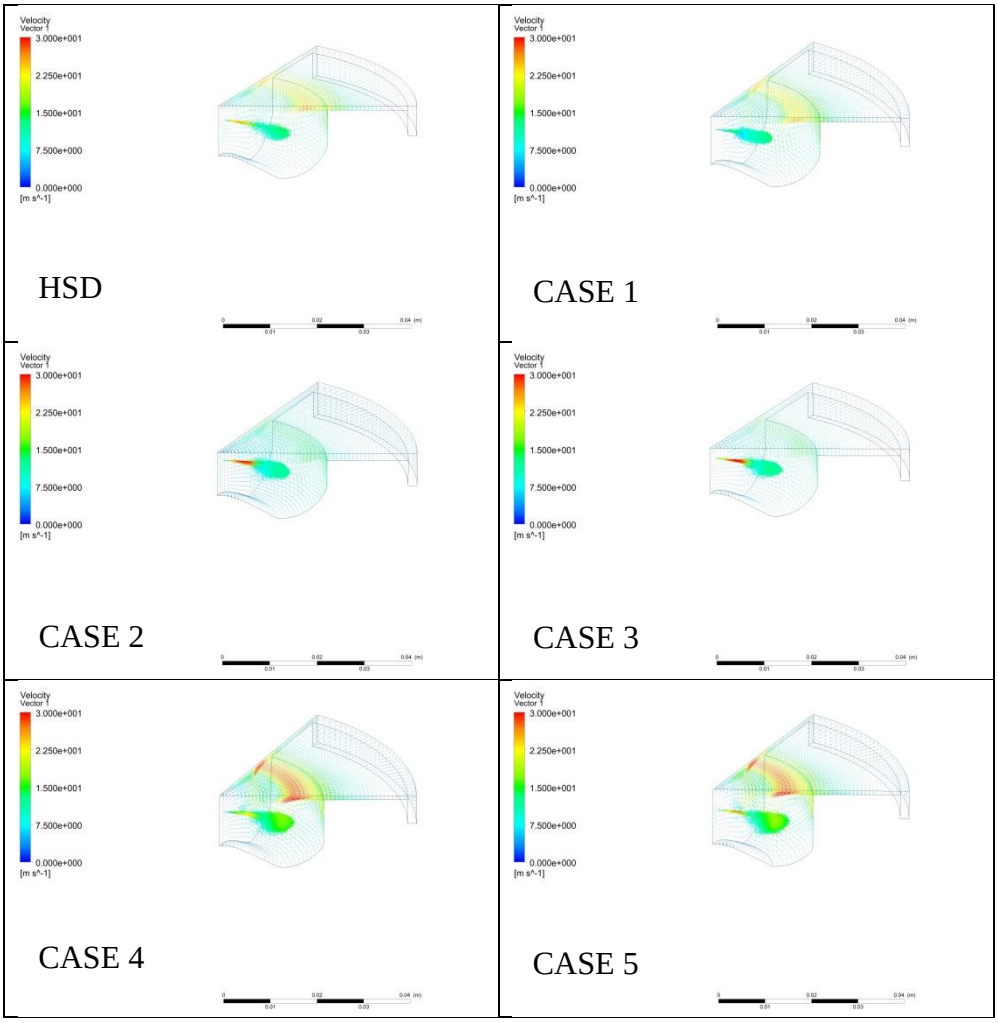
Gambar 4.4 Velocity saat -15˚ ATDC

Gambar 4.4 merupakan visualisasi *velocity of fluid* di ruang bakar pada saat 15˚ *crank angle* sebelum TDC. Dari visualisasi *velocity of fluid* tersebut, dapat terlihat bahwa semakin cepat aliran udara, semakin kuning warna yang terlihat pada vektor *velocity* tersebut. Pada saat 15˚ *crank angle* sebelum TDC, aliran udara terbesar terjadi di permukaan lubang *piston bowl* dan mengalami peningkatan kecepatan aliran jika dibandingkan dengan posisi sebelumnya (16˚ *crank angle* sebelum TDC).



Gambar 4.5 Velocity saat -10˚ ATDC

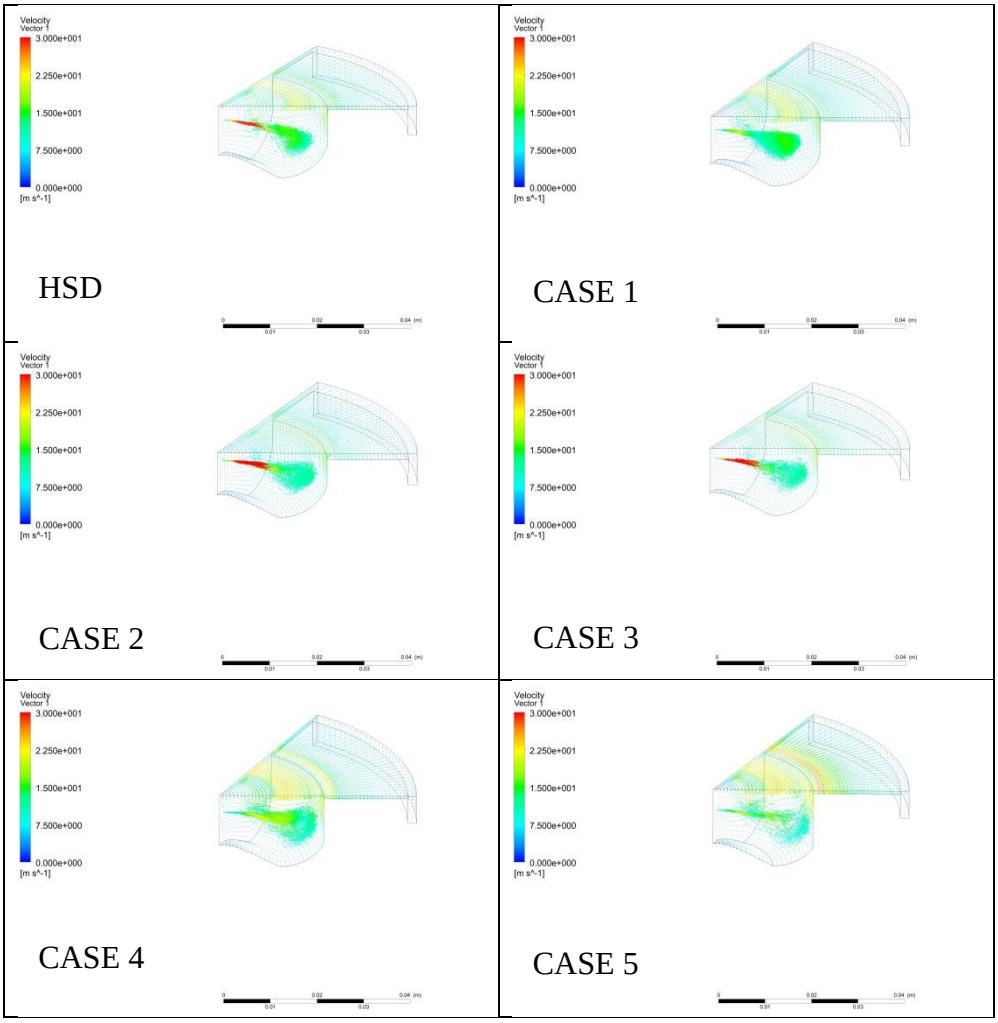
Gambar 4.5 merupakan visualisasi *velocity of fluid* di ruang bakar pada saat 10˚ *crank angle* sebelum TDC. Dari visualisasi *velocity of fluid* tersebut, dapat terlihat bahwa semakin cepat aliran udara, semakin merah warna yang terlihat pada vektor *velocity* tersebut. Pada saat 16˚ *crank angle* sebelum TDC, aliran udara terbesar terjadi di permukaan lubang *piston bowl* dan mengalami peningkatan kecepatan aliran jika dibandingkan dengan posisi sebelumnya (17˚ *crank angle* sebelum TDC).



Gambar 4.6 Velocity saat -5˚ ATDC

Gambar 4.6 merupakan visualisasi *velocity of fluid* di ruang bakar pada saat 5˚ *crank angle* sebelum TDC. Dari visualisasi *velocity of fluid* tersebut, dapat terlihat bahwa semakin cepat aliran udara, semakin merah warna yang terlihat pada vektor *velocity* tersebut. Pada saat 5˚ *crank angle* sebelum TDC, aliran udara mengalir ke arah pusat permukaan *piston bowl*.

Dapat dilihat pada gambar, bahwa perubahan geometri *piston crown* dapat mengubah bentuk penyemprotan bahan bakar dari injektor. Dari gambar di atas, dapat terlihat bahwa dengan adanya penambahan kedalaman *piston bowl* dan pengurangan *TDC clearance* (pada case 4 dan case 5) dapat menyebabkan penyemprotan bahan bakar melalui injektor lebih tersebar.



Gambar 4.7 Velocity saat TDC

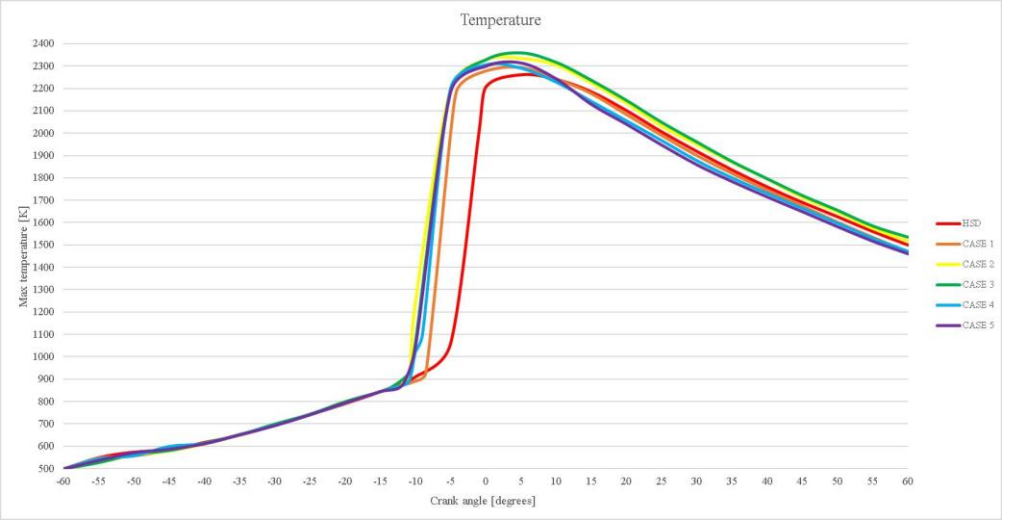
Gambar 4.7 merupakan visualisasi *velocity of fluid* di ruang bakar pada saat TDC. Dari visualisasi *velocity of fluid* tersebut, dapat terlihat bahwa semakin cepat aliran udara, semakin merah warna yang terlihat pada vektor *velocity* tersebut. Pada saat TDC, aliran udara mengalir ke arah pusat permukaan *piston bowl*.

Dari gambar di atas, juga dapat terlihat bahwa dengan adanya penambahan kedalaman *piston bowl* dan pengurangan *TDC clearance* (pada case 4 dan case 5) dapat menyebabkan penyemprotan bahan bakar melalui injektor lebih tersebar.

4.3.3 Temperature

Berdasarkan hasil iterasi dari simulasi, didapatkan hubungan antara max. temperature pada setiap derajat *crank angle* dengan variasi pemodelan piston.

Berikut merupakan grafik max. temperature dengan berbagai variasi model piston:



Grafik 4.2 Grafik Temperature dengan Berbagai Variasi Model

Grafik 4.2 merupakan grafik temperatur dengan berbagai variasi model. Variasi model yang digunakan adalah HSD dengan piston normal (*piston bowl depth* sebesar 15,5 mm, *piston bowl diameter* sebesar 45 mm, dan *TDC clearance* sebesar 0,8 mm), case 1 yaitu B30 dengan piston normal (*piston bowl depth* sebesar 15,5 mm, *piston bowl diameter* sebesar 45 mm, dan *TDC clearance* sebesar 0,8 mm), case 2 yaitu B30 dengan piston modifikasi (*piston bowl depth* sebesar 13,5 mm, *piston bowl diameter* sebesar 45 mm, dan *TDC clearance* sebesar 1,36 mm), case 3 yaitu B30 dengan piston modifikasi (*piston bowl depth* sebesar 14,5 mm, *piston bowl diameter* sebesar 44 mm, dan *TDC clearance* sebesar 1,36 mm), case 4 yaitu B30 dengan piston modifikasi (*piston bowl depth* sebesar 16,5 mm, *piston bowl diameter* sebesar 43,4 mm, dan *TDC clearance* sebesar 0,7 mm), dan case 5 yaitu B30 dengan piston modifikasi (*piston bowl depth* sebesar 17,5 mm, *piston bowl diameter* sebesar 41,8 mm, dan *TDC clearance* sebesar 0,7 mm). Hasil tersebut didapatkan setelah melakukan simulasi dengan kecepatan mesin sebesar 2200 rpm.

Jika dilihat dari hasil iterasi tersebut, case 1 menghasilkan maximum temperature sebesar 2290 ˚K pada 5˚ *crank angle* setelah TDC, case 2 menghasilkan maximum temperature sebesar 2345 ˚K pada 4,11˚ *crank angle* setelah TDC, case 3 menghasilkan maximum temperature sebesar 2357 ˚K pada 4,04˚ *crank angle* setelah TDC, case 4 menghasilkan maximum temperature paling tinggi yaitu sebesar 2373 ˚K pada 5˚ *crank angle* setelah TDC, dan case 5 menghasilkan maximum temperature sebesar 2318 ˚K pada 5˚ *crank angle* setelah TDC.

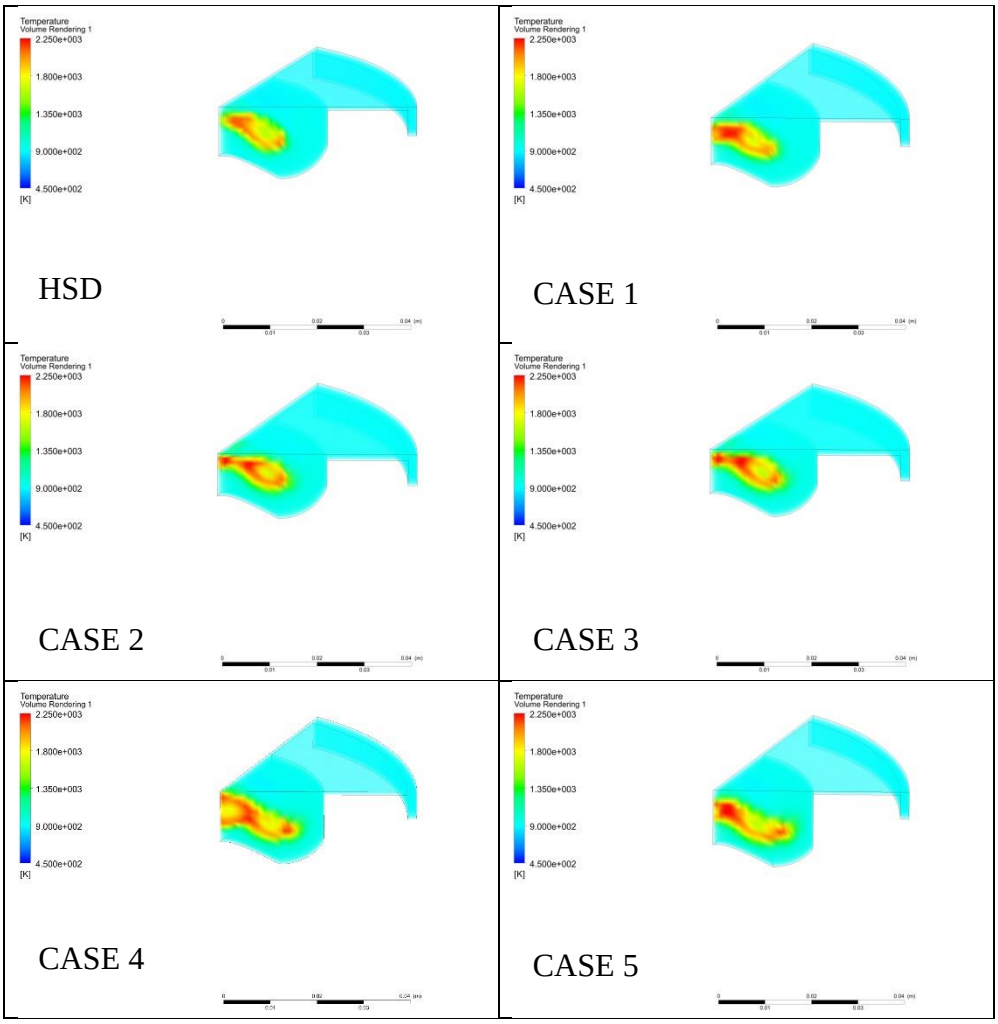
Namun saat posisi TDC, seperti pada tabel, *case* 1 memiliki maximum temperature sebesar 2270 ˚K, *case* 2 memiliki maximum temperature tertinggi yaitu sebesar 2328 ˚K, *case* 3 memiliki maximum temperature sebesar 2322 ˚K, *case* 4 memiliki maximum temperature sebesar 2305 ˚K, dan *case* 5 memiliki maximum temperature sebesar 2290 ˚K. Hal itu disebabkan karena adanya perbedaan periode *ignition* bahan bakar.

Dari hasil simulasi, proses *ignition* piston normal dengan meggunakan bahan bakar HSD dimulai dari 5˚ *crank angle* sebelum TDC, sedangkan apabila menggunakan bahan bakar biodiesel B30 (case 1) dimulai dari 9˚ *crank angle* sebelum TDC, case 2 dimulai dari 10˚ *crank angle* sebelum TDC, case 3 dimulai dari 11˚ *crank angle* sebelum TDC, case 4 dimulai dari 12˚ *crank angle* sebelum TDC, case 5 dimulai dari 12˚ *crank angle* sebelum TDC. Dari hasil tersebut dapat disimpulkan bahwa bahan bakar dapat mempengaruhi *ignition delay*. *Ignition delay* pada case 1 dengan bahan bakar HSD lebih lama jika dibandingkan dengan bahan bakar biodiesel B30. Hal tersebut dikarenakan angka *cetane* biodiesel B30 lebih tinggi daripada HSD (Beny Cahyono, 2020). Dari hasil tersebut juga dapat dilihat bahwa adanya perbedaan durasi *ignition delay* dengan adanya modifikasi piston di bagian *piston bowl*. Menurut (P. Prabhkaran, 2020), dengan menggunakan bahan bakar yang sama, durasi *ignition delay* juga dapat disebabkan karena adanya perbedaan nilai *swirl ratio*.

Dari hasil simulasi juga menunjukkan bahwa dengan adanya pengurangan kedalaman *piston bowl*¸temperature maksimal cenderung lebih tinggi dari piston dengan kedalaman *piston bowl* yang lebih besar. Namun setelah 10˚ *crank angle* setelah TDC, temperature pada case 4 dan case 5 cenderung lebih rendah dibandingkan dengan semua variasi model piston.

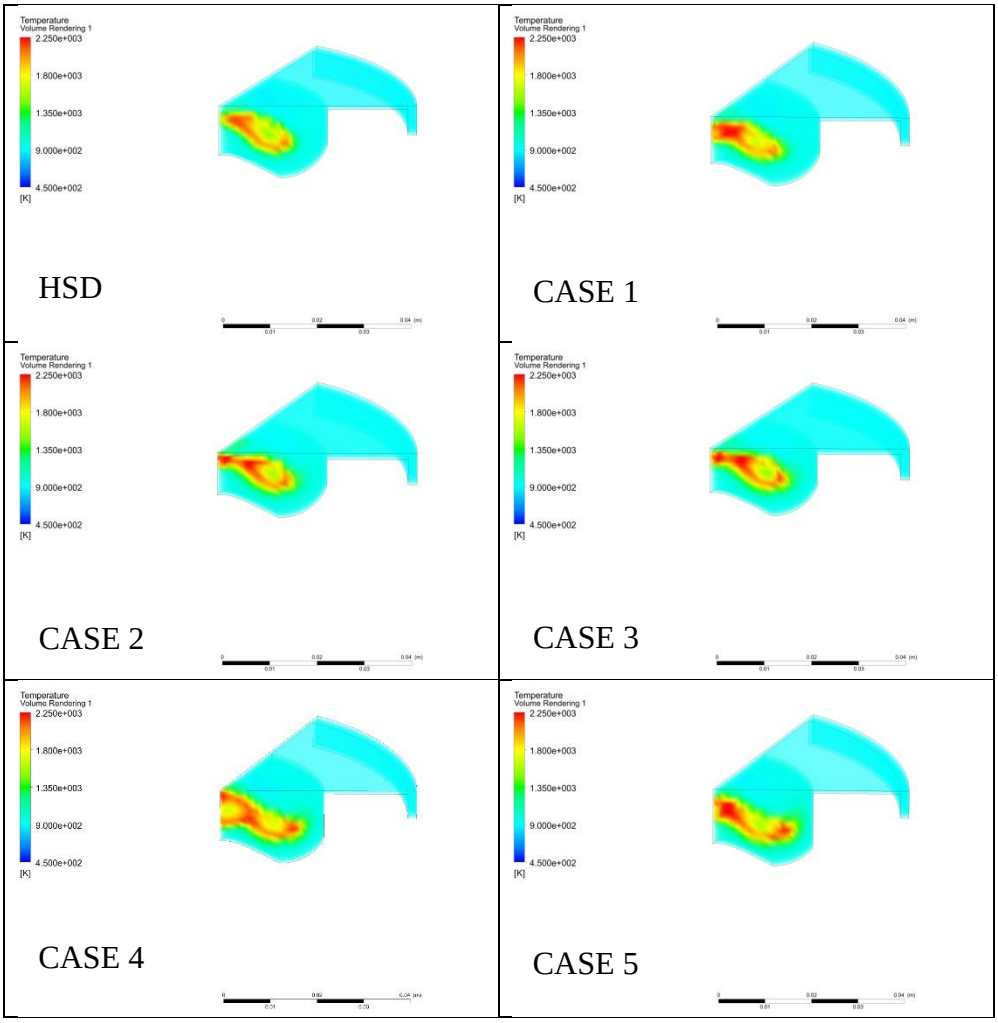
Dengan simulasi ini, didapatkan visualisasi sebaran temperatur (*temperature distribution*) yang diambil pada saat -60˚ *crank angle* sebelum TDC hingga 60˚ *crank angle* setelah TDC. Pembahasan di BAB ini, juga melakukan aliran fluida pada saat TDC, 1˚*crank angle* setelah TDC, 2˚*crank angle* setelah TDC, 3˚*crank angle* setelah TDC, 4 ˚*crank angle* setelah TDC, 5 ˚*crank angle* setelah TDC, 10 ˚*crank angle* setelah TDC, dan 15˚*crank angle* setelah TDC. Hasil tersebut didapatkan setelah melakukan simulasi dengan kecepatan mesin sebesar 2200 rpm.

