



TUGAS AKHIR - TM184835

**STUDI NUMERIK TENTANG UNJUK KERJA
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR TIPE
VERTIKAL DENGAN VARIASI SUDUT PADA
DOUBLE ADDITIONAL TURNING VANE DI
*INLET TRANSITION ZONE***

ROZI OKTRİYUDA
0211164000083

Dosen Pembimbing
Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2020

TUGAS AKHIR - TM184835

**STUDI NUMERIK TENTANG UNJUK KERJA
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR TIPE
VERTIKAL DENGAN VARIASI SUDUT PADA
DOUBLE ADDITIONAL TURNING VANE DI
*INLET TRANSITION ZONE***

ROZI OKTRİYUDA
0211164000083

Dosen Pembimbing
Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2020



FINAL PROJECT - TM184835

**NUMERICAL STUDY CONCERNING ON HEAT
RECOVERY STEAM GENERATOR VERTIKAL
TYPE PERFORMANCE WITH VARIATION OF
ANGLE DOUBLE ADDITIONAL TURNING VANE
IN TRANSITION ZONE *INLET***

ROZI OKTRİYUDA
0211164000083

Advisor
Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2020

HALAMAN PENGESAHAN

STUDI NUMERIK TENTANG UNJUK KERJA *HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR* TIPE VERTIKAL DENGAN VARIASI SUDUT PADA *DOUBLE ADDITIONAL TURNING VANE* DI *INLET TRANSITION ZONE*

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Rozi Oktriyuda

NRP. 02111640000083

Disetujui oleh:

1. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT. (Pembimbing)
NIP. 197104051997021001
2. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D. (Penguji I)
NIP. 196412281990031002
3. Vivien Suphandani, ST., ME., PhD. (Penguji II)
NIP. 198105292003122001
4. Nur Ikhwan, S.T., M.Eng. (Penguji III)
NIP. 196709151995121001

SURABAYA
AGUSTUS, 2020

STUDI NUMERIK TENTANG UNJUK KERJA *HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR* TIPE VERTIKAL DENGAN VARIASI SUDUT PADA *DOUBLE ADDITIONAL TURNING VANE* DI *INLET TRANSITION ZONE*

Nama Mahasiswa : Rozi Oktriyuda
NRP : 02111640000083
Pembimbing : Dr. Wawan Aries Widodo, ST.MT

ABSTRAK

Dengan perkiraan permintaan energi dunia naik sebesar 55% dari tahun 2005 sampai 2030, perancangan teknologi pembangkit energi yang baik sangatlah membantu untuk pemenuhan permintaan tersebut. Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) Muara Karang blok 1 yang beroperasi selama 23 tahun sejak 1995 sampai 2018 mengalami penurunan total produksi uap sebesar 6.34% sehingga menurunkan produksi listrik di sistem turbin uap. Untuk temperatur *exhaust gas outlet economiser* mengalami kenaikan 40,86 °C. Dari penelitian-penelitian terdahulu tentang HRSG dapat diduga bahwa aliran *flue gas* di HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 mempunyai distribusi kecepatan dan distribusi temperatur yang tidak merata atau *non-uniform*. Tugas akhir ini bertujuan untuk mengetahui bagaimana karakteristik aliran *flue gas* di HRSG serta pengaruh penambahan *turning vane* di *inlet transition zone* HRSG terhadap distribusi temperatur, distribusi kecepatan dan *Pressure drop*.

Tugas akhir ini dilakukan dengan memodelkan sampai proses *Meshing* HRSG menggunakan *software* Gambit 2.4.6 dan mensimulasikan-nya menggunakan *software* Ansys 19.1. *Tube banks heat exchanger* dimodelkan sebagai *Porous medium* sebagai fungsi dari *Pressure drop* dan *ungroup macro heat exchanger*, *ntu model* sebagai fungsi dari perpindahan panas. Penyederhanaan ini bermaksud untuk memudahkan dalam pengambilan data simulasi yang memakan waktu lama serta ukuran *file* yang begitu besar.

Hasil yang didapat dari simulasi numerik bahwa penambahan 2 *turning vane* pada modifikasi 1 (sudut 15° dan 15°) di sisi *inlet transition zone* dapat meningkatkan penyerapan energi tertinggi pada HRSG sebesar 0,235%. Sedangkan untuk modifikasi 2 dan 3 meningkatkan penyerapan energi sebesar 0,09% dan 0,05%. Penambahan 2 *turning vane* di sisi *inlet transition zone* juga dapat membuat distribusi kecepatan dan temperatur *flue gas* lebih merata serta meningkatkan nilai dari *pressure drop*.