Berikut merupakan visualisasi temperature pada ruang bakar setelah dilakukan iterasi pada beberapa kondisi:



Gambar 4.8 Temperature saat TDC

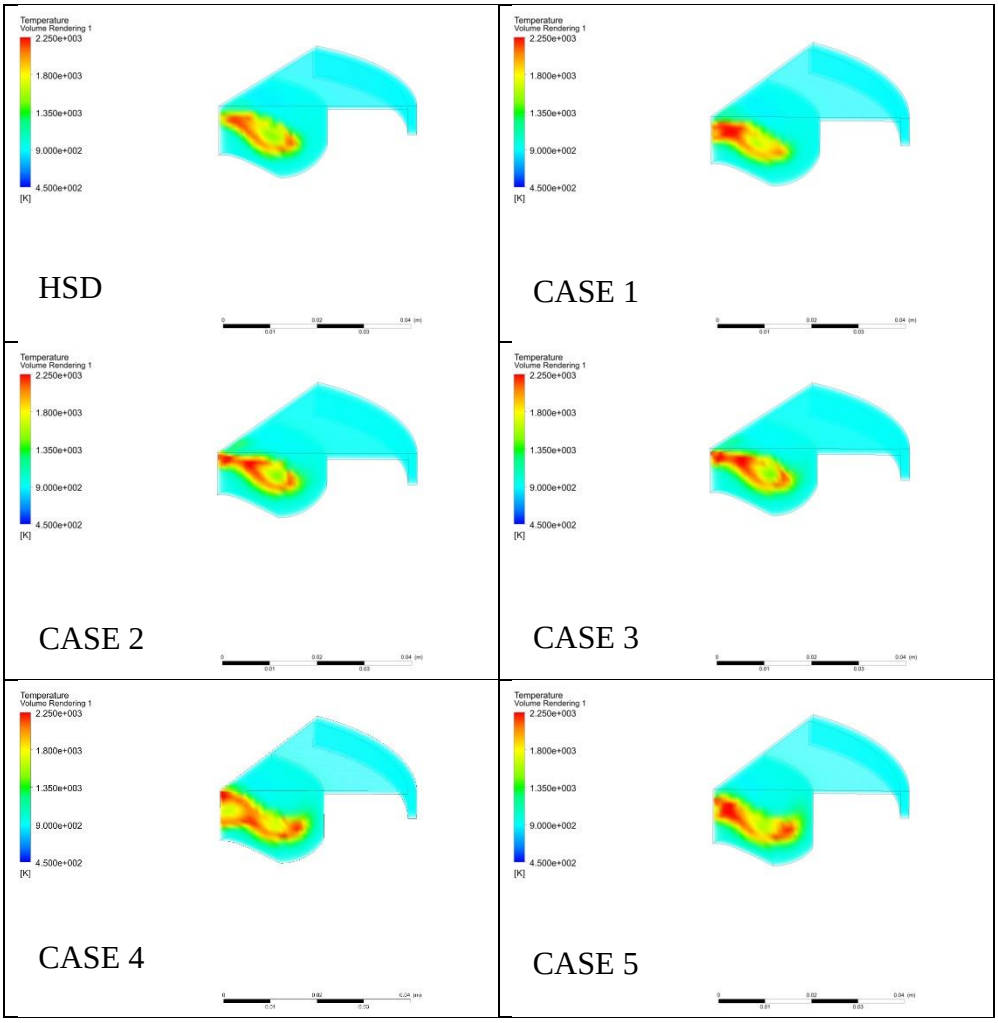
Gambar 4.8 merupakan visualisasi temperature di ruang bakar pada saat TDC. Dari gambar tersebut, semakin merah warna yang dihasilkan, semakin tinggi temperature di ruang bakar. Sedangkan warna biru menunjukkan bahwa ruang bakar memiliki temperature lebih rendah. Dapat dilihat pada gambar di atas bahwa bahan bakar HSD lebih sulit terbakar daripada bahan bakar biodiesel B30. Tingginya temperature diakibatkan karena adanya proses *ignition* hasil dari penginjeksian bahan bakar ke dalam ruang bakar.



Gambar 4.9 Temperature saat 1˚ ATDC

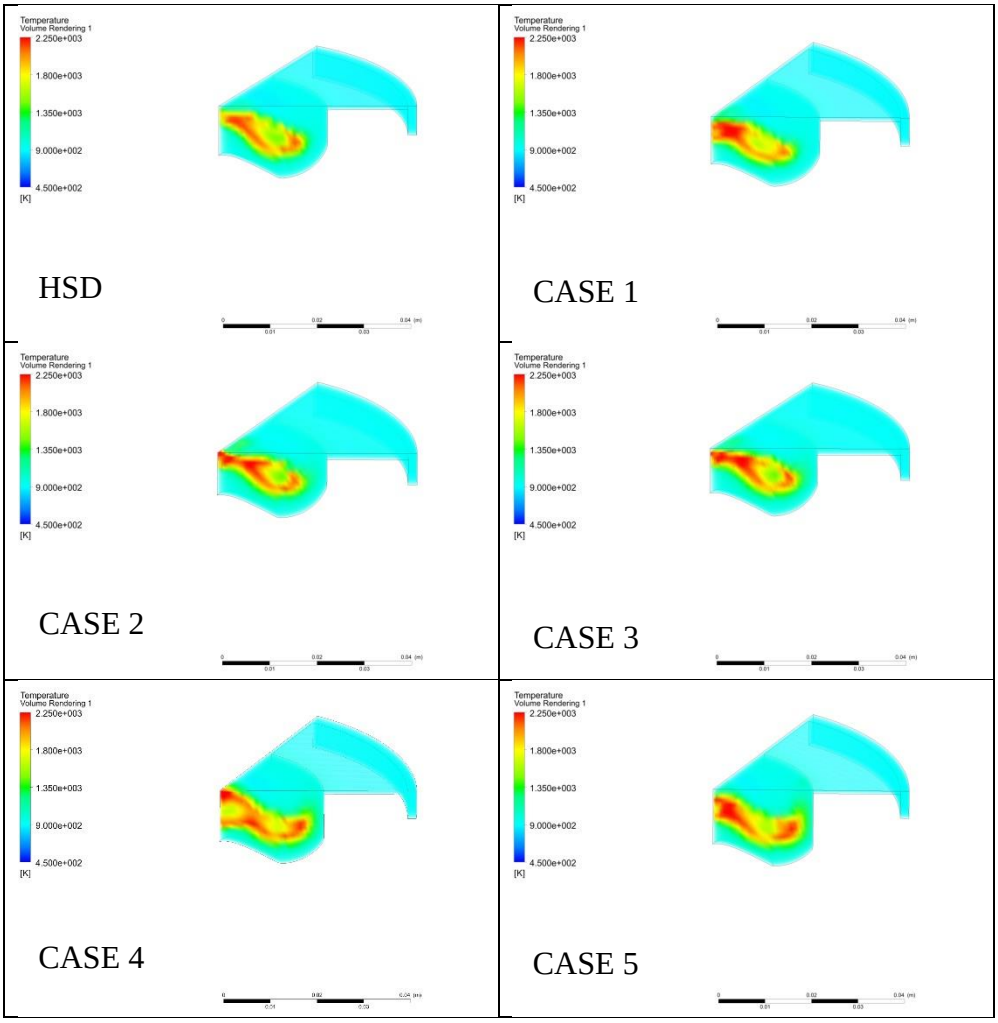
Gambar 4.9 merupakan visualisasi temperature di ruang bakar pada saat 1˚ *crank angle* setelah TDC. Dari gambar tersebut, semakin merah warna yang dihasilkan, semakin tinggi temperature di ruang bakar. Sedangkan warna biru menunjukkan bahwa ruang bakar memiliki temperature rendah. Dapat dilihat pada gambar di atas bahwa bahan bakar HSD lebih sulit terbakar daripada bahan bakar biodiesel B30. Tingginya temperature diakibatkan karena adanya proses *ignition* akibat penginjeksian bahan bakar ke dalam ruang bakar.

Jika dibandingkan dengan posisi TDC, dapat dilihat bahwa tren aliran udara mengalir ke arah dinding *piston bowl*, namun masih berkumpul di *piston bowl*. Dengan adanya modifikasi piston bowl, case 4 memiliki penyebaran *temperature distribution* lebih baik jika dibandingkan dengan case 1.



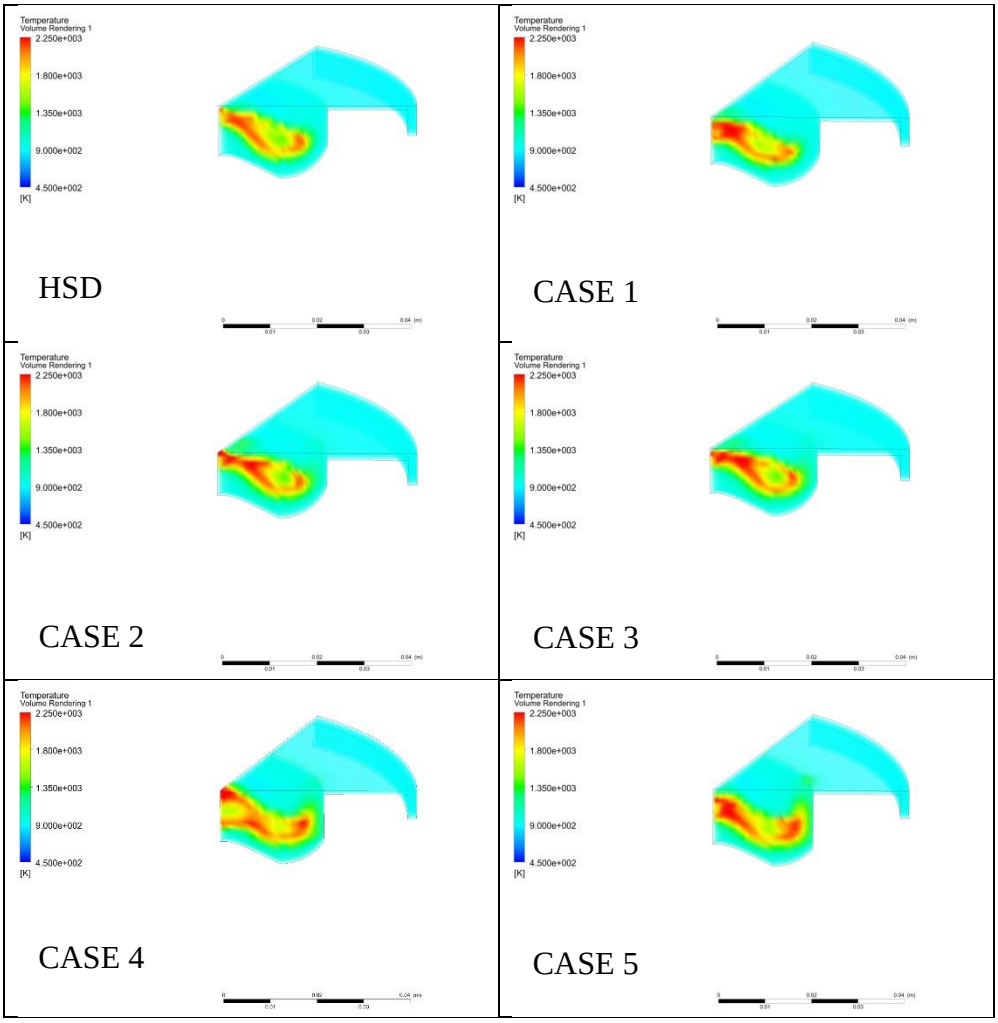
Gambar 4.10 Temperature saat 2˚ ATDC

Gambar 4.10 merupakan visualisasi temperature di ruang bakar pada saat 2˚ *crank angle* setelah TDC. Dari gambar tersebut, semakin merah warna yang dihasilkan, semakin tinggi temperature di ruang bakar. Pada posisi ini, aliran udara juga terlihat mengalir ke arah dinding *piston bowl*. Case 4 juga terlihat memiliki penyebaran *temperature distribution* lebih baikdibandingkan dengan semua jenis model piston.



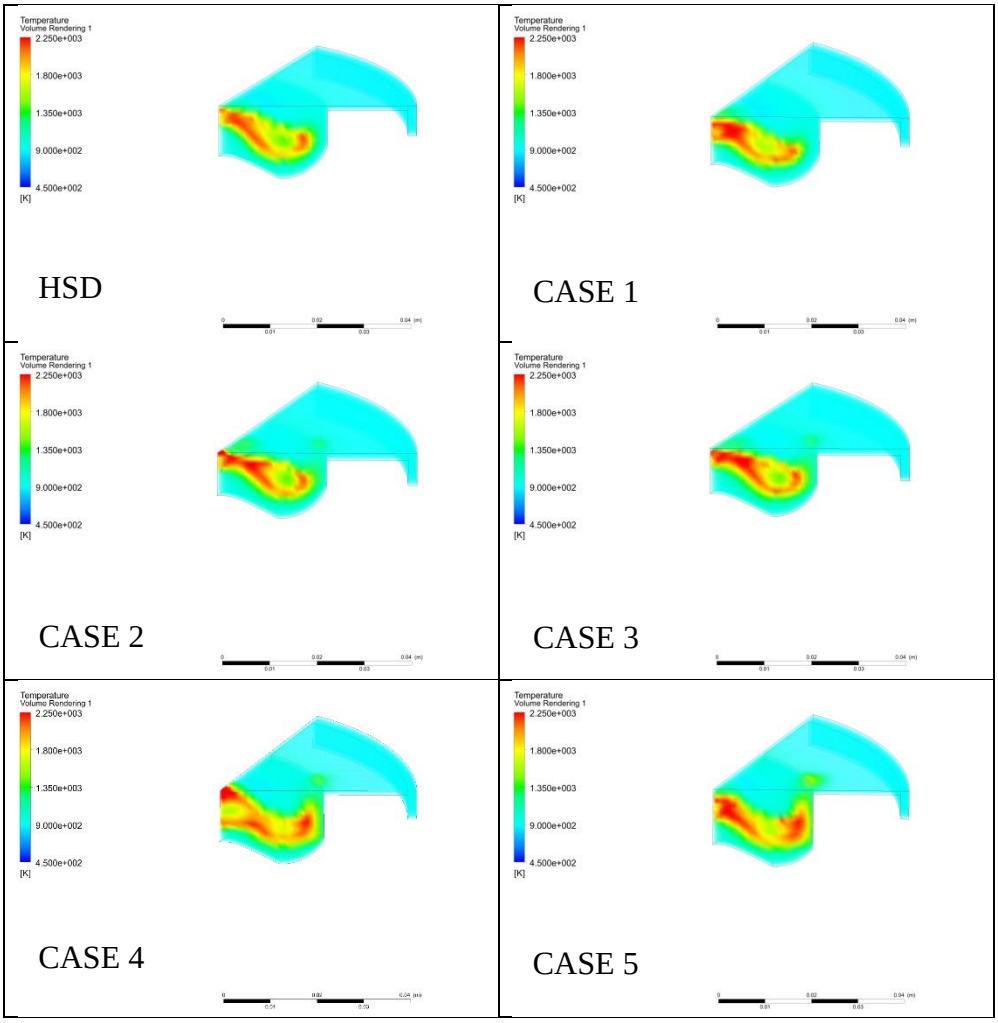
Gambar 4.11 Temperature saat 3˚ ATDC

Gambar 4.11 merupakan visualisasi temperature di ruang bakar pada saat 3˚ *crank angle* setelah TDC. Dari gambar tersebut, semakin merah warna yang dihasilkan, semakin tinggi temperature di ruang bakar. Pada posisi ini, aliran udara juga terlihat mengalir ke arah dinding *piston bowl*. Pada saat piston di posisi 3˚ *crank angle* setelah TDC, mulai terlihat ada aliran *tumble* pada piston bowl. Aliran tersebut terlihat di case 4 dan case 5. Penyebaran *temperature distribution* paling baik juga terlihat pada case 4.



Gambar 4.12 Temperature saat 4˚ ATDC

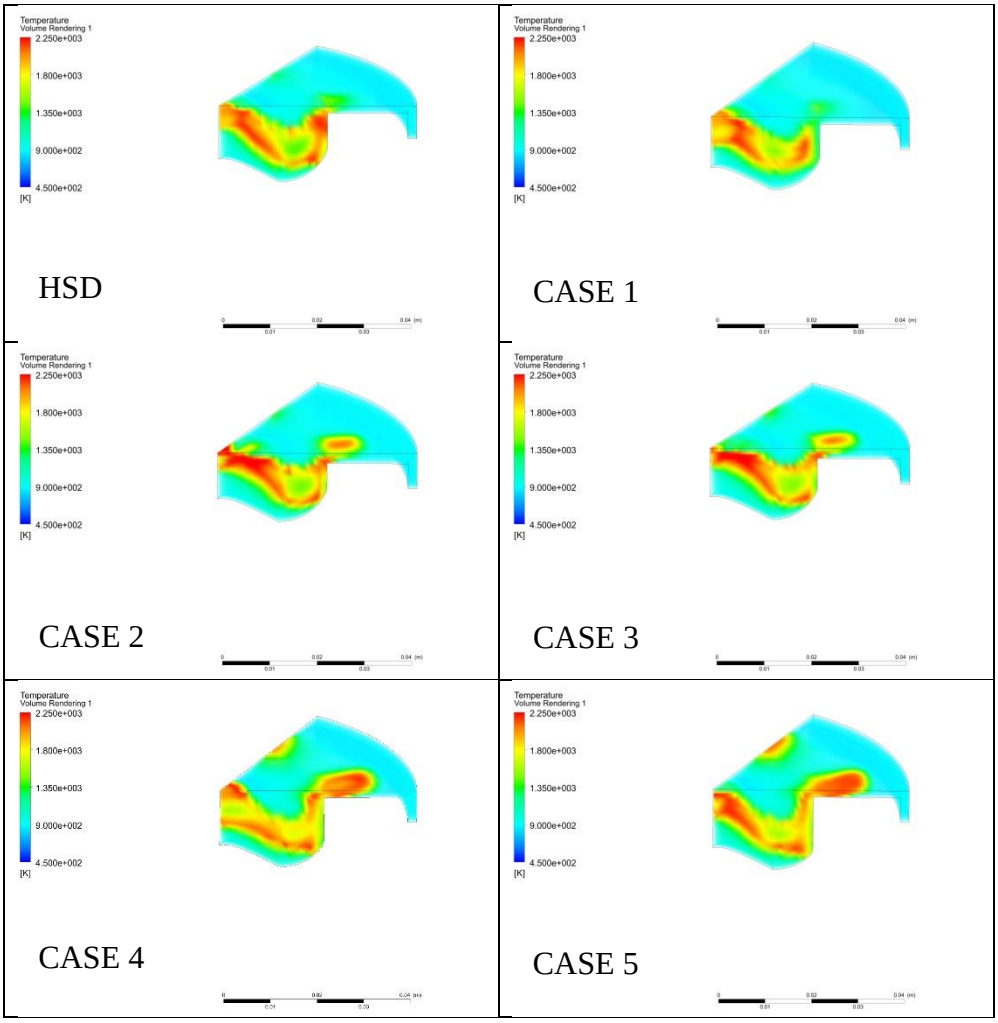
Gambar 4.12 merupakan visualisasi temperature di ruang bakar pada saat 4˚ *crank angle* setelah TDC. Dari gambar tersebut, semakin merah warna yang dihasilkan, semakin tinggi temperature di ruang bakar. Pada posisi ini, semakin terlihat akan adanya aliran *tumble* pada piston bowl yang mengakibatkan aliran fluida di dalam ruang bakar mulai mendekati ke *piston top*. Penyebaran *temperature distribution* paling baik juga terlihat pada case 4.



Gambar 4.13 Temperature saat 5˚ ATDC

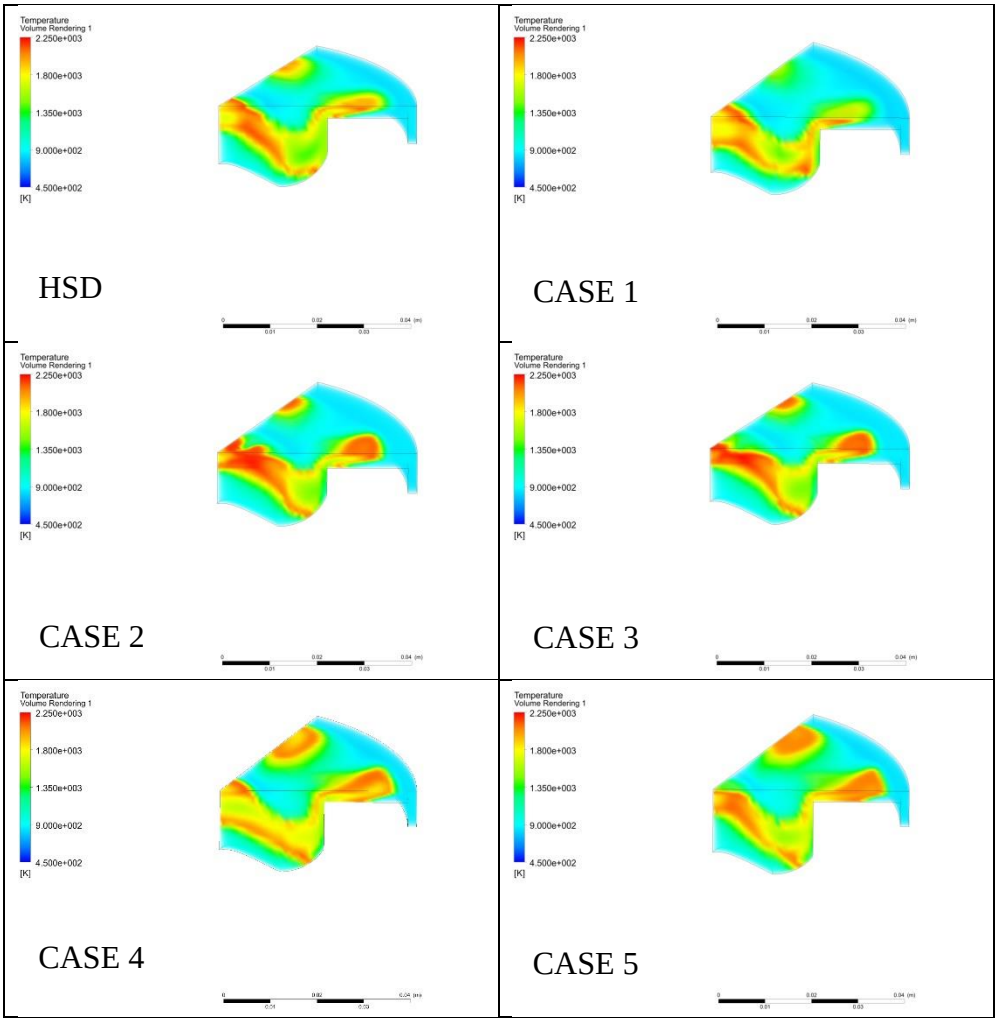
Gambar 4.13 merupakan visualisasi temperature di ruang bakar pada saat 5˚ *crank angle* setelah TDC. Dari gambar tersebut, semakin merah warna yang dihasilkan, semakin tinggi temperature di ruang bakar. Pada posisi ini, aliran fluida pada case HSD dan case 1 mulai menunjukkan adanya aliran *tumble* pada *piston bowl.* Namun penyebaran kalor dari case 2 dan case 3 masih fokus di dalam *piston bowl.*Sedangkan aliran fluida pada case 4 dan case 5 sudah mencapai *piston top*.

Saat piston berada di 5˚ *crank angle* setelah TDC, dapat disimpulkan bahwa case 4 memiliki *temperature distribution* paling baik di antara semua case yang ada.



Gambar 4.14 Temperature saat 10˚ ATDC

Gambar 4.14 merupakan visualisasi temperature di ruang bakar pada saat 10˚ *crank angle* setelah TDC. Dari gambar tersebut, semakin merah warna yang dihasilkan, semakin tinggi temperature di ruang bakar. Pada posisi ini, *temperature distribution* pada case HSD dan case 1 makin mendekati *cylinder head.* Sedangkan penyebaran kalor dari case 2 dan case 3 sudah mengalir di antara *piston top* dan *cylinder head* ke arah *cylinder liner*.Sedangkan *temperature distribution* pada case 4 dan case 5 lebih tersebar dibandingkan dengan jenis piston lainnya.



Gambar 4.15 Temperature saat 15˚ ATDC

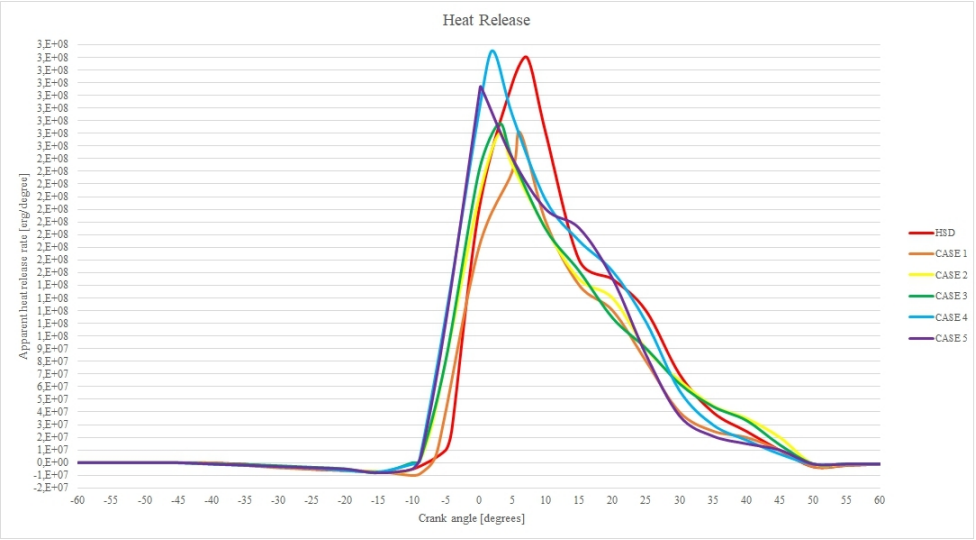
Gambar 4.15 merupakan visualisasi temperature di ruang bakar pada saat 10˚ *crank angle* setelah TDC. Dari visualisasi max. temperature pada ruang bakar dapat terlihat bahwa semakin tinggi temperatur yang dihasilkan, semakin merah warna yang terlihat pada hasil visualisasi ruang bakar tersebut. Dari gambar di atas, dapat terlihat bahwa di semua jenis piston, sebaran temperatur sudah tersebar dengan baik. Namun sebaran temperatur terbaik tetap ditunjukkan pada case 4.

Pada hasil visualisasi temperature, dari posisi piston berada di TDC hingga berada di 15˚ *crank angle* setelah TDC,menunjukkan bahwa case 4 memiliki sebaran temperatur paling tinggi jika dibandingkan dengan case lainnya.

4.3.4 Heat Release Rate

Berdasarkan hasil iterasi dari simulasi, didapatkan hubungan antara *heat release rate rate* dengan variasi pemodelan piston.

Berikut merupakan grafik *heat release rate rate* dengan berbagai variasi model piston:



Grafik 4.3 Grafik Heat Release Rate dengan Berbagai Variasi Model

Grafik 4.3 merupakan grafik *heat release rate rate* dengan berbagai variasi model. Variasi model yang digunakan adalah HSD dengan piston normal (*piston bowl depth* sebesar 15,5 mm, *piston bowl diameter* sebesar 45 mm, dan *TDC clearance* sebesar 0,8 mm), case 1 yaitu B30 dengan piston normal (*piston bowl depth* sebesar 15,5 mm, *piston bowl diameter* sebesar 45 mm, dan *TDC clearance* sebesar 0,8 mm), case 2 yaitu B30 dengan piston modifikasi (*piston bowl depth* sebesar 13,5 mm, *piston bowl diameter* sebesar 45 mm, dan *TDC clearance* sebesar 1,36 mm), case 3 yaitu B30 dengan piston modifikasi (*piston bowl depth* sebesar 14,5 mm, *piston bowl diameter* sebesar 44 mm, dan *TDC clearance* sebesar 1,36 mm), case 4 yaitu B30 dengan piston modifikasi (*piston bowl depth* sebesar 16,5 mm, *piston bowl diameter* sebesar 43,4 mm, dan *TDC clearance* sebesar 0,7 mm), dan case 5 yaitu B30 dengan piston modifikasi (*piston bowl depth* sebesar 17,5 mm, *piston bowl diameter* sebesar 41,8 mm, dan *TDC clearance* sebesar 0,7 mm). Hasil tersebut didapatkan setelah melakukan simulasi dengan kecepatan mesin sebesar 2200 rpm.

Berdasarkan hasil iterasi yang didapatkan dari simulasi case 1 menghasilkan nilai *heat release rate rate* sebesar 2,6x10^8 erg/degree pada 6,2˚ *crank angle* setelah TDC, case 2 menghasilkan nilai *heat release rate rate* sebesar 2,64 x10^8 erg/degree pada 3,02˚ *crank angle* setelah TDC, case 3 menghasilkan nilai *heat release rate rate* sebesar 2,67 x10^8 erg/degree pada 3,15˚ *crank angle* setelah TDC, case 4 menghasilkan nilai *heat release rate rate* sebesar 3,2 x10^8 erg/degree pada 2˚ *crank*

angle setelah TDC, sedangkan case 5 menghasilkan nilai *heat release rate rate* tertinggi yaitu sebesar 2,97 $x10^8$ erg/degree pada 0,175˚ *crank angle* setelah TDC.

Namun saat posisi TDC, case 1 memiliki nilai *heat release rate rate* sebesar $1,7x10^8$ erg/degree, case 2 memiliki nilai *heat release rate rate* paling rendah yaitu sebesar $2,35x10^8$ erg/degree, case 3 memiliki nilai *heat release rate rate* sebesar $2,3x10^8$ erg/degree, case 4 memiliki nilai *heat release rate rate* sebesar $2,77x10^8$ erg/degree, dan case 5 memiliki nilai *heat release rate rate* sebesar $2,8x10^8$ erg/degree.

Terlihat pada grafik, tren dari proses *ignition* apabila menggunakan bahan bakar biodiesel B30 lebih cepat dibandingkan dengan menggunakan bahan bakar HSD. Apabila piston normal menggunakan bahan bakar Biodiesel B30, nilai heat release rate maksimal terjadi penurunan sebesar $6x10^7$ erg/degree yang mengakibatkan nilai *heat release rate rate* terkecil terjadi pada case 1. Hal tersebut sesuai dengan penelitian sebelumnya (Ilker Temizer, 2020)

Namun dengan adanya proses modifikasi di *piston bowl*, nilai *heat release rate rate* dapat ditingkatkan. Seperti pada grafik, case 4 memiliki nilai heat release rate sebesar $3,25x10^8$ erg/degree pada 2˚ *crank angle* setelah TDC.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang dapat diambil dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Perbedaan kontur *piston crow*n dengan rasio kompresi yang sama dapat mempengaruhi perubahan *swirl ratio*. Dengan adanya reduksi kedalaman *piston bowl* dan penambahan *TDC clearance,* dapat menurunkan nilai *swirl ratio.* Dan sebaliknya, apabila melakukan penambahan kedalaman *piston bowl* dan pengurangan *TDC clearance*, dapat menaikkan nilai *swirl ratio. Swirl ratio* tertinggi terlihat pada Case 5 dengan nilai maksimal -1,15 pada 4,5˚ *crank angle* sebelum TDC. Perubahan nilai *swirl ratio* juga dapat mempengaruhi penyebaran injeksi bahan bakar.
2. Perbedaan kontur *piston crown* dengan rasio kompresi yang sama dapat mempengaruhi sebaran temperatur di ruang bakar. Sebaran temperatur tertinggi dapat dilihat pada Case 4 dengan nilai temperatur maksimal sebesar 2373˚K pada 5˚ crank angle setelah TDC.
3. Perubahan bahan bakar dari HSD menjadi Biodiesel B30 dapat menurunkan nilai *heat release rate rate* pada mesin dengan penurunan sebesar 6x107 erg/degree. Dengan modifikasi piston bowl, dapat disimpulkan bahwa Case 4 memiliki nilai heat release rate tertinggi sebesar $3{,}25 \times 10^{8}$ erg/degree pada 2˚ *crank angle* setelah TDC.

5.2 Saran

Saran yang dapat dipertimbangkan untuk mengembangkan penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Perlu diadakan penelitian lanjutan mengenai analisa struktur model piston modifikasi.
2. Perlu diadakan penelitian lanjutan mengenai performa, emisi, dan getaran mesin dengan menggunakan metode ekspreimen.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

ANNAMALAI R., 2017. EFFECT OF PISTON BOWL GEOMETRY AND DIFFERENT INJECTION PRESSURE ON THE PERFORMANCE, EMISSION AND COMBUSTION CHARACTERISTICS OF DIESEL ENGINE USING BIODIESEL BLEND. *Department of Mechanical Engineering, Dr.M.G.R. Educational and Research Institute, University, Chennai-600095, India.*

Beny Cahyono, A. I. A. R., 2020. OPTIMIZATION OF COLD EGR (EXHAUST GAS RECIRCULATION) ON DIESEL MOTORS USING BIODIESEL ON THE PERFORMANCE AND NOx. *International Journal of Marine Engineering Innovation and Research.*

Daryanto, Setyabudi. I, 2013. *Teknik Motor Diesel.* 2nd ed. Bandung: Alfabeta.

Glenn Cahya D.R., 2013. KAJIAN ALIRAN FLUIDA PADA MESIN OTTO EMPAT LANGKAH. *Kajian aliran fluida pada mesin otto empat langkah, Glenn Cahya Dwi Ramadhan, FT UI, 2013.*

Gosh, A., 2016. Combustion Chambers in CI Engines : A Review. *Proceedings of National Conf. on Recent Innovations in Science Engineering & Technology, 31st January 2016, Pune, India, ISBN: 978-93-85973-22-2.*

Ilker Sugozu, T. E. I. O. O. S., 2011. Biodiesel production from animal fat–palm oil blend and performance analysis of its effects on a single cylinder diesel engine. *Energy Education Science and Technology Part A: Energy Science and Research 2011 Volume (issues) 28(1): 505-514.*

Ilker Temizer, O. C. B. E., 2020. Numerical and experimental investigation of the effect of biodiesel/diesel fuel on combustion characteristics in CI engine. *Fuel 270 (2020) 117523.*

Li J, Yang W M, An H, Maghbouli A, Chou S K, 2014. Effects of piston bowl geometry on combustion and emission characteristics of biodiesel fueled diesel engines. *Li J, Yang W M, An H, Maghbouli A and Chou S K 2014 Effects of piston bowl geometry on combustion and emission characteristics of biodiesel fueled diesel engines. Fuel 120;66-73.*

Lim J, Min K, 2005. The effects of spray angle and piston bowl shape in diesel engine soot emission duirng 3-D CFD simulation. *Lim J and Min K 2005 The effects of spray angle and piston bowl shape in diesel engine soot emission duirng 3-D CFD simulation (No. 2005-01-2117). In: SAE Technical Paper.*

P. Prabhkaran, C. G. S. R. V. M. V. N. M. K. A., 2020. Investigation of swirl induced piston on the engine characteristics of a biodiesel fueled diesel engine. *Fuel 279 (2020) 118503.*

Prabhakara Rao Ganji, 2018. Design of piston bowl geometry for better combustion in direct-injection compression ignition engine. *Department of Mechancal Engineering, National Institur of Technology, Warangal 506 004, India.*

Roy L. Harrington, 1992. *Marine Engineering.* Jersey City: The Society of Naval Architects and Marine Engineers.

Soeharto, A. S. d., n.d. Studi Eksperimen pada Investment Casting dengan Komposisi Ceramic Shell yang Berbeda dalam Pembuatan Produk Toroidal Piston. *JURNAL TEKNIK POMITS Vol 1, No 1, (2012) 1-6.*

Subramanian, S., Rathinam, B., Lalvani, J., and Annamalai, K., 2016. Piston Bowl Optimization for Single Cylinder Diesel Engine Using CFD. *SAE International.*

T. Thurnheer, 2011. Experimental investigation on different injection strategies in a heavy-duty diesel engine: emissions and loss analysis. *Energ Convers Manage, 52 (1) (2011), pp. 457-467.*

Timoney, D. and Smith, W., 1996. "Influences of Fuel Injection and Air Motion Energy Sources on Fuel-Air Mixing Rates in a D.I. Diesel Combustion System. *SAE Technical Paper 960035, 1996, doi:10.4271/960035.*

LAMPIRAN I

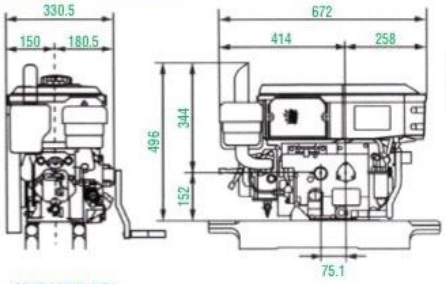
1. MANUAL YANMAR TF85MH

YANMAR diesel

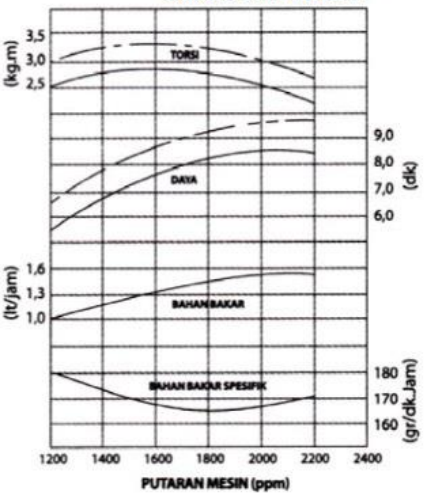
TF 85 MH-di

www.lukesindonesia.com

DIMENSI *dalam milimeter



GRAFIK KARAKTERISTIK



SPESIFIKASI

1	Jenis Mesin	Motor diesel horizontal 4 (empat) langkah berpendingin air
2	Sistem Pembakaran	Pengabutan langsung (direct injection)
3	Jumlah Silinder	1 (satu) silinder
4	Saat Pengabutan	18^0 sebelum TMA
5	Diameter x Panjang Langkah	85 mm x 87 mm
6	Volume Silinder	493 cc
7	Daya Kontinyu	7.5 dk / 2200 ppm
8	Daya Maksimum Sesaat	8.5 dk / 2200 ppm
9	Torsi Maksimum	3.44 kg.m / 1600 ppm
10	Perbandingan Kompresi	18
11	Arah Putaran Poros	Berlawanan dengan arah putaran jarum jam (dilihat dari sisi roda gaya)
12	Pemakaian Bahan Bakar	171 gr / dk.jam
13	Pompa Bahan Bakar	Tipe Bosch
14	Tekanan Injektor	200 kg/cm^2
15	Sistem Pelumasan	Pelumasan paksa menggunakan pompa & katup regulator hidrolik (pompa jenis trochoidal)
16	Kapasitas Tanki Bahan Bakar	10.5 liter
17	Kapasitas Minyak Pelumas	2.2 liter
18	Jenis Minyak Pelumas	SAE 40 kelas CC atau CD
19	Sistem Pendinginan	Hopper
20	Kapasitas Tanki Pendingin	8.9 liter
21	Cara Menghidupkan	Manual (engkol)
22	Dimensi Mesin (P x L X T)	672 mm x 330.5 mm x 496 mm
23	Lampu	
24	Berat Kosong	93 kg
25	Ukuran Kemasan (P X L X T)	780 mm x 480 mm x 700 mm
26	Berat Kotor	123.5 kg

www.lukesindonesia.com

2. STANDAR SOLAR/BIOSOLAR PERTAMINA

SPESIFIKASI SOLAR/ BIOSOLAR

NO.	KARAKTERISTIK	SATUAN	BATASAN		METODE UJI	
			MIN	MAKS	ASTM	LAIN
1.	Bilangan Cetana Angka Setana atau Indeks Setana	- -	48 45	- -	D 613 D 4737	
2.	Berat Jenis @ 15 °C	kg/m³	815	860	D 1298 / D 4052	
3.	Viskositas @ 40 °C	mm²/sec	2,0	4,5	D 445	
4.	Kandungan Sulfur	% m/m	- - - - -	0,35 [1] 0,30 [2] 0,25 [3] 0,05 [4] 0,005 [5]	D 2622 / D 5453 / D 4294 / D 7039	
5.	Distilasi 90 % vol. penguapan	°C	-	370	D 86	
6.	Titik Nyala	°C	52	-	D 93	
7.	Titik Tuang	°C	-	18	D 97	
8.	Residu Karbon	% m/m	-	0,1	D 4530 / D 189	
9.	Kandungan Air	mg/kg	-	500	D 6304	
10.	Biological Growth *)	-	Nihil			
11.	Kandungan FAME *)	% v/v	-	-		
12.	Kandungan metanol *)	% v/v	Tak terdeteksi		D 4815	
13.	Korosi Bilah Tembaga	merit	-	Kelas 1	D 130	
14.	Kandungan Abu	% v/v	-	0,01	D 482	
15.	Kandungan Sedimen	% m/m	-	0,01	D 473	
16.	Bilangan Asam Kuat	mgKOH/gr	-	0	D 664	
17.	Bilangan Asam Total	mgKOH/gr	-	0,6	D 664	
18.	Partikulat	mg/l	-	-	D 2276	
19.	Penampilan Visual	-	Jernih & Terang			
20.	Warna	No. ASTM	-	3,0	D 1500	
21.	Lubricity (HFRR wear scar dia. @ 60 °C)	micron	-	460 [6]	D 6079	

*)Kandungan FAME mengacu pada Peraturan Menteri ESDM No. 25 tahun 2013 tentang Penyediaan, Pemanfaatan, dan Tata Niaga bahan Bakar Nabati (Biofuel) Sebagai Bahan Bakar Lain.

Catatan umum:

- *Additive harus kompatibel dengan minyak mesin (tidak menambah kekotoran/kerak). Additive yang mengandung komponen pembentuk abu (ash forming) tidak diperbolehkan.*
- *Penanganan (handling) harus dilakukan secara baik untuk mengurangi kontaminasi (debu, air, bahan bakar lain, dll).*
- *Pelabelan pada pompa harus memadai dan terdefinisi.*

Catatan kaki:

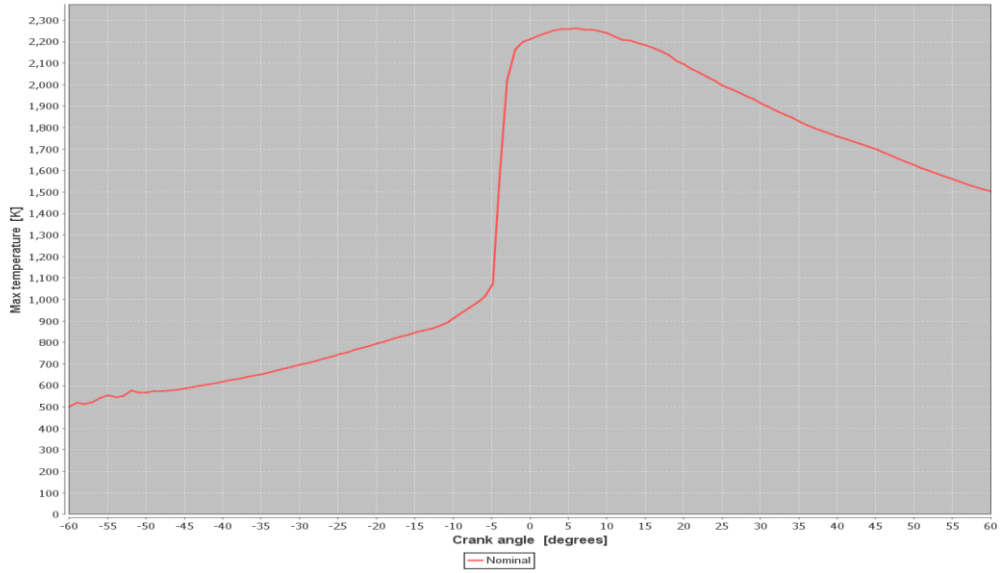
1) *Batasan 0.35% m/m setara dengan 3.500 ppm. Berlaku tahun 2015.*
2) *Batasan 0.30% m/m setara dengan 3.000 ppm. Berlaku mulai 1 Januari tahun 2016.*
3) *Batasan 0.25% m/m setara dengan 2.500 ppm. Berlaku mulai 1 Januari tahun 2017.*
4) *Batasan 0.05% m/m setara dengan 500 ppm. Berlaku mulai 1 Januari tahun 2021.*
5) *Batasan 0.005% m/m setara dengan 50 ppm. Berlaku mulai 1 Januari tahun 2025.*
6) *Berlaku mulai 1 Januari 2016*

LAMPIRAN II

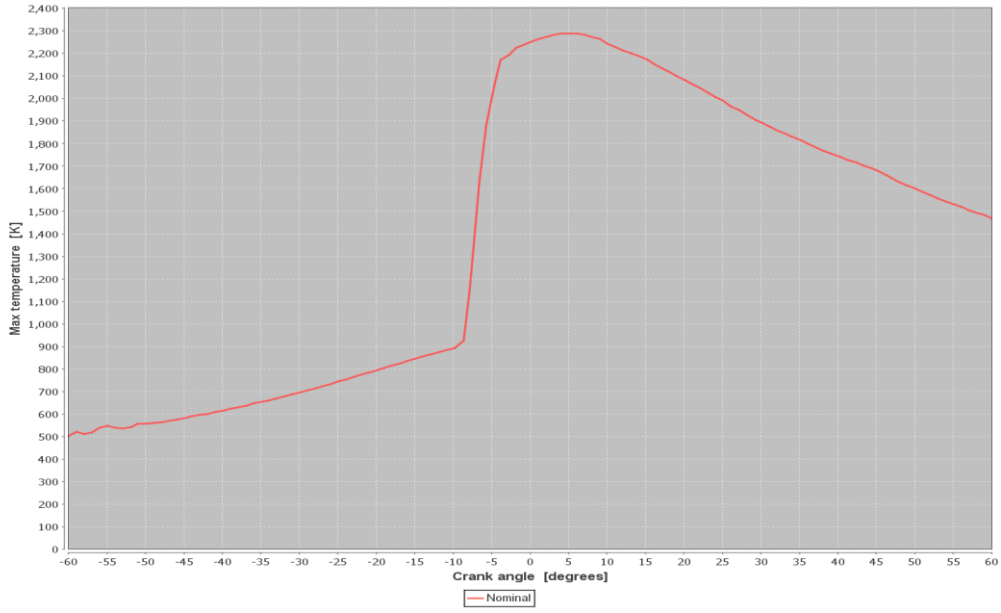
1. GRAFIK HASIL ITERASI

a. Maximum Temperature

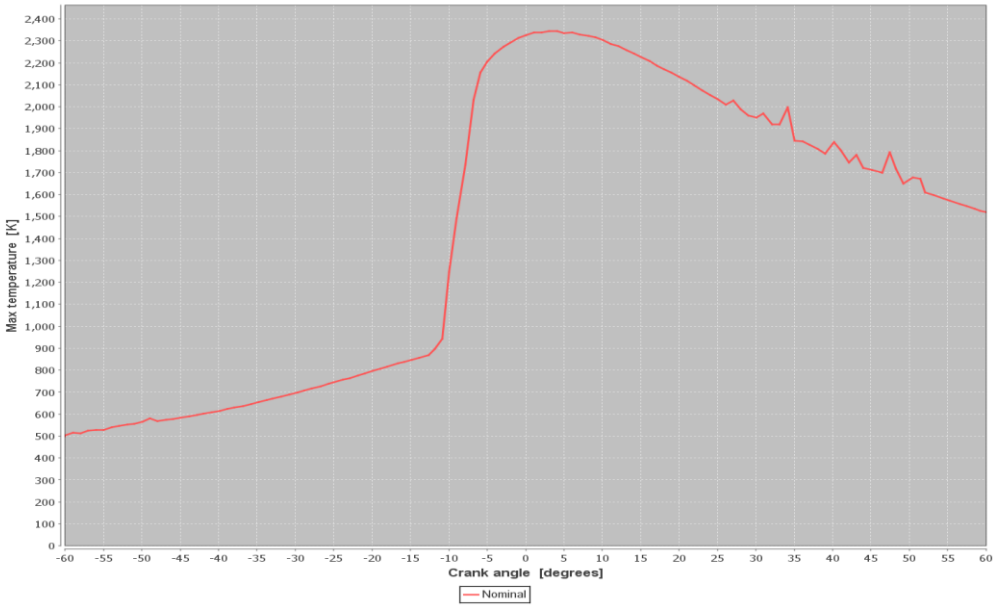
Hasil Iterasi Max. Temperature (°K) pada Piston Normal dengan HSD



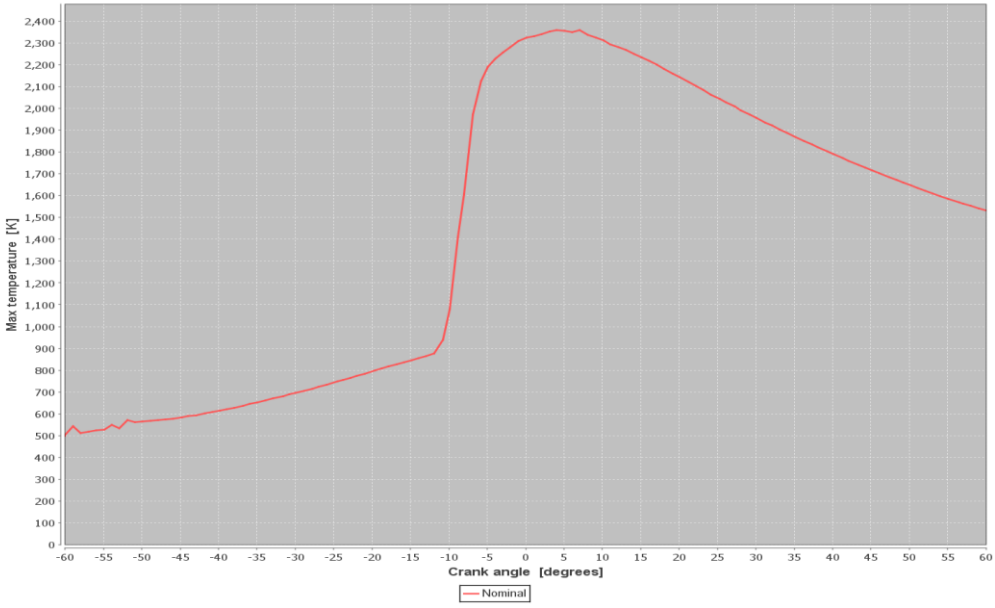
Hasil Iterasi Max. Temperature (°K) pada CASE 1