Kata kunci: distribusi kecepatan, distribusi temperatur, Pressure drop, turning vane, heat exchanger.

**NUMERICAL STUDY CONCERNING ON HEAT
RECOVERY STEAM GENERATOR VERTIKAL TYPE
PERFORMANCE WITH VARIATION OF ANGLE
DOUBLE ADDITIONAL TURNING VANE IN
TRANSITION ZONE *INLET***

Student Name : Rozi Oktriyuda
NRP : 0211164000083
Advisor : Dr. Wawan Aries Widodo, ST.MT

ABSTRACT

With the estimated world energy demand up by 55% from 2005 to 2030, good energy generation technology design is very helpful for the fulfillment of such demands. The Gas and Steam power Plant (PLTGU) of Muara Karang Block 1 which operates for 23 years since 1995 to 2018 suffered a total decrease in steam production by 6.34% thereby lowering the production of electricity in the steam turbine system. For exhaust gas *outlet Economizers* temperature increased by 40.86 °C. From previous studies about HRSG can be suspected that the flow of *flue gas* in HRSG PLTGU Muara Karang Block 1 has a distribution of speed and distribution of uneven or non-uniform temperature s. This final task aims to determine how the characteristics of *flue gas* flow in HRSG as well as the influence of turning vane in the *inlet transition zone* HRSG to temperature distribution, speed distribution and *Pressure drop*.

This final project is carried out by modeled until the HRSG *Meshing* process using the Gambit 2.4.6 software and simulate it using the Ansys software 19.1. The *heat exchanger* Tube banks are modeled as Porous medium as the function of *Pressure drop* and ungroup macro *heat exchanger*, NTU model as a function of heat transfer. It intends to facilitate the retrieval of long time-consuming simulation data and large file size.

The results obtained from the numerical simulation that the addition of 2 turning vane in 1st modification (15° angle and 15°) on the side of the *inlet transition zone* can increase the highest

energy absorption at HRSG by 0.235%. As for 2nd and 3rd modifications increase energy absorption by 0.09% and 0.05%. The addition of 2 turning vane in the side *inlet transition zone* can also make the distribution of speed and temperature of *flue gas* more uniform and increase the value of pressure drop.

Key Words: velocity distribution, temperature distribution, Pressure drop, turning vane, heat exchanger.

KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis ucapkan sepenuhnya kepada Tuhan Yang Maha Esa, karena atas limpahan rahmat, berkat dan karunia-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan tepat waktu. Pada kesempatan ini penulis mengucapkan terima kasih kepada beberapa pihak yang berkenan membantu dan mendukung baik secara moril maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Orang tua dan keluarga saya yang selalu memberikan dukungan kepada penulis dalam penyelesaian tugas akhir ini, terima kasih atas kesabaran, motivasi, dukungan dan doa-doanya selama ini.
2. Dr. Wawan Aries Widodo ST. MT. selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah dengan sabar memberikan motivasi, arahan dan masukan serta ilmu-ilmu yang bermanfaat bagi penulis.
3. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., PhD., Vivien Suphandani, ST., M.Eng.Sc., PhD, dan Nur Ikhwan, ST., M.Eng. selaku dosen penguji.
4. Bambang Arib Dwiyantoro ST. MT. PhD. selaku Ketua Prodi S1 Teknik Mesin.
5. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng. Sc selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin ITS.
6. Bapak-bapak dan ibu-ibu dosen pengajar, seluruh staf dan karyawan Teknik Mesin FTIRS ITS Surabaya
7. Mas adji yang sudah menyediakan waktu untuk diskusi terkait Tugas Akhir ini.
8. Teman-Teman IMAMI yang telah mendukung dan menemani: Tata, Manda, Wira, Didi, Reza, Yoga dan Puja.
9. Warga perpan: Agung, Favian, Alfa, Shafira dan Haris
10. Rekan-rekan mahasiswa Teknik Mesin 2016 FTIRS-ITS
11. Dan semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu, terimakasih atas dukungan dan bantuannya selama ini.

Kekurangan atau kesalahan tentu masih ada, namun bukan suatu yang disengaja, hal tersebut semata-mata disebabkan karena kekhilafan dan keterbatasan yang dimiliki. Oleh karena itu, kritik dan saran yang membangun sangat diharapkan demi kesempurnaan Tugas akhir ini.

Akhir