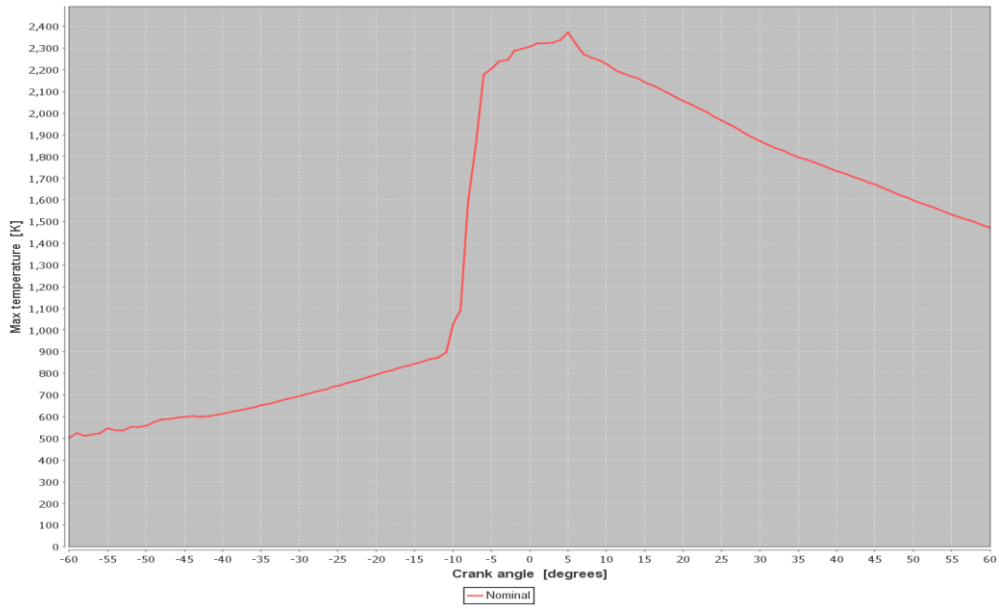
Hasil Iterasi Max. Temperature (°K) pada CASE 2



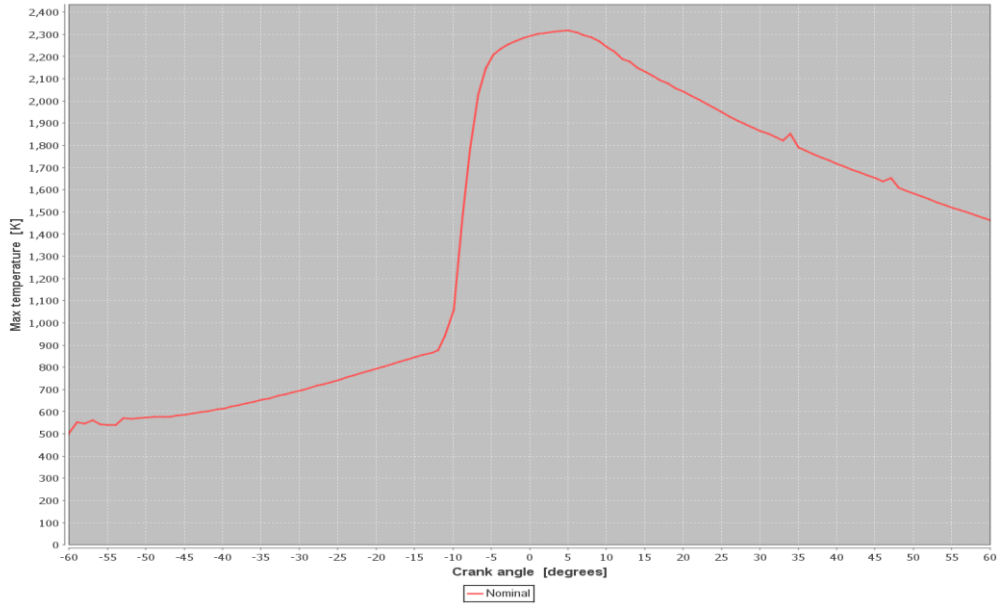
Hasil Iterasi Max. Temperature (°K) pada CASE 3



Hasil Iterasi Max. Temperature (°K) pada CASE 4

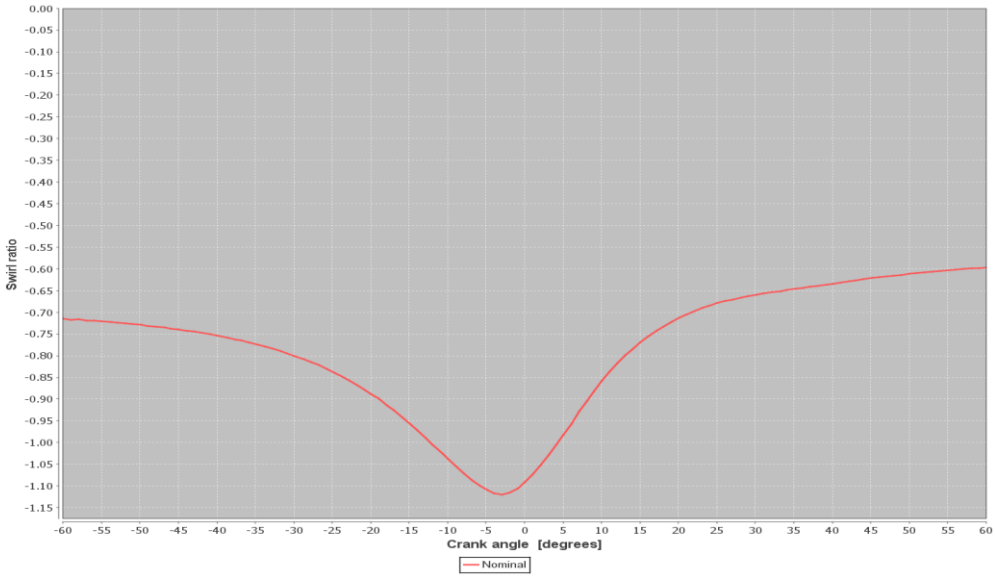


Hasil Iterasi Max. Temperature (°K) pada CASE 5

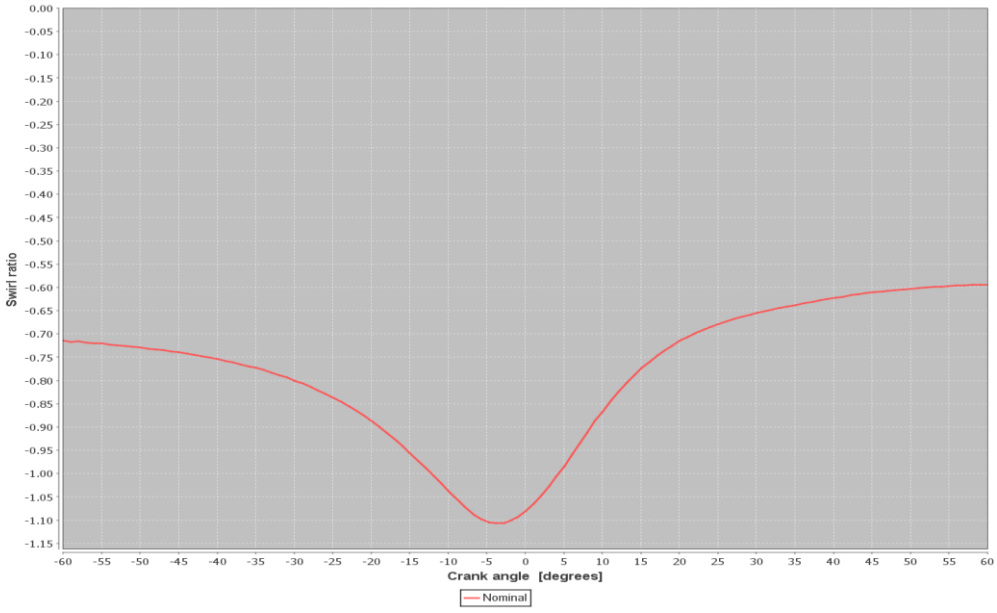


b. Swirl Ratio

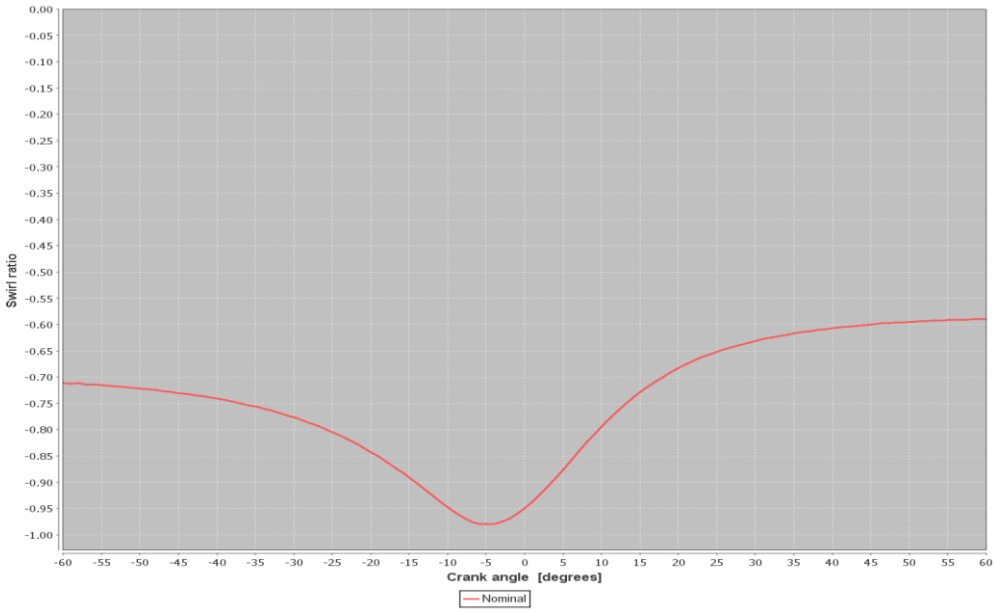
Hasil Iterasi Swirl Ratio pada Piston Normal dengan HSD



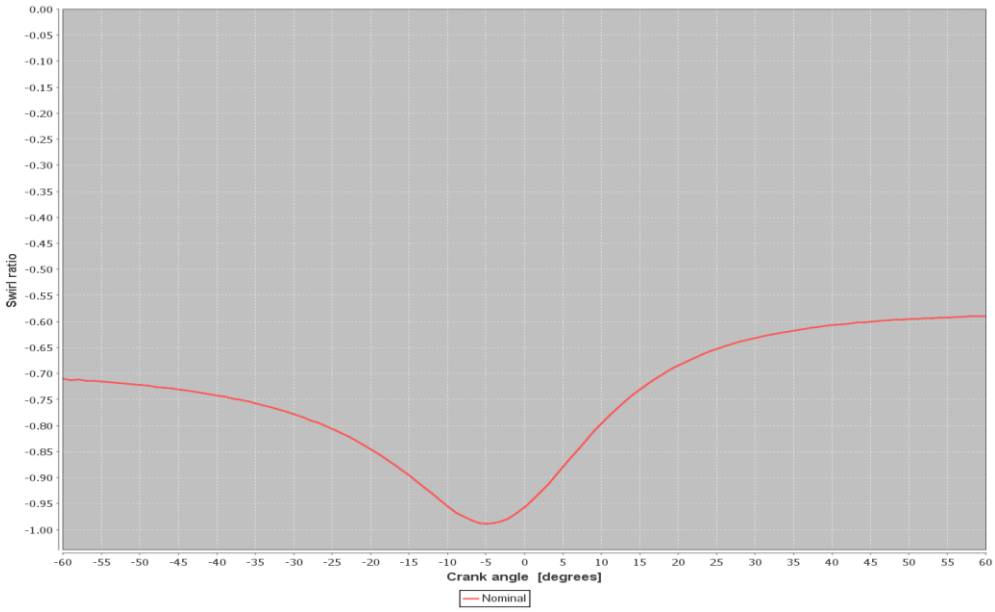
Hasil Iterasi Swirl Ratio pada CASE 1



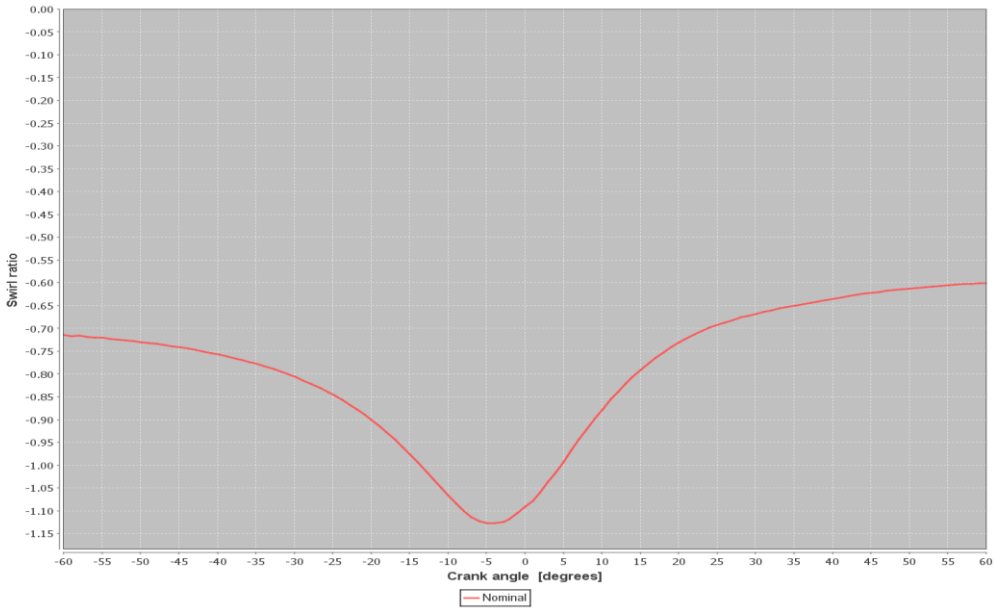
Hasil Iterasi Swirl Ratio pada CASE 2



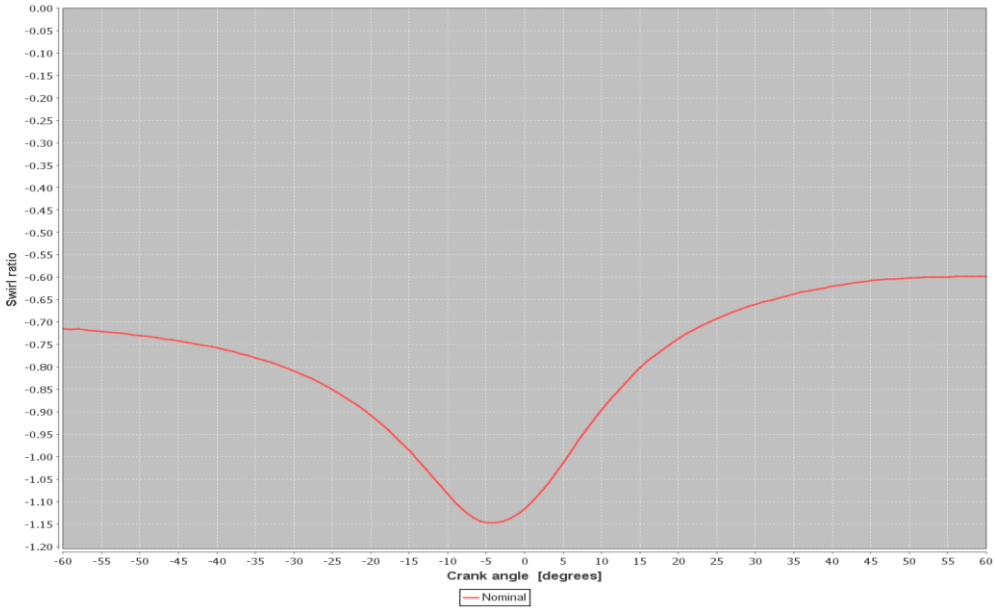
Hasil Iterasi Swirl Ratio pada CASE 3



Hasil Iterasi Swirl Ratio pada CASE 4

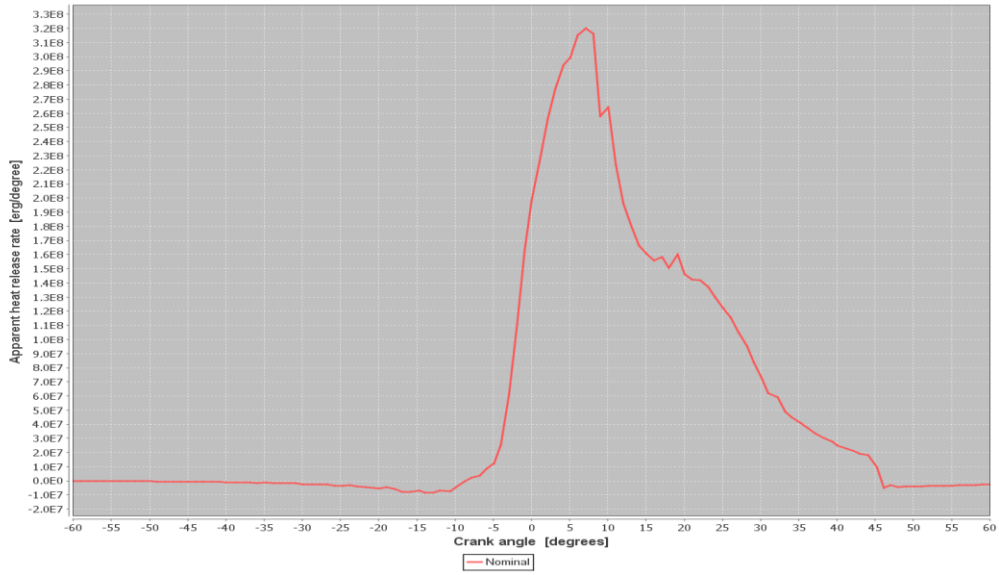


Hasil Iterasi Swirl Ratio pada CASE 5

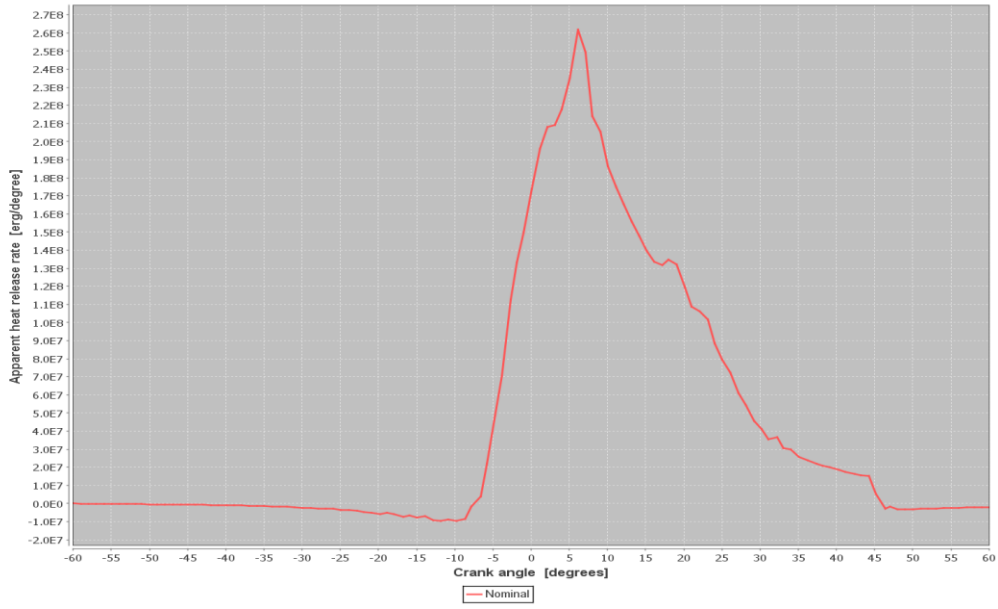


c. Heat Release Rate

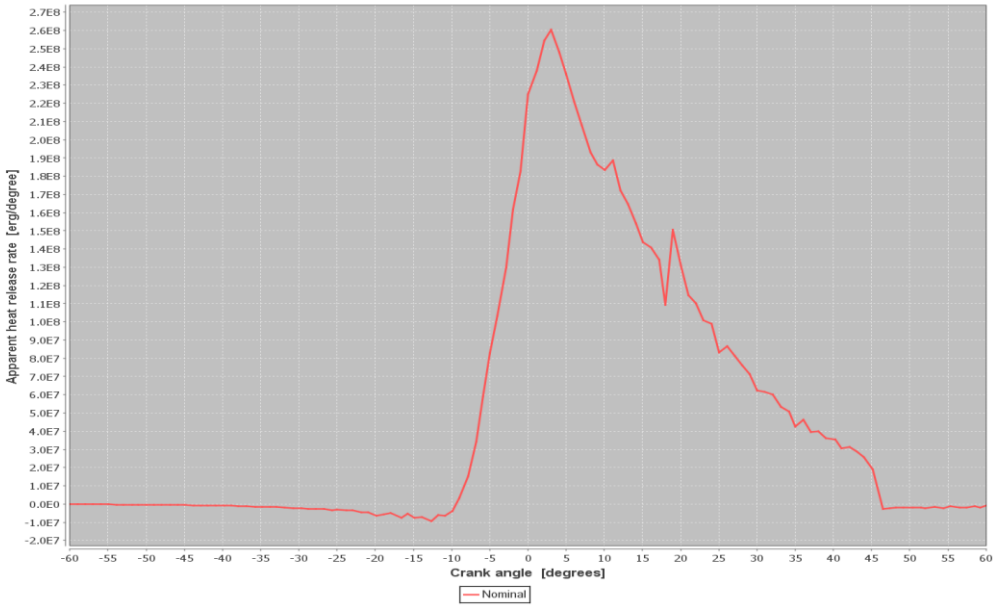
Hasil Iterasi Heat Release Rate pada Piston Normal dengan HSD



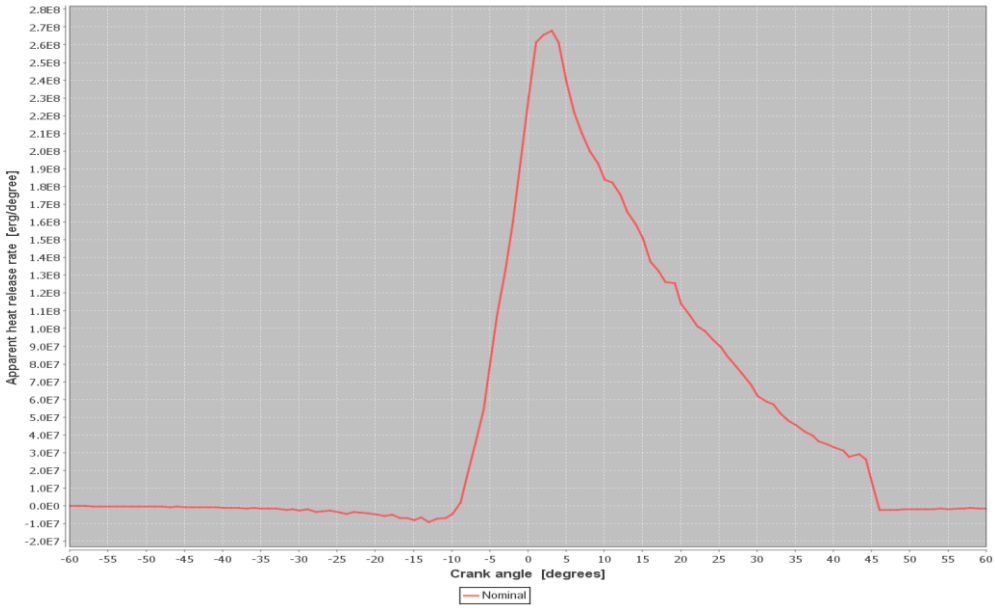
Hasil Iterasi Heat Release Rate pada CASE 1



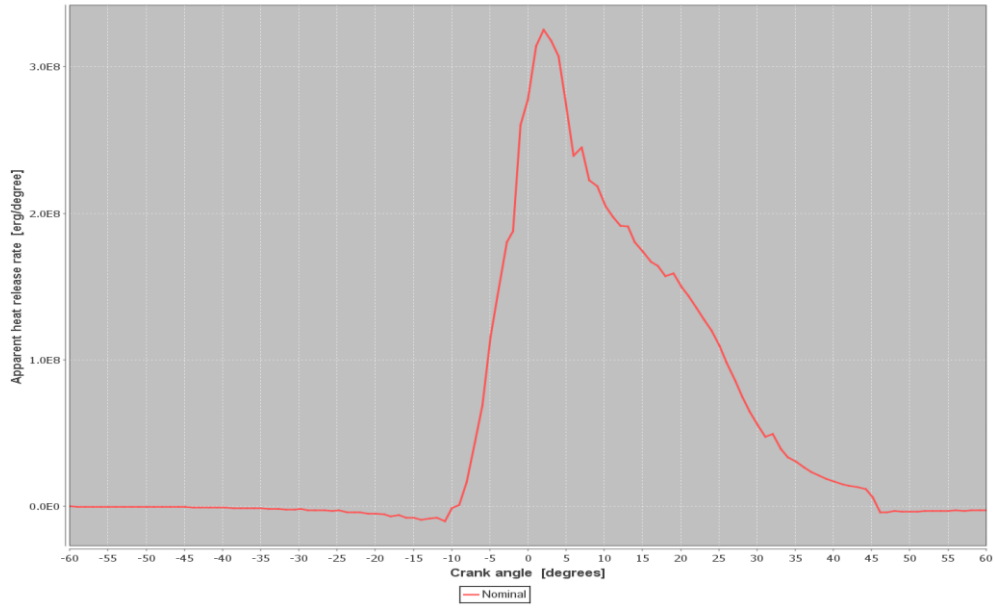
Hasil Iterasi Heat Release Rate pada CASE 2



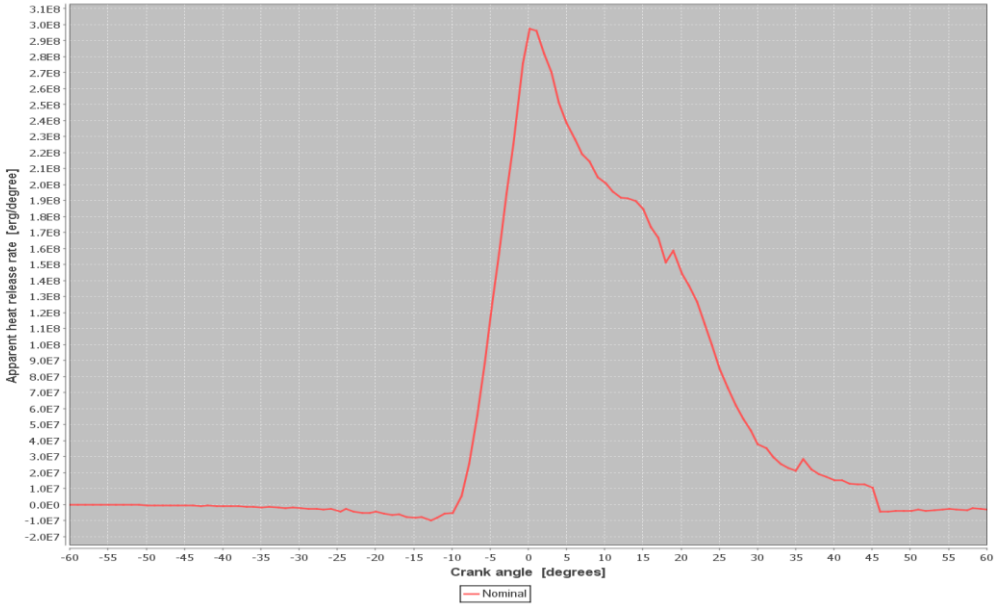
Hasil Iterasi Heat Release Rate pada CASE 3



Hasil Iterasi Heat Release Rate pada CASE 4



Hasil Iterasi Heat Release Rate pada CASE 5



2. GRAFIK PERBANDINGAN DENGAN VARIASI MODEL

a. Temperature (dalam ˚K)

Crank Angle	HSD	CASE 1	CASE 2	CASE 3	CASE 4	CASE 5
-60	500	500	500	500	500	500
-55	550	548	528	528	545	538
-50	575	558	562	565	559	572
-45	585	583	580	582	600	588
-40	618	614	611	615	613	612
-35	650	654	650	652	653	652
-30	695	695	695	700	694	693
-25	742	743	742	744	741	742
-20	791	793	800	800	794	795
-15	844	844	845	845	844	843
-10	911	892	1245	1064	1023	1045
-5	1060	2000	2200	2190	2200	2200
0	2185	2270	2328	2322	2305	2290
5	2260	2290	2335	2358	2280	2315
10	2240	2243	2305	2316	2228	2244
15	2184	2177	2225	2236	2142	2130
20	2100	2083	2135	2146	2055	2041
25	2000	1990	2032	2048	1967	1948
30	1914	1900	1950	1960	1870	1864
35	1828	1820	1870	1870	1795	1790
40	1759	1745	1800	1800	1730	1716
45	1700	1681	1710	1718	1670	1650
50	1626	1599	1650	1650	1600	1580
55	1560	1532	1575	1585	1530	1520
60	1500	1470	1519	1535	1472	1462

b. Swirl Ratio

Crank Angle	HSD	CASE 1	CASE 2	CASE 3	CASE 4	CASE 5
-60	-7,15,E-01	-7,14,E-01	-7,13,E-01	-7,11,E-01	-7,15,E-01	-7,15,E-01
-55	-7,21,E-01	-7,20,E-01	-7,15,E-01	-7,15,E-01	-7,20,E-01	-7,22,E-01
-50	-7,28,E-01	-7,24,E-01	-7,22,E-01	-7,22,E-01	-7,29,E-01	-7,29,E-01
-45	-7,41,E-01	-7,38,E-01	-7,31,E-01	-7,30,E-01	-7,41,E-01	-7,41,E-01
-40	-7,55,E-01	-7,53,E-01	-7,42,E-01	-7,41,E-01	-7,57,E-01	-7,56,E-01
-35	-7,74,E-01	-7,72,E-01	-7,57,E-01	-7,56,E-01	-7,77,E-01	-7,79,E-01
-30	-8,00,E-01	-8,00,E-01	-7,78,E-01	-7,78,E-01	-8,06,E-01	-8,09,E-01
-25	-8,38,E-01	-8,35,E-01	-8,05,E-01	-8,05,E-01	-8,45,E-01	-8,50,E-01
-20	-8,89,E-01	-8,87,E-01	-8,41,E-01	-8,45,E-01	-9,00,E-01	-9,06,E-01
-15	-9,55,E-01	-9,55,E-01	-8,90,E-01	-8,95,E-01	-9,75,E-01	-9,85,E-01
-10	-1,04,E+00	-1,04,E+00	-9,50,E-01	-9,54,E-01	-1,07,E+00	-1,08,E+00
-5	-1,11,E+00	-1,10,E+00	-9,80,E-01	-9,88,E-01	-1,13,E+00	-1,15,E+00
0	-1,09,E+00	-1,08,E+00	-9,50,E-01	-9,58,E-01	-1,09,E+00	-1,12,E+00
5	-9,83,E-01	-9,88,E-01	-8,78,E-01	-8,79,E-01	-9,92,E-01	-1,02,E+00
10	-8,60,E-01	-8,78,E-01	-7,92,E-01	-7,95,E-01	-8,79,E-01	-8,96,E-01
15	-7,70,E-01	-7,72,E-01	-7,29,E-01	-7,30,E-01	-7,92,E-01	-8,00,E-01
20	-7,12,E-01	-7,14,E-01	-6,82,E-01	-6,85,E-01	-7,32,E-01	-7,37,E-01
25	-6,80,E-01	-6,78,E-01	-6,50,E-01	-6,52,E-01	-6,92,E-01	-6,92,E-01
30	-6,60,E-01	-6,55,E-01	-6,31,E-01	-6,30,E-01	-6,69,E-01	-6,60,E-01
35	-6,46,E-01	-6,39,E-01	-6,18,E-01	-6,17,E-01	-6,50,E-01	-6,38,E-01
40	-6,36,E-01	-6,23,E-01	-6,06,E-01	-6,06,E-01	-6,35,E-01	-6,19,E-01
45	-6,22,E-01	-6,10,E-01	-5,99,E-01	-6,00,E-01	-6,24,E-01	-6,09,E-01
50	-6,12,E-01	-6,02,E-01	-5,95,E-01	-5,95,E-01	-6,12,E-01	-6,02,E-01
55	-6,02,E-01	-5,99,E-01	-5,91,E-01	-5,92,E-01	-6,05,E-01	-5,99,E-01
60	-5,97,E-01	-5,94,E-01	-5,88,E-01	-5,89,E-01	-6,01,E-01	-5,99,E-01

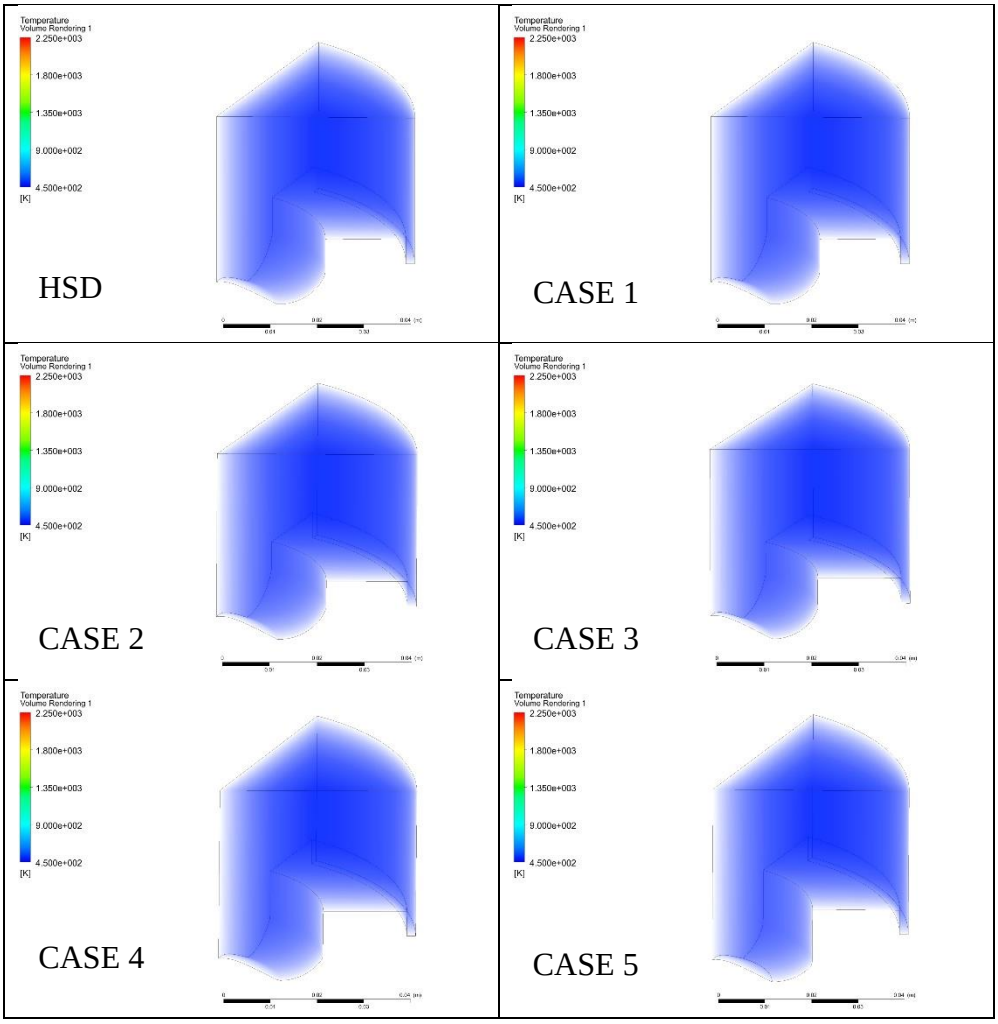
c. Heat Release Rate (dalam erg/degree)

Crank Angle	HSD	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
-60	0,00,E+00	0,00,E+00	0,00,E+00	0,00,E+00	0,00,E+00	0,00,E+00
-55	0,00,E+00	0,00,E+00	0,00,E+00	0,00,E+00	0,00,E+00	0,00,E+00
-50	0,00,E+00	0,00,E+00	0,00,E+00	0,00,E+00	0,00,E+00	0,00,E+00
-45	0,00,E+00	0,00,E+00	0,00,E+00	0,00,E+00	0,00,E+00	0,00,E+00
-40	0,00,E+00	0,00,E+00	-1,00,E+06	-1,00,E+06	-1,00,E+06	-1,00,E+06
-35	-1,00,E+06	-2,00,E+06	-2,00,E+06	-1,50,E+06	-2,00,E+06	-2,00,E+06
-30	-3,00,E+06	-4,00,E+06	-3,00,E+06	-2,50,E+06	-3,00,E+06	-3,00,E+06
-25	-5,00,E+06	-5,00,E+06	-4,00,E+06	-3,70,E+06	-4,00,E+06	-4,00,E+06
-20	-6,00,E+06	-6,00,E+06	-6,00,E+06	-4,90,E+06	-6,00,E+06	-5,00,E+06
-15	-7,00,E+06	-7,00,E+06	-7,00,E+06	-8,10,E+06	-7,00,E+06	-8,00,E+06
-10	-5,00,E+06	-1,00,E+07	-5,00,E+06	-2,00,E+05	-1,00,E+06	-5,00,E+06
-5	1,00,E+07	4,00,E+07	8,00,E+07	8,00,E+07	1,15,E+08	1,10,E+08
0	2,00,E+08	1,70,E+08	2,10,E+08	2,30,E+08	2,77,E+08	2,90,E+08
5	3,00,E+08	2,30,E+08	2,35,E+08	2,40,E+08	2,74,E+08	2,40,E+08
10	2,60,E+08	1,90,E+08	1,85,E+08	1,84,E+08	2,07,E+08	2,00,E+08
15	1,60,E+08	1,40,E+08	1,45,E+08	1,51,E+08	1,75,E+08	1,85,E+08
20	1,45,E+08	1,20,E+08	1,30,E+08	1,14,E+08	1,51,E+08	1,45,E+08
25	1,20,E+08	8,00,E+07	9,00,E+07	9,00,E+07	1,11,E+08	8,50,E+07
30	7,00,E+07	4,00,E+07	6,50,E+07	6,22,E+07	5,70,E+07	3,70,E+07
35	4,00,E+07	2,50,E+07	4,50,E+07	4,42,E+07	3,00,E+07	2,10,E+07
40	2,50,E+07	2,00,E+07	3,50,E+07	3,32,E+07	1,80,E+07	1,50,E+07
45	1,00,E+07	1,00,E+07	2,00,E+07	1,40,E+07	7,00,E+06	1,00,E+07
50	-3,00,E+06	-3,00,E+06	-1,00,E+06	-1,00,E+06	-1,00,E+06	-1,00,E+06
55	-2,00,E+06	-2,00,E+06	-1,00,E+06	-1,00,E+06	-1,00,E+06	-1,00,E+06
60	-1,00,E+06	-1,00,E+06	-1,00,E+06	-1,00,E+06	-1,00,E+06	-1,00,E+06

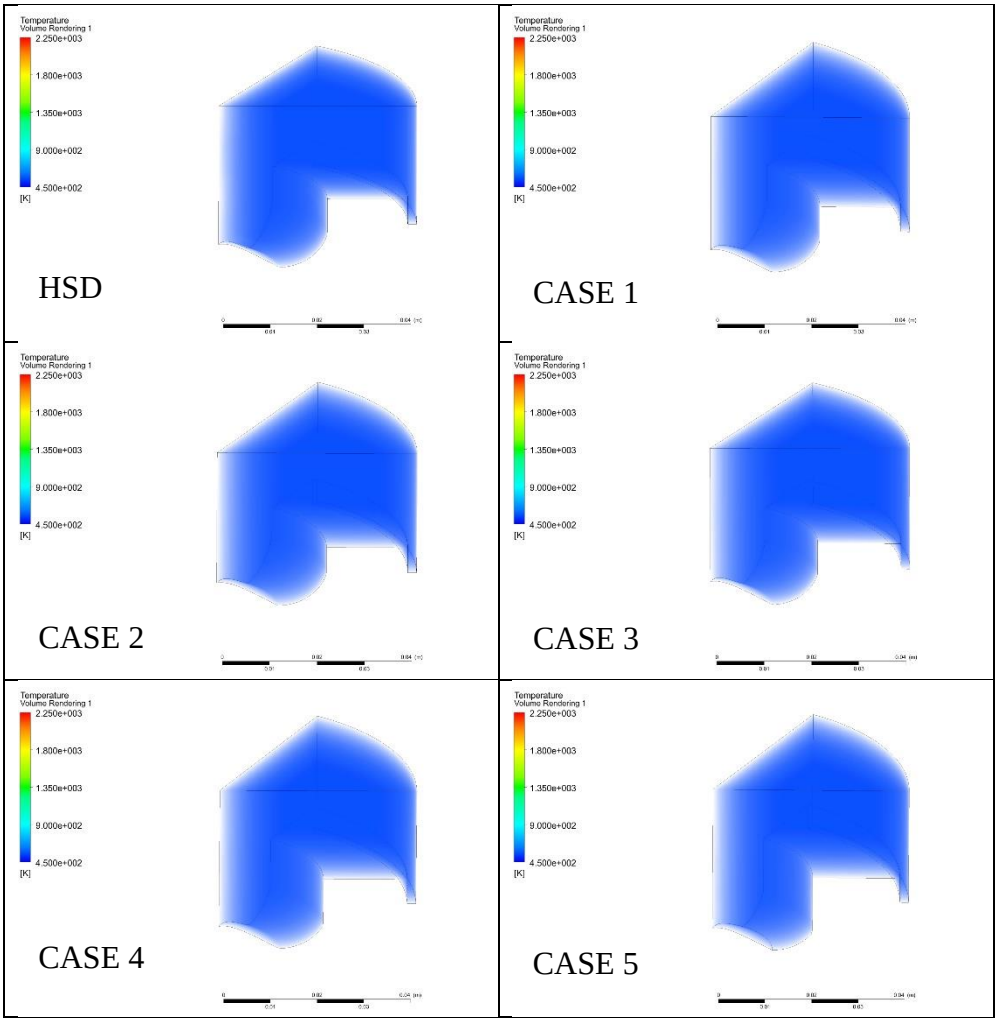
3. VISUALISASI HASIL ITERASI

a. Temperature

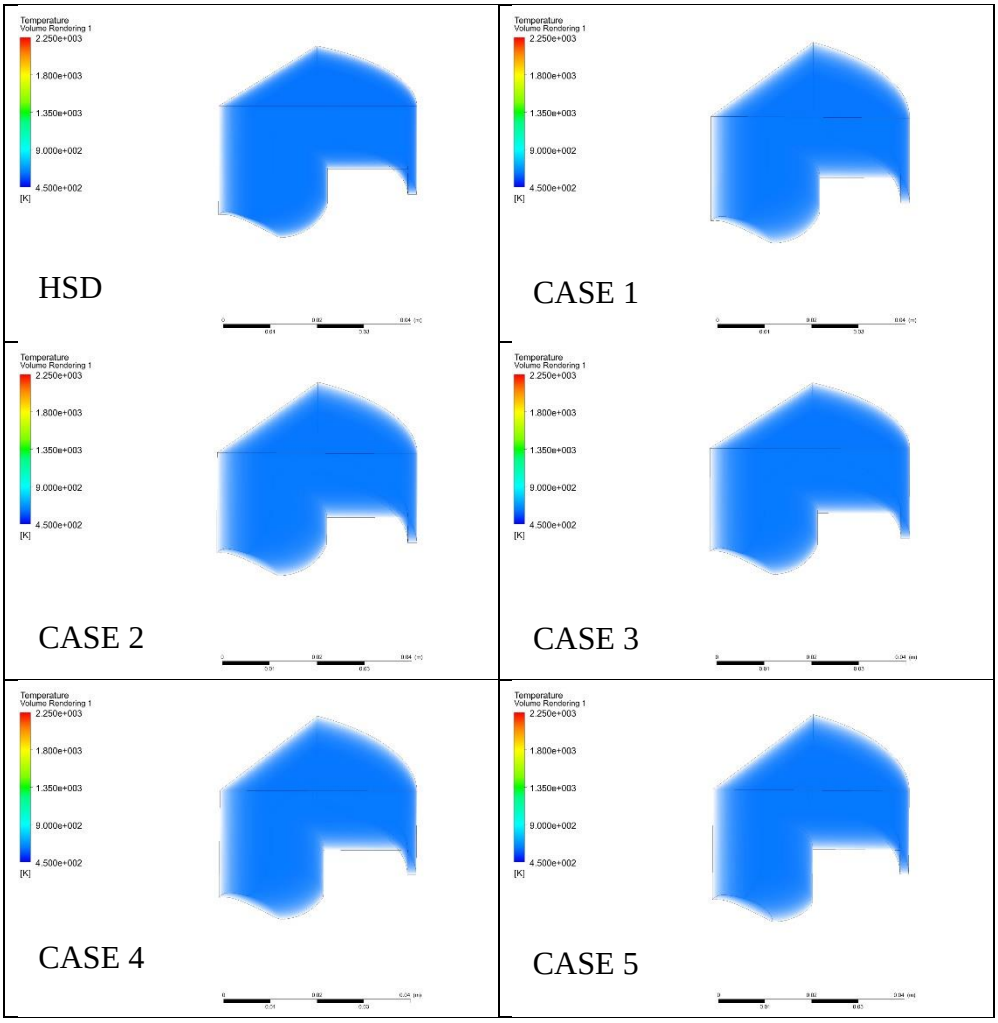
Visualisasi Temperature pada 60˚ BTDC



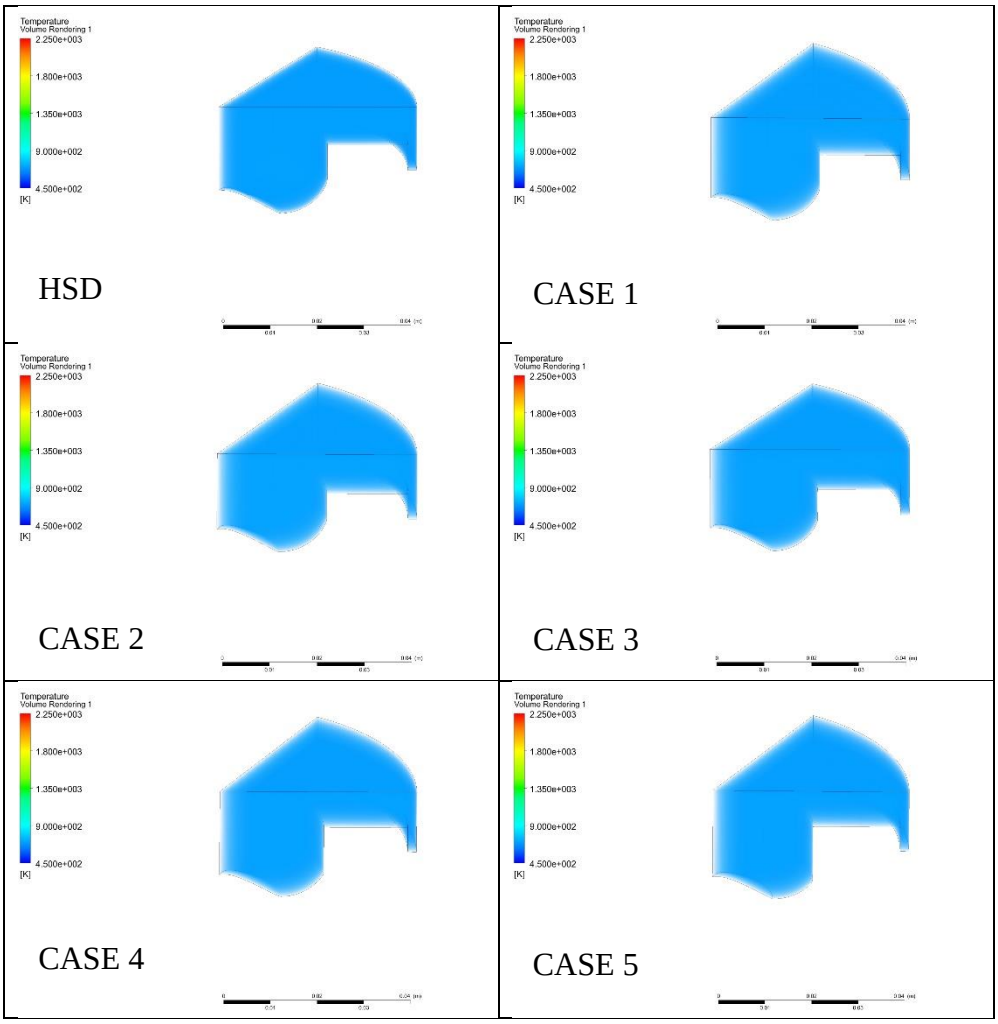
Visualisasi Temperature pada 50˚ BTDC



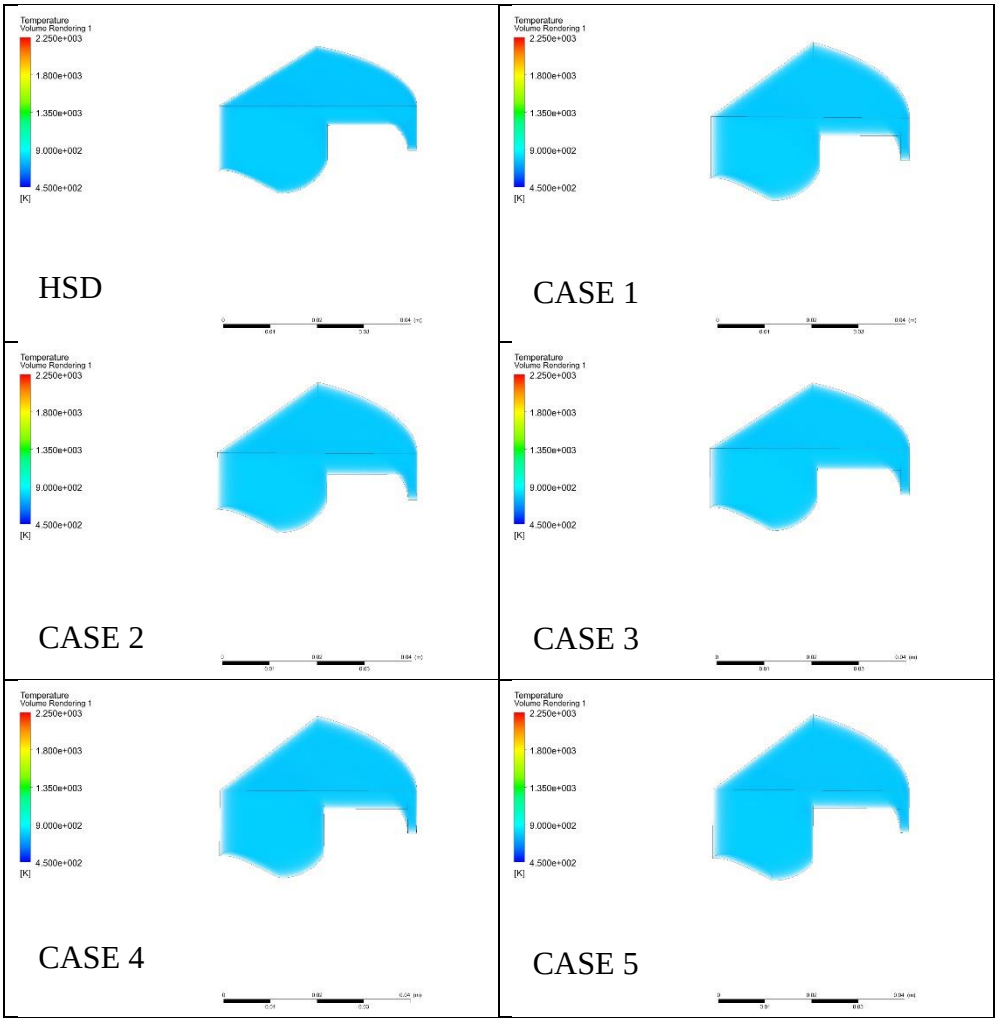
Visualisasi Temperature pada 40˚ BTDC



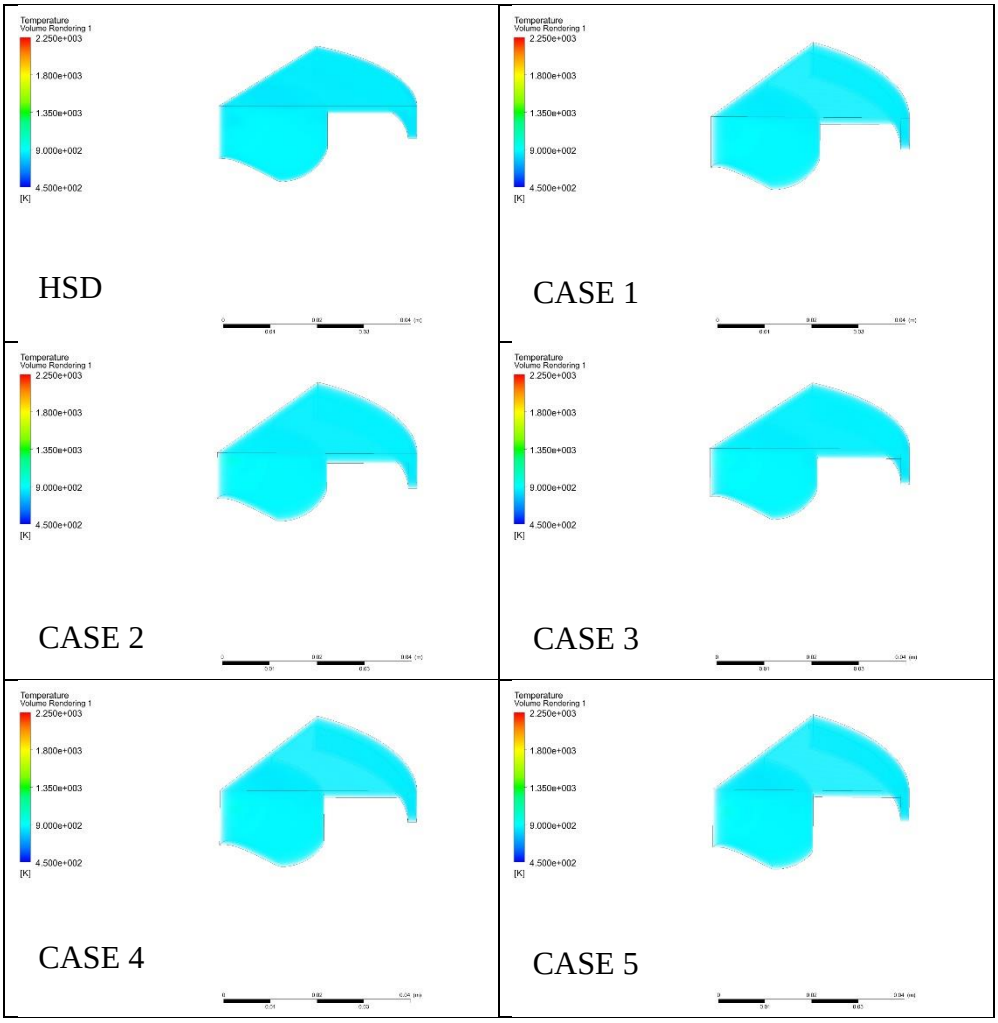
Visualisasi Temperature pada 30˚ BTDC



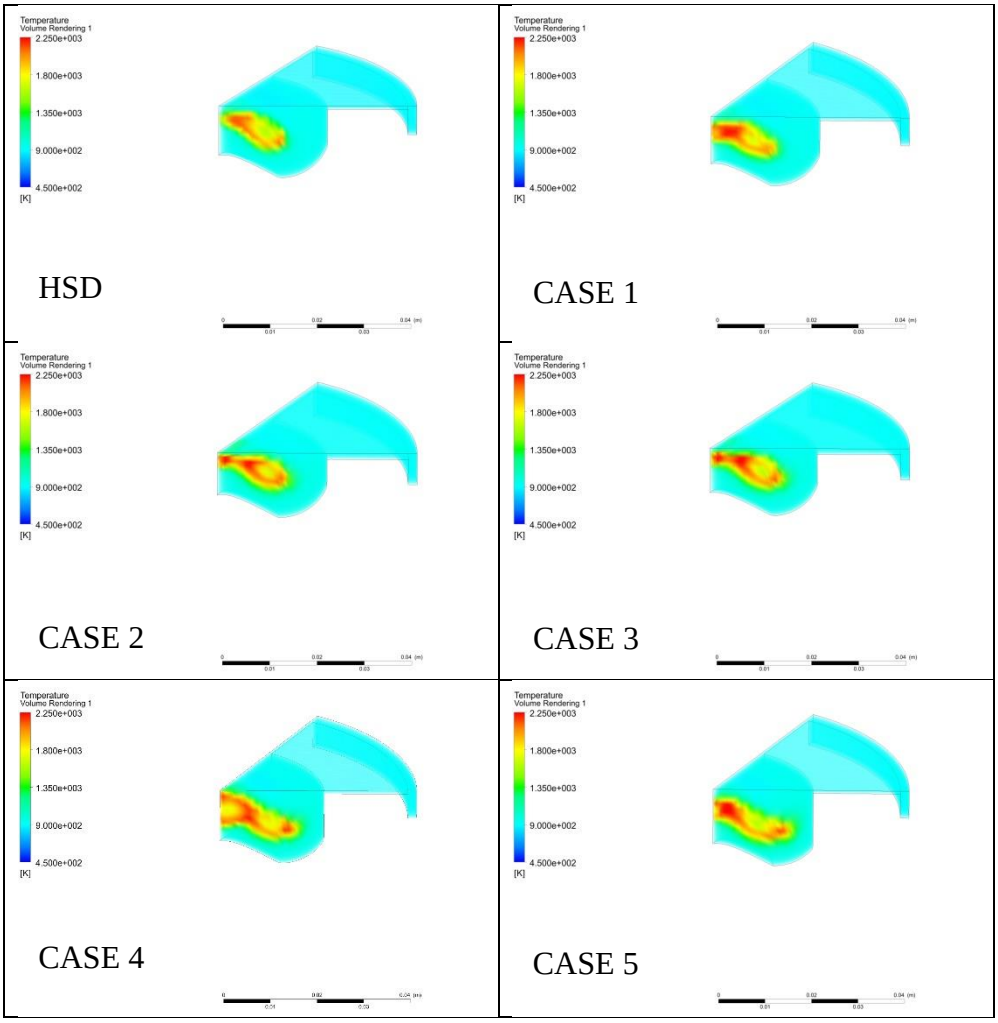
Visualisasi Temperature pada 20˚ BTDC



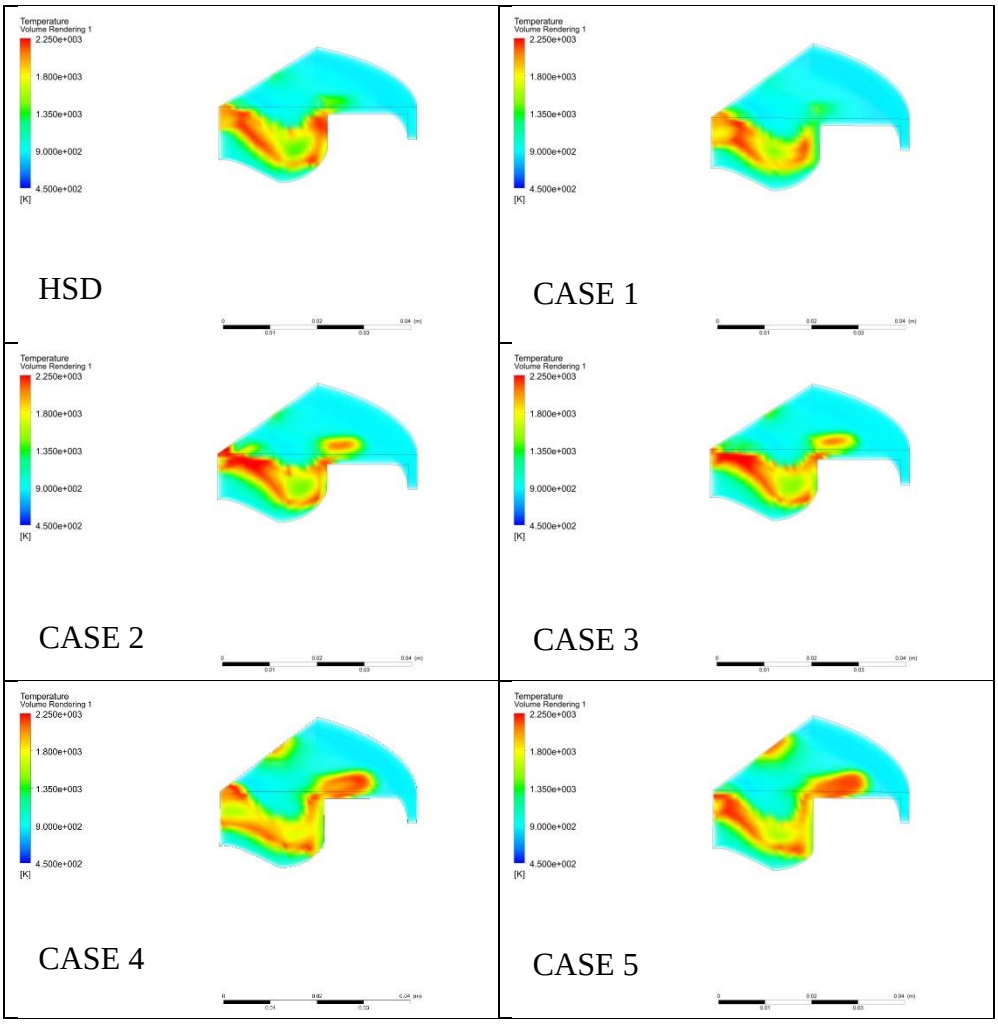
Visualisasi Temperature pada 10˚ BTDC



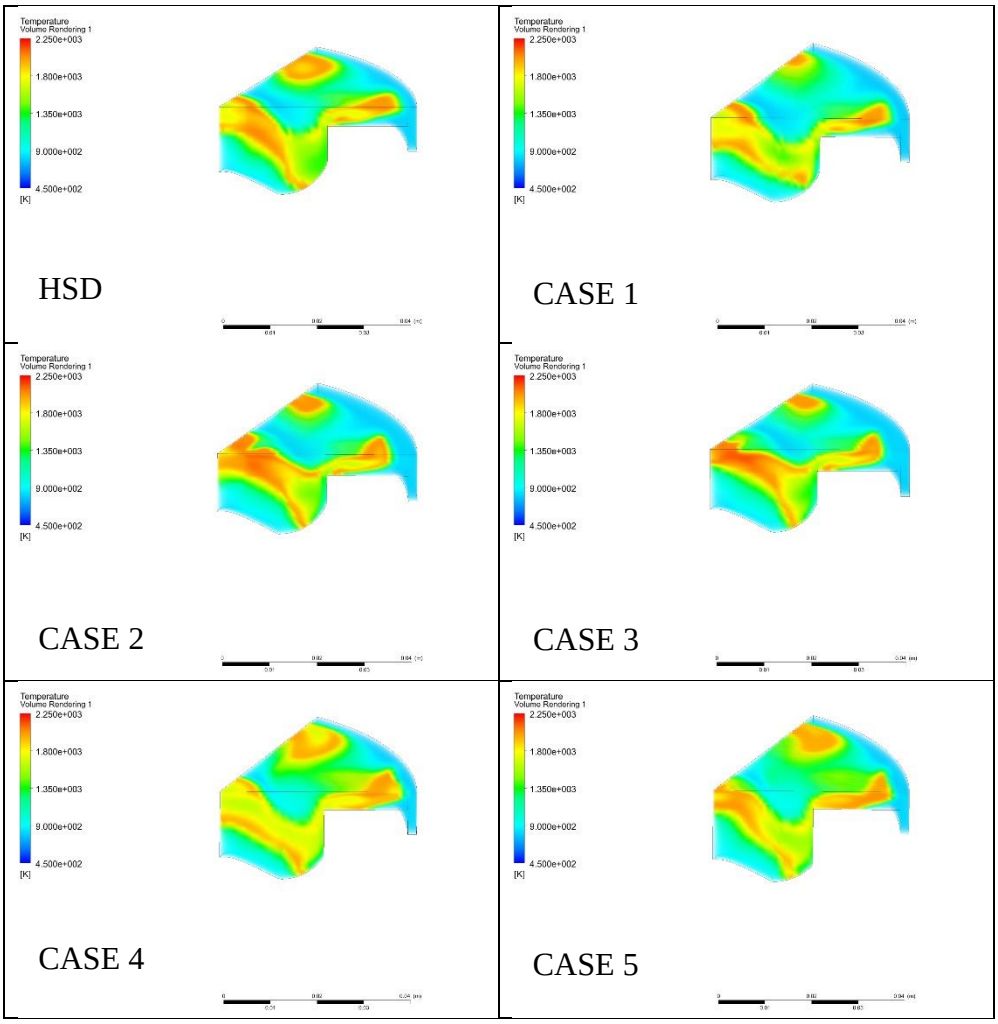
Visualisasi Temperature pada TDC



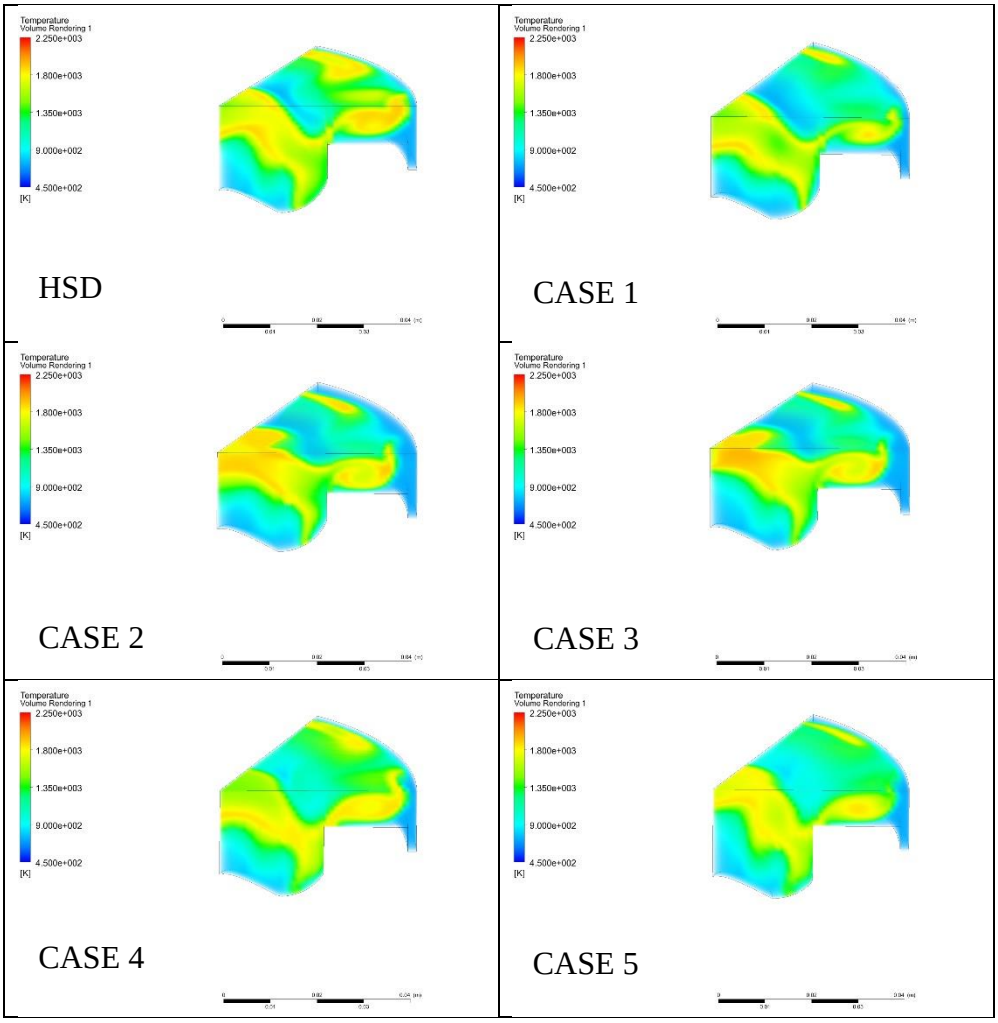
Visualisasi Temperature pada 10˚ ATDC



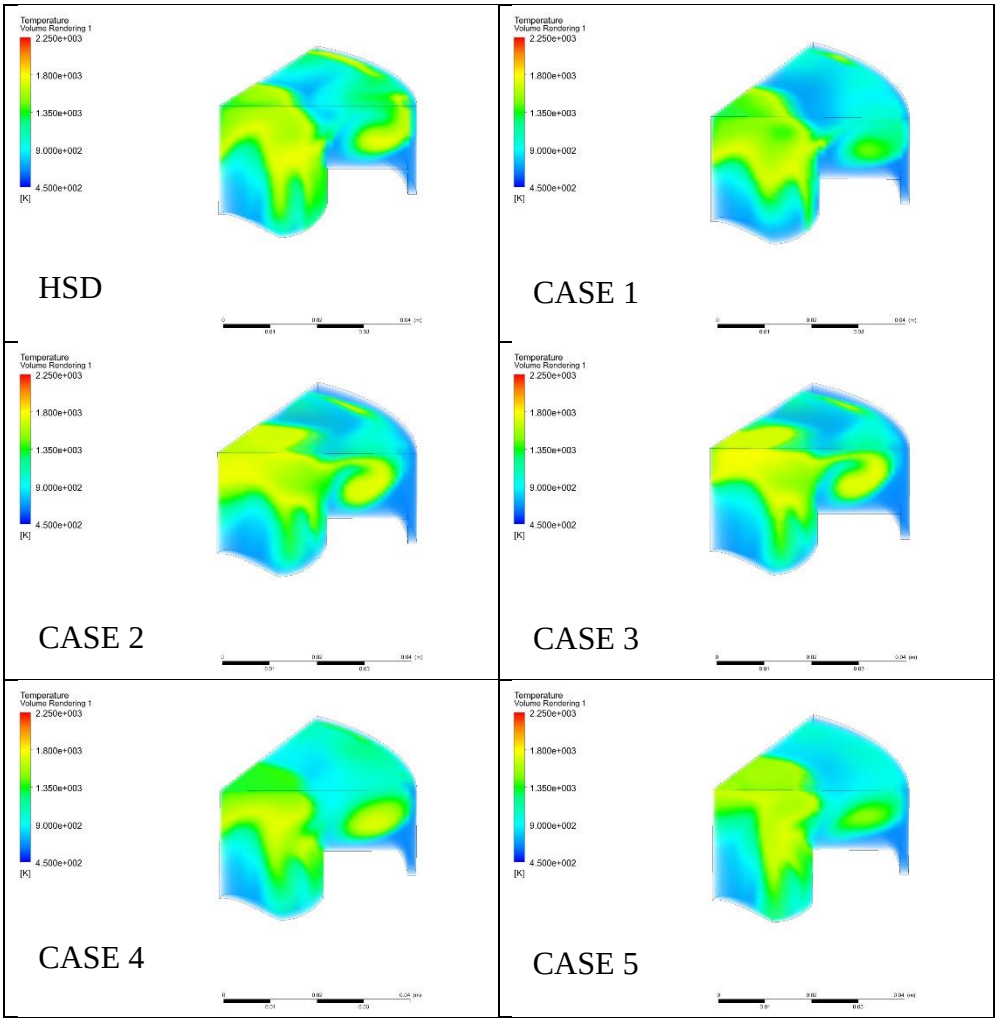
Visualisasi Temperature pada 20˚ ATDC



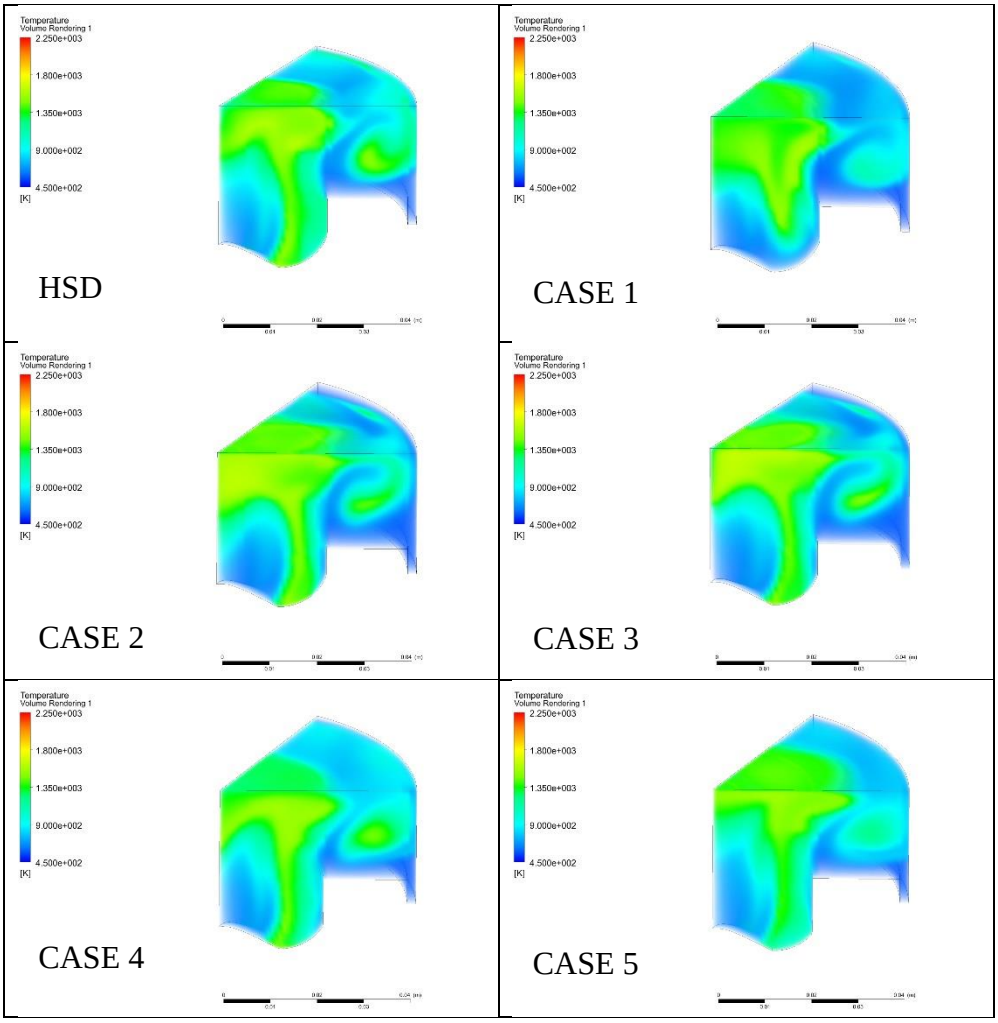
Visualisasi Temperature pada 30˚ ATDC



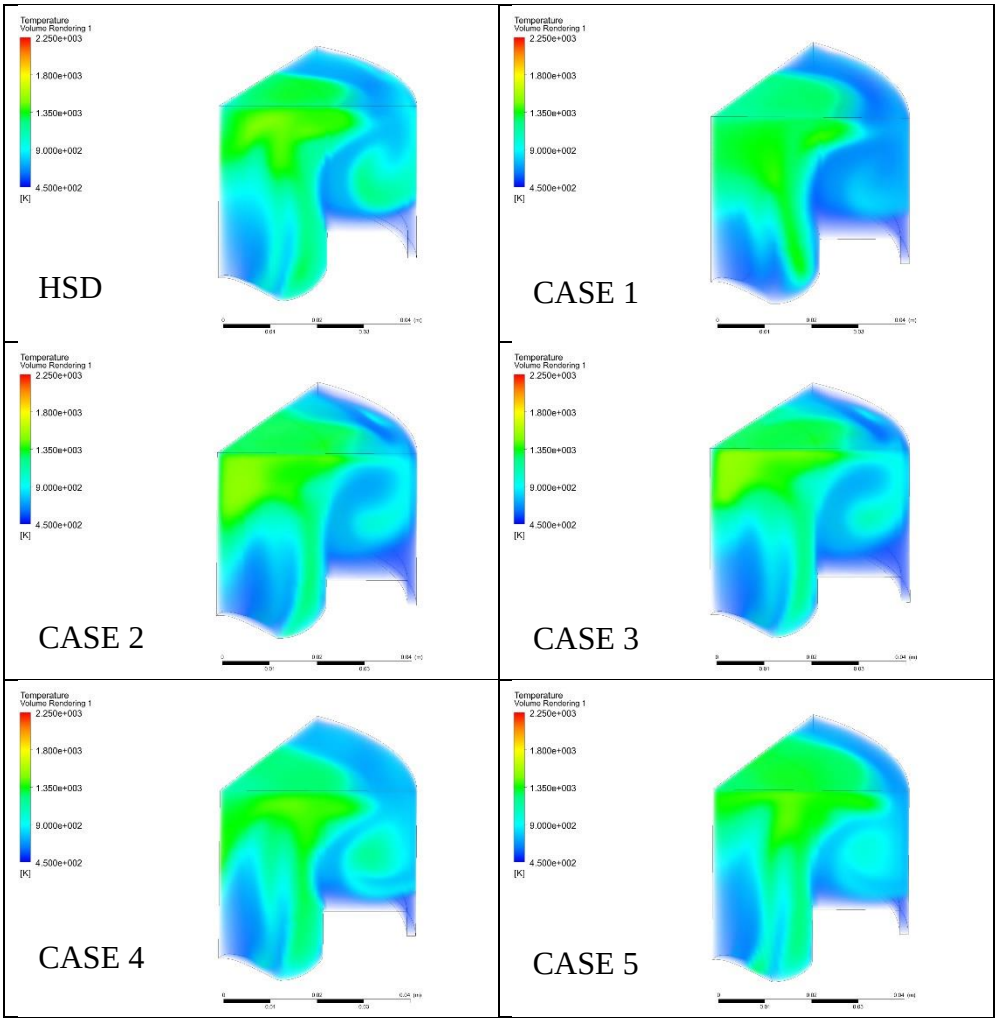
Visualisasi Temperature pada 40˚ ATDC



Visualisasi Temperature pada 50˚ ATDC

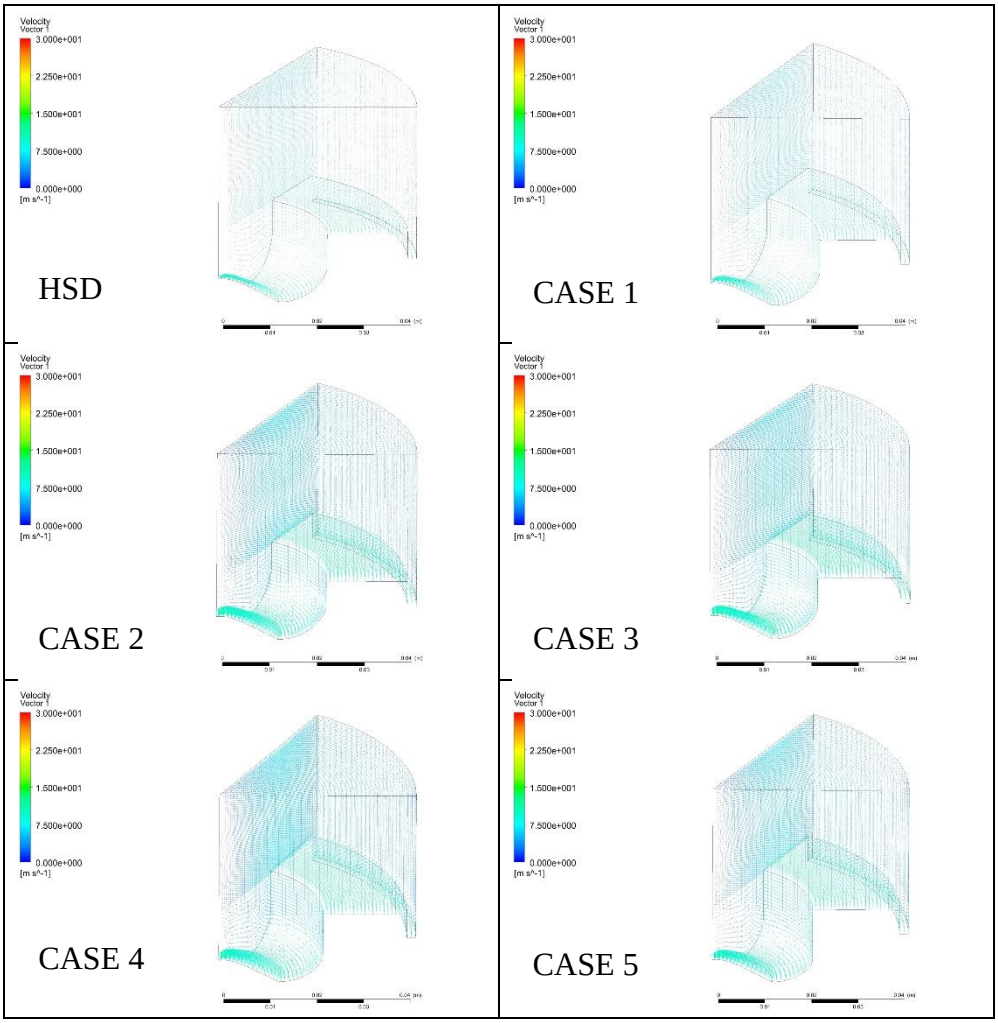


Visualisasi Temperature pada 60˚ ATDC

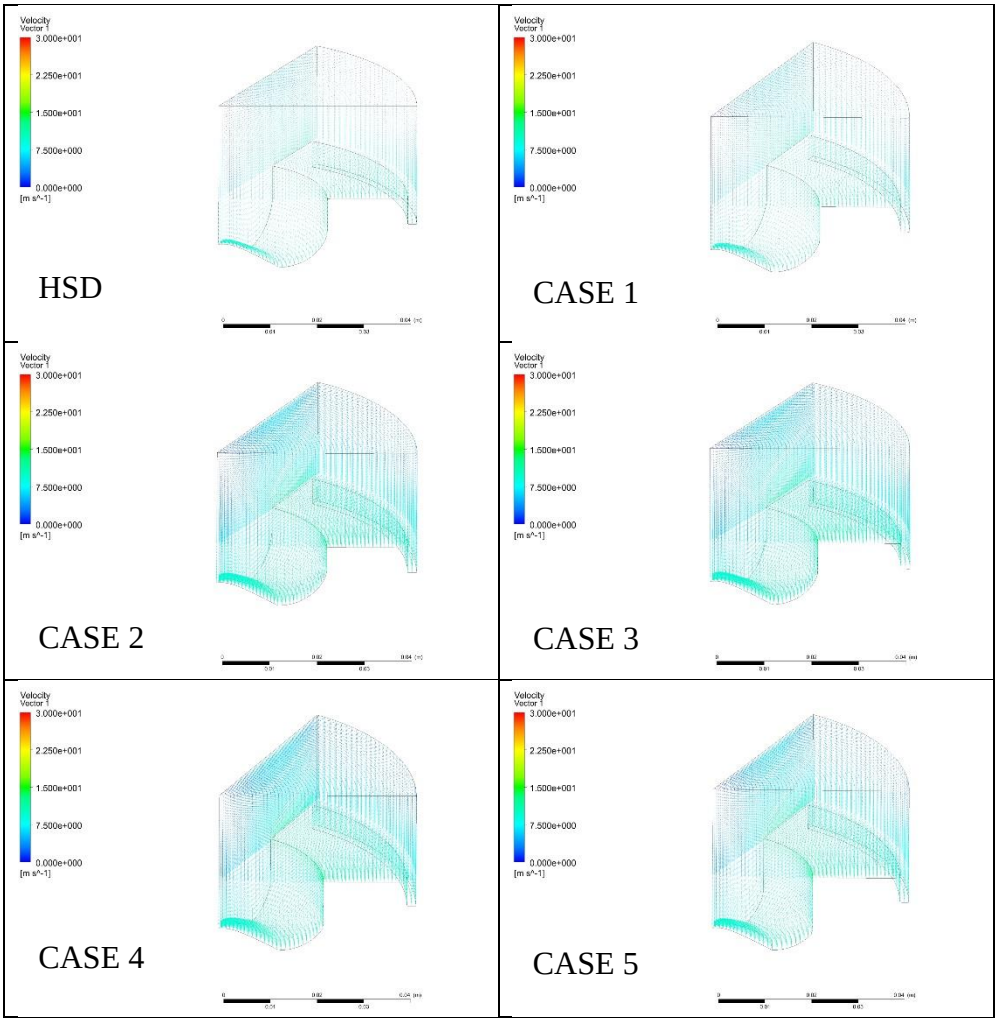


b. Velocity

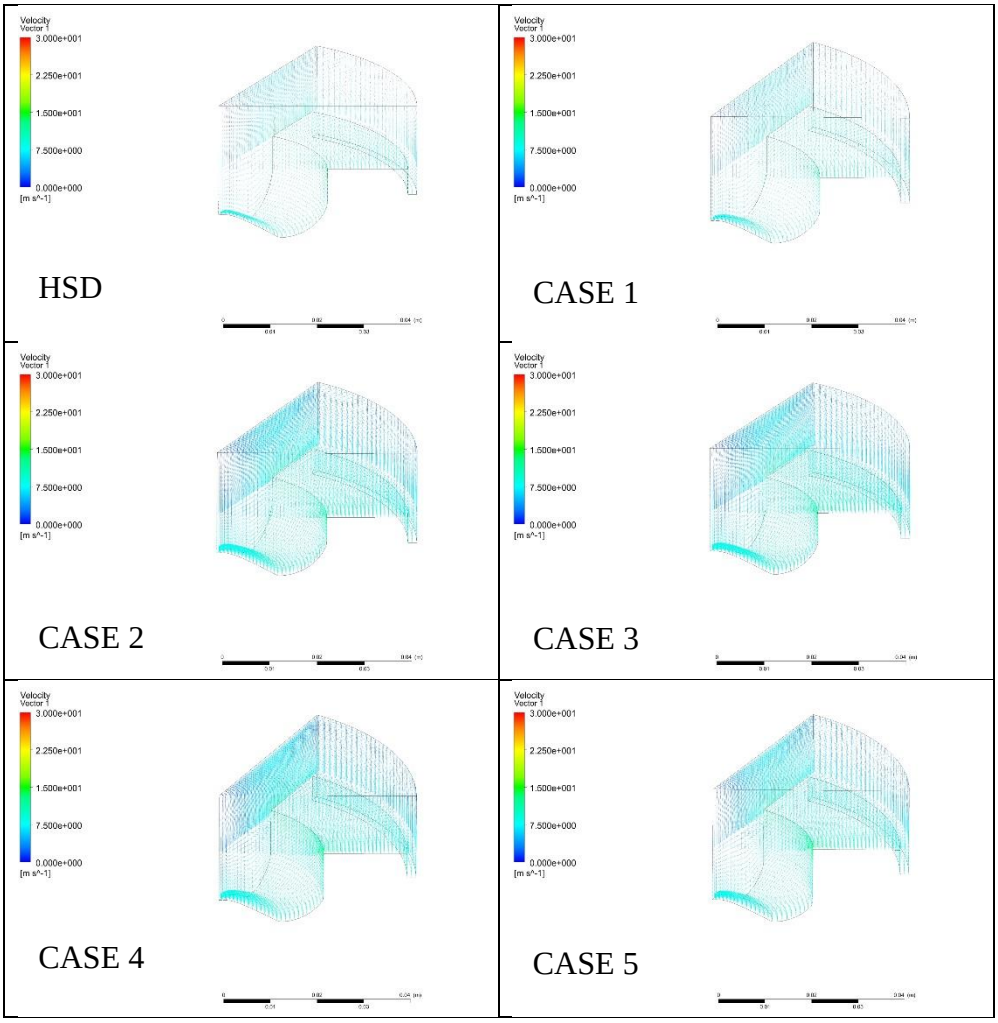
Visualisasi *Velocity* pada 60˚ BTDC



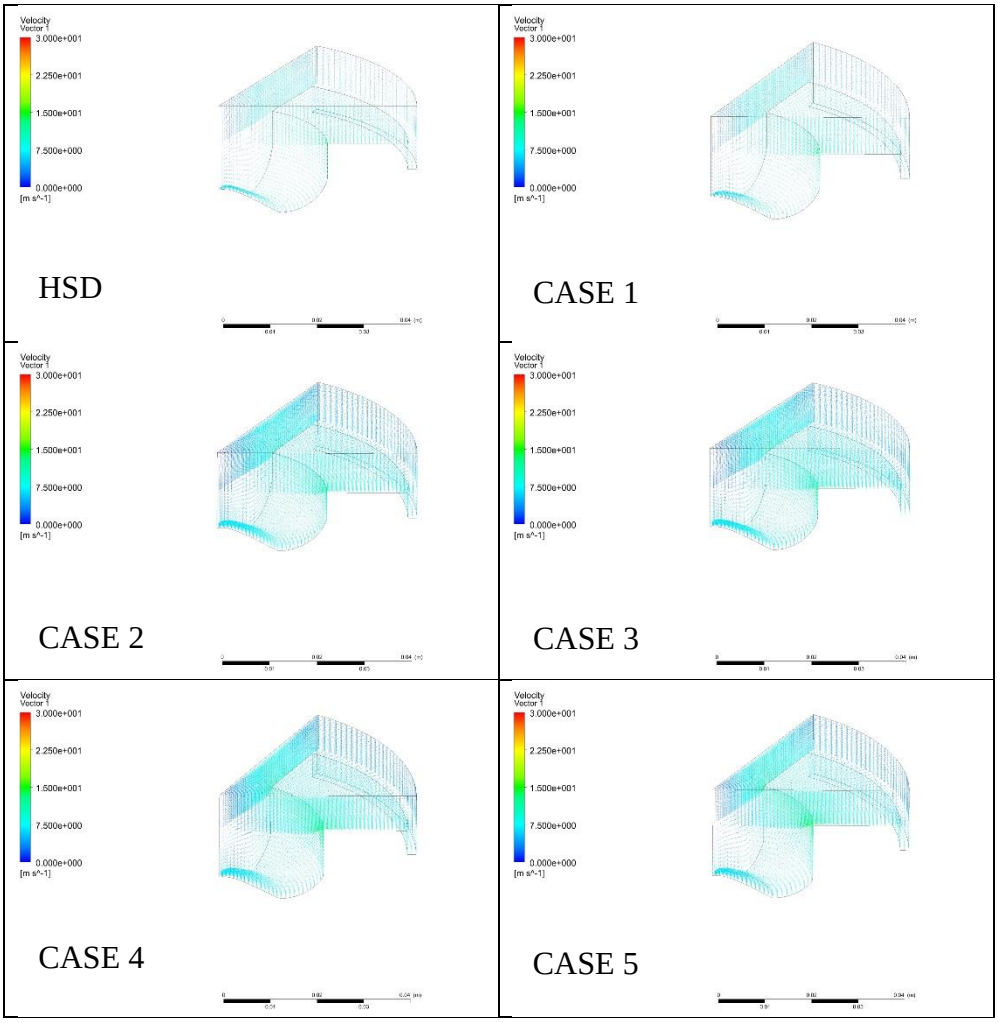
Visualisasi *Velocity* pada 50˚ BTDC



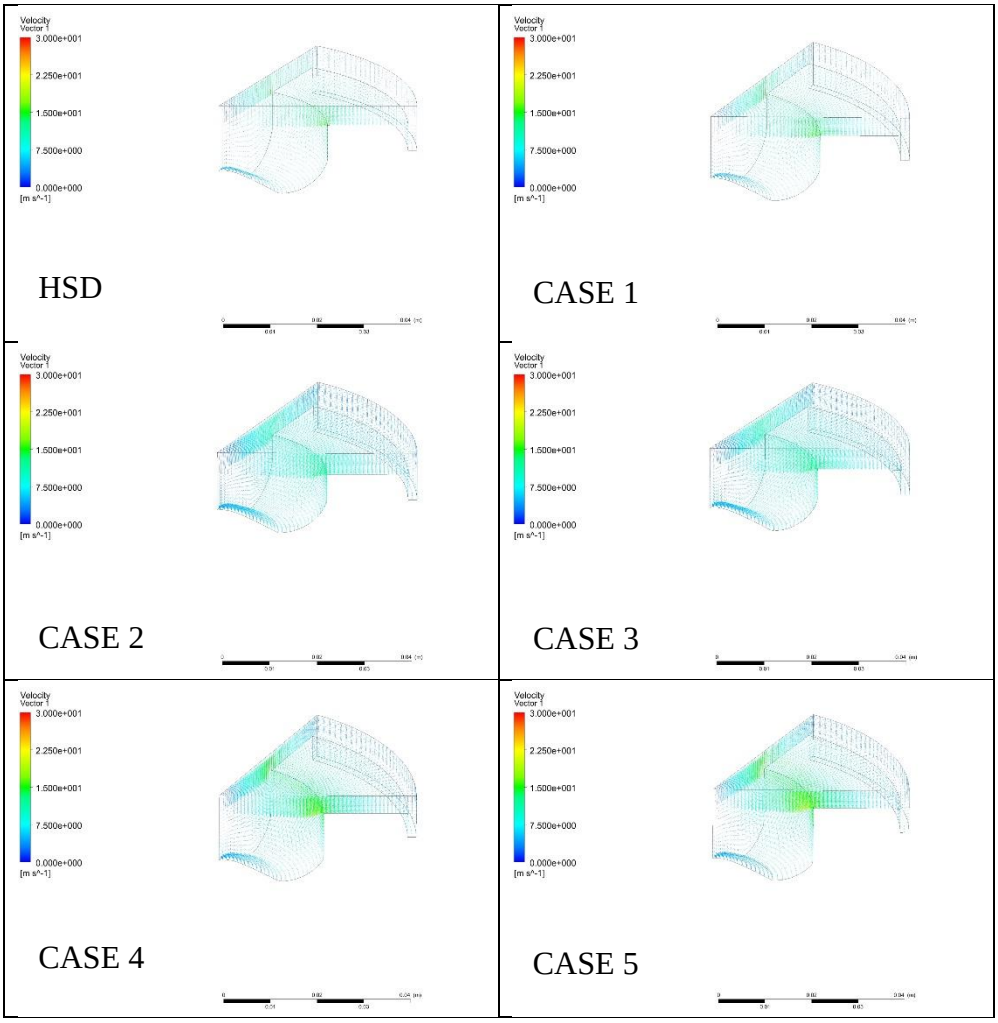
Visualisasi *Velocity* pada 40˚ BTDC



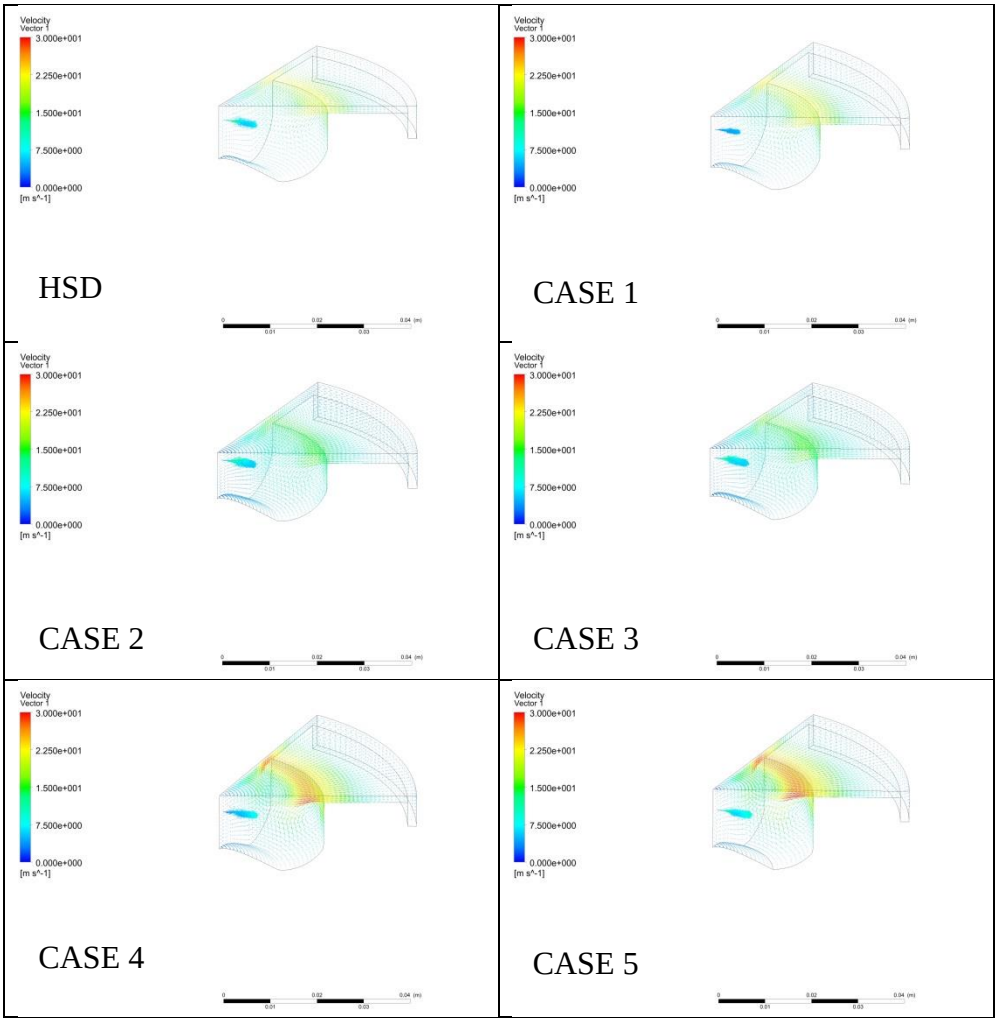
Visualisasi *Velocity* pada 30˚ BTDC



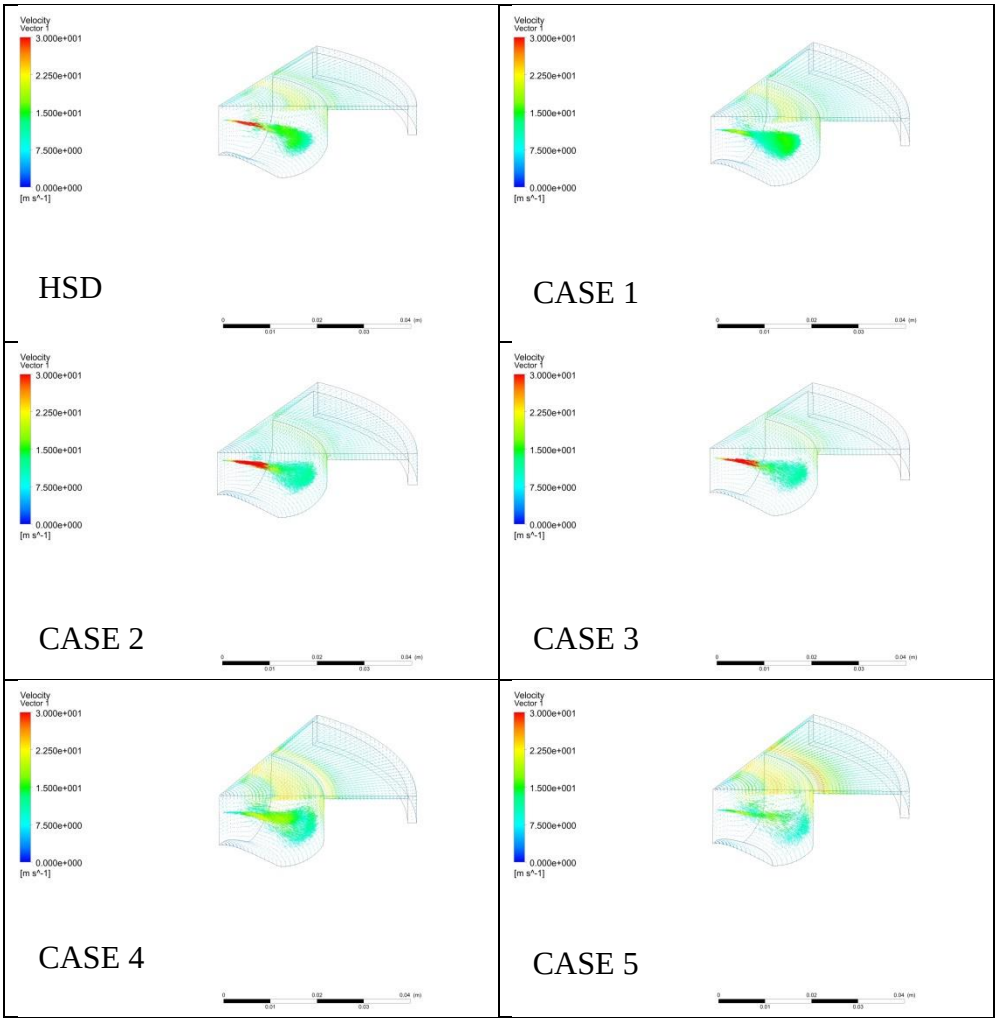
Visualisasi *Velocity* pada 20˚ BTDC



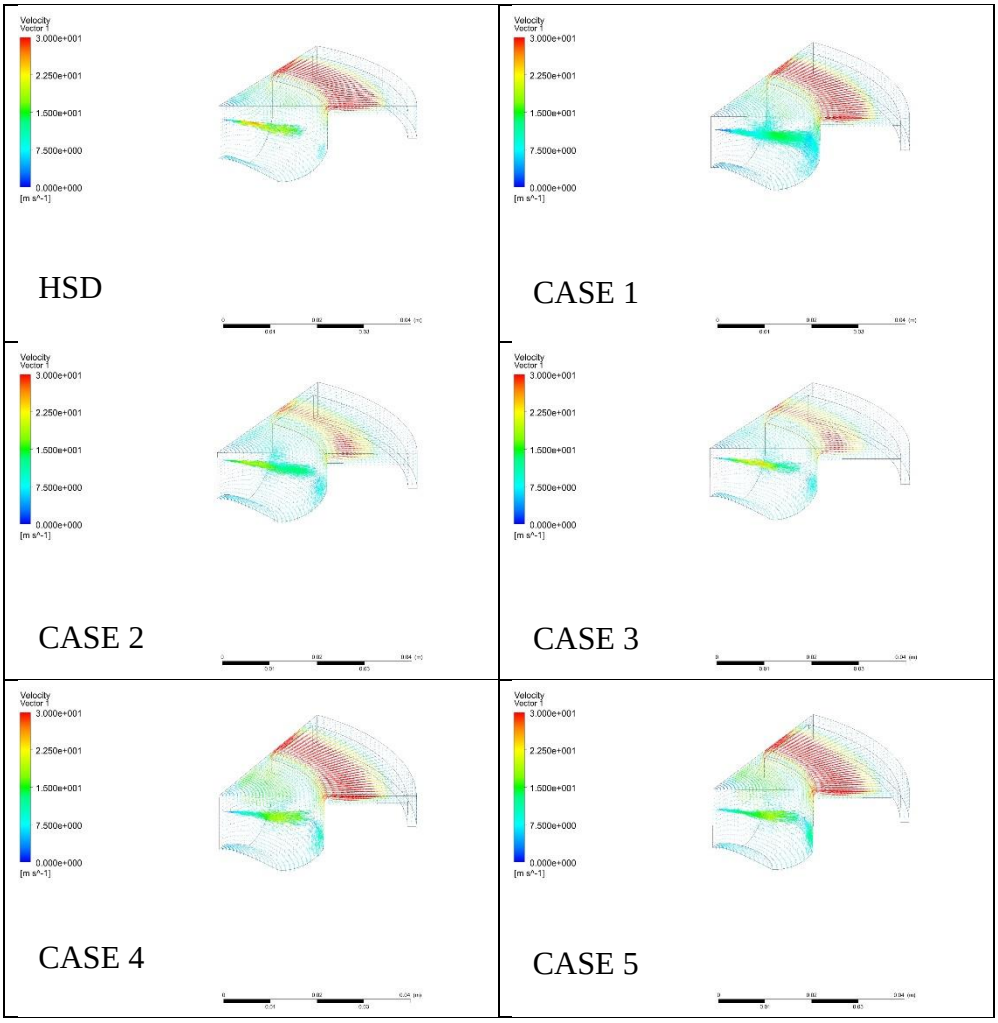
Visualisasi *Velocity* pada 10˚ BTDC



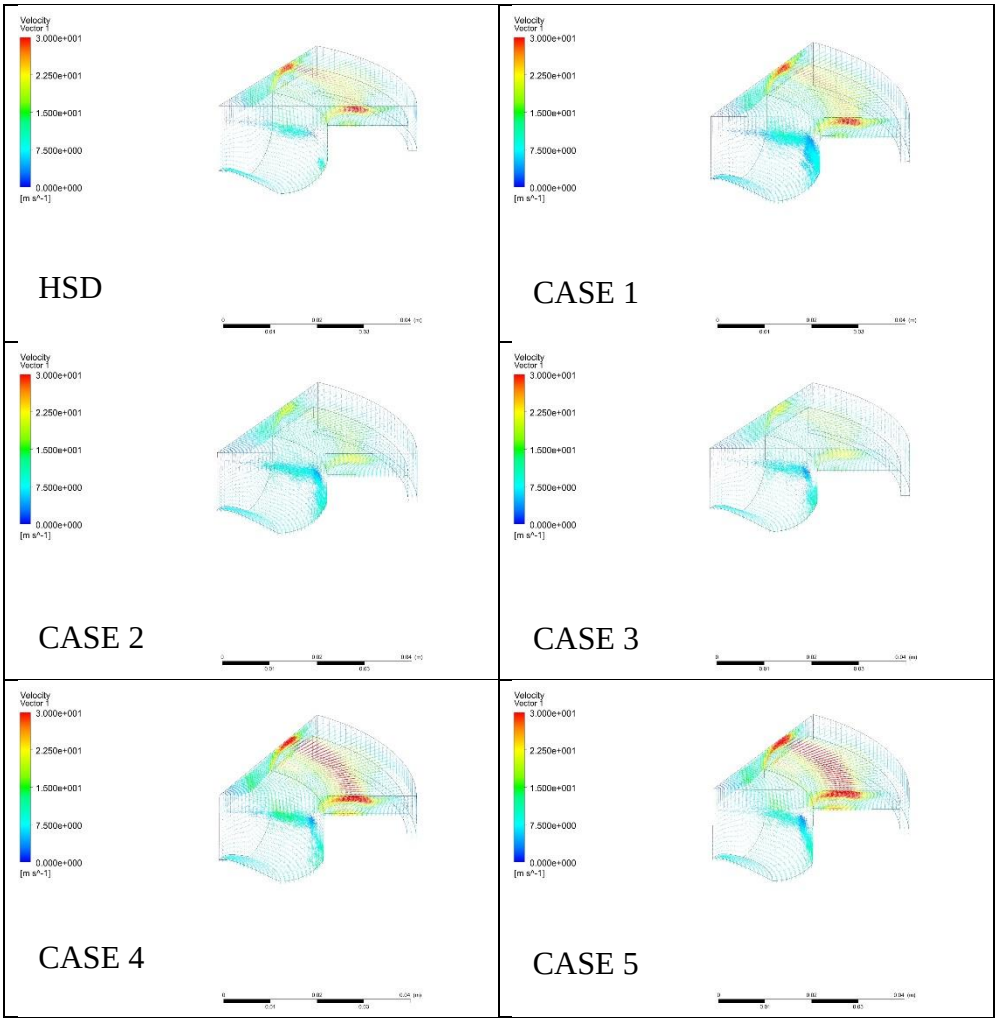
Visualisasi *Velocity* pada TDC



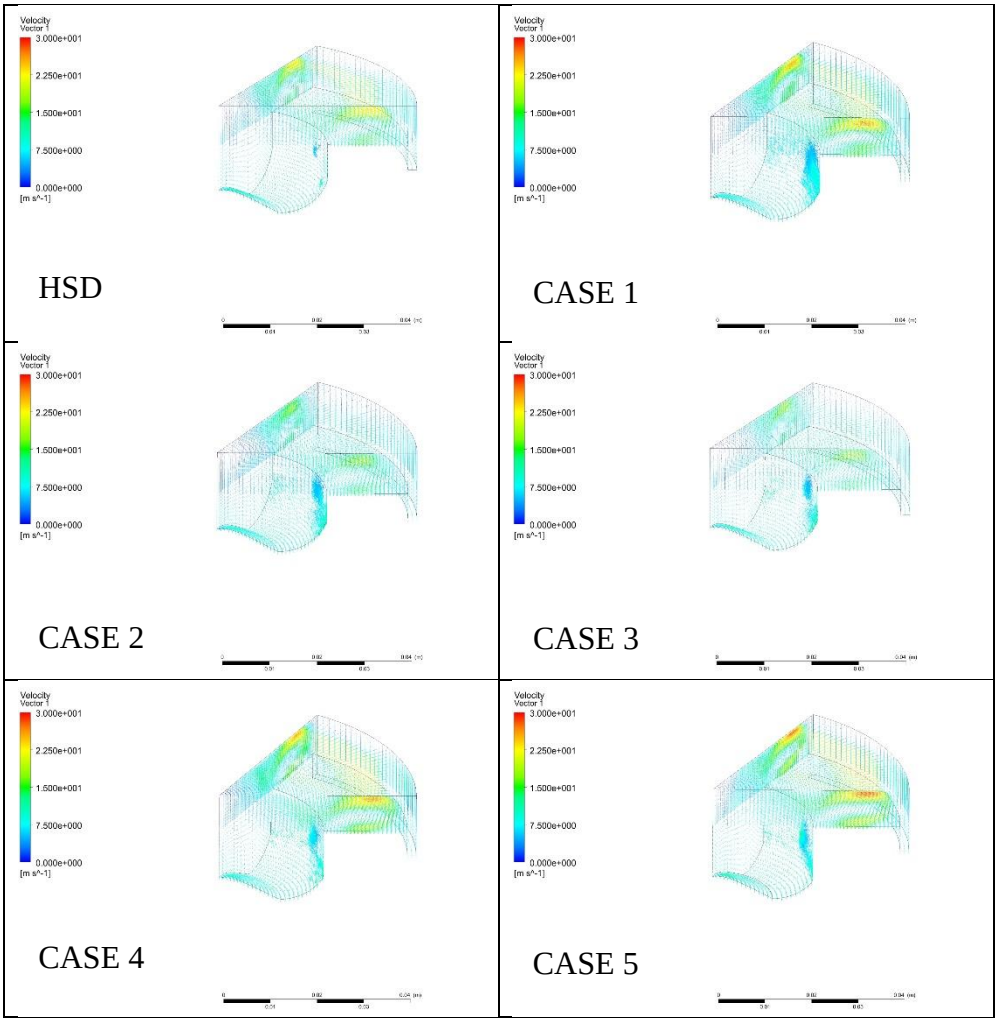
Visualisasi *Velocity* pada 10˚ ATDC



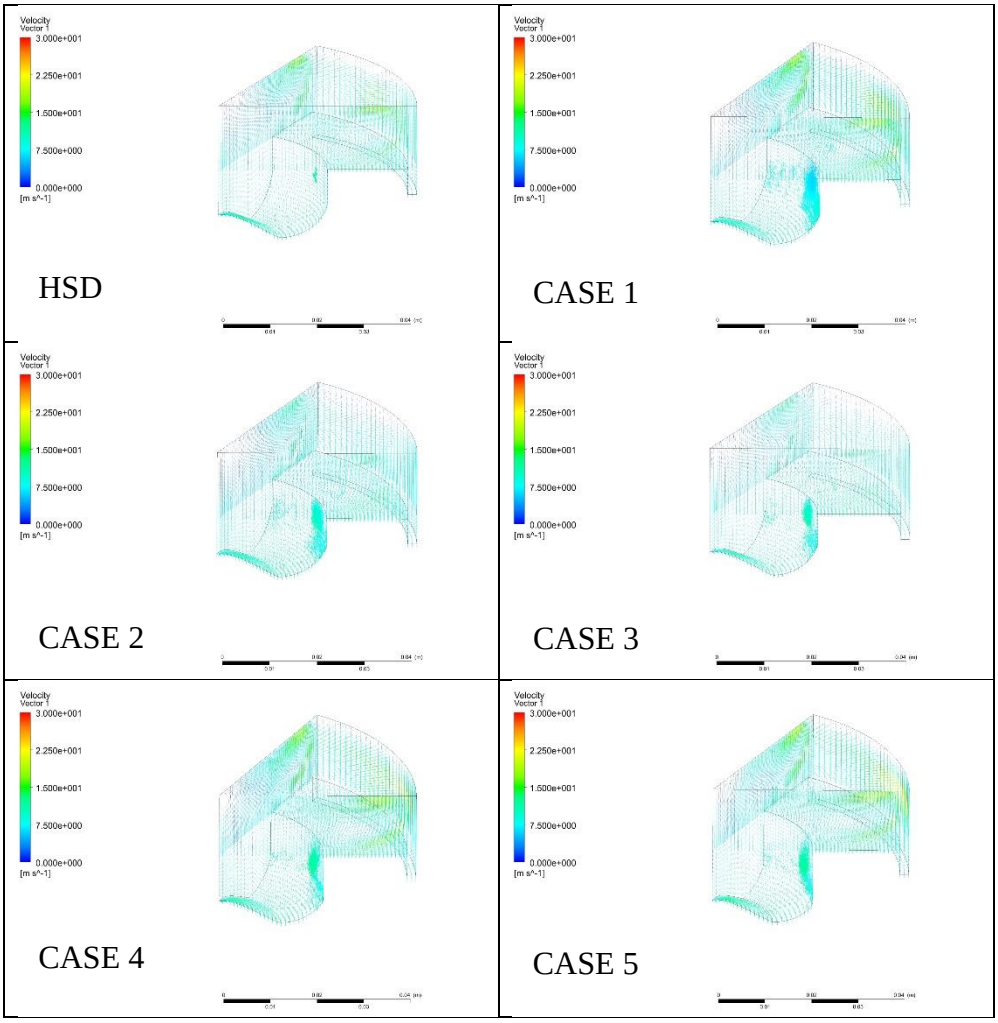
Visualisasi *Velocity* pada 20˚ ATDC



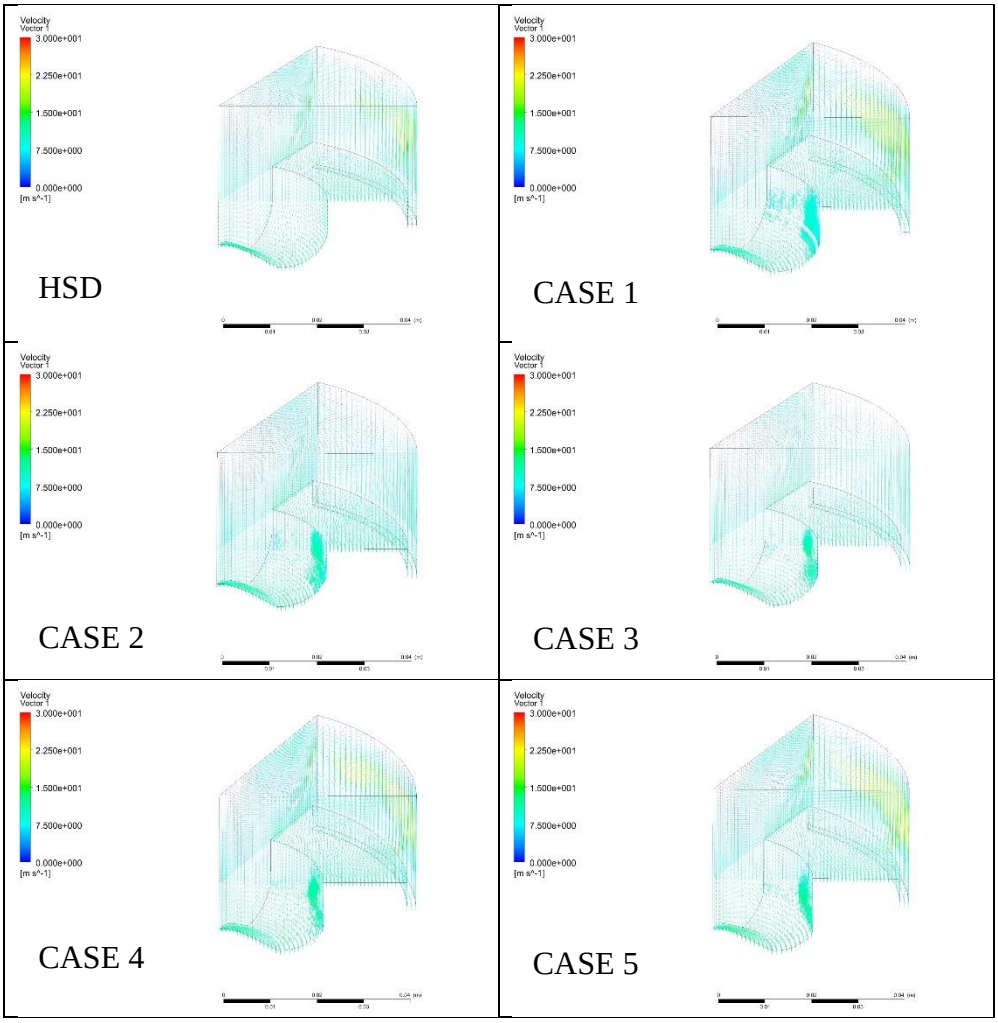
Visualisasi *Velocity* pada 30˚ ATDC



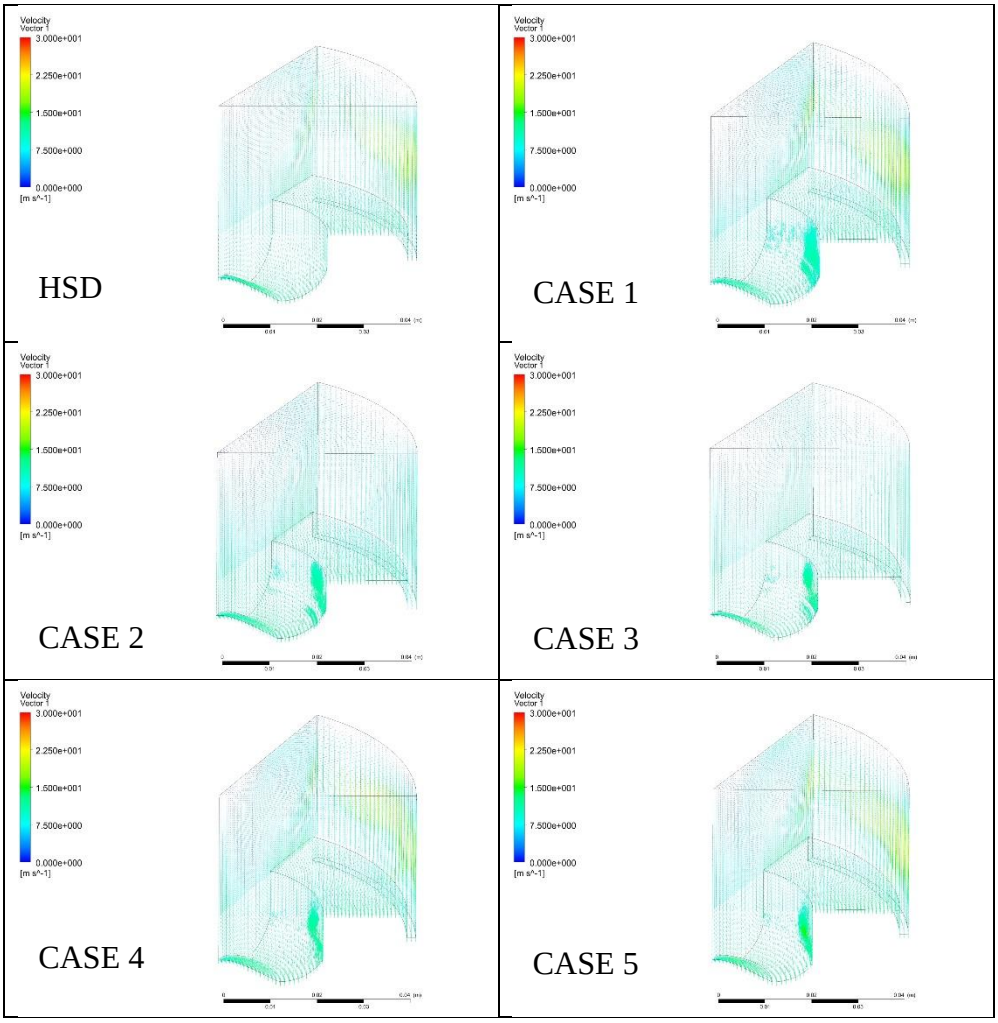
Visualisasi *Velocity* pada 40˚ ATDC



Visualisasi *Velocity* pada 50˚ ATDC



Visualisasi *Velocity* pada 60˚ ATDC



BIODATA PENULIS

Taruno Ganggas Daruadji Baskoro adalah penulis dari skripsi ini. Penulis merupakan anak kedua dari Ir. Hertanto Boediadji dan RR. Daru Iswari D.W. Penulis lahir di Jakarta pada tanggal 5 Agustus 1997. Penulis mengenyam pendidikan formal di SDS Kartika VIII-2 Jakarta (2003 s.d. 2009), SMPN 20 Jakarta (2009 s.d. 2012) , SMAN 26 Jakarta (2012 s.d. 2015) , dan Departemen Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya. Selama mengenyam pendidikan di kampus, penulis merupakan member aktif dari Laboratorium *Marine Power Plant* dan gemar menjadi asisten praktikum di Laboratorium *Marine Power Plant* pada mata kuliah reparasi permesinan maupun Laboratorium *Marine Electrical and Automation System* pada mata kuliah listrik perkapalan. Selama menjadi mahasiswa, penulis kerap melakukan *student intern* di beberapa perusahaan seperti PT Komatsu Indonesia yang terletak di Jakarta, PT Yasa Wahana Tirta Samudera Semarang, dan PT Samudera Sarana Logistik Surabaya. Penulis juga aktif di organisasi yaitu sebagai staff PSDA Himasiskal FTK-ITS dan kepanitiaan Marine Icon sebagai koordinator lomba *Marine Diesel Assembling*. Untuk diskusi lebih lanjut, dapat menghubungi e-mail dan nomor berikut:

E-mail : tarunoganggas@gmail.com

Telepon/WA : +62 813 1415 8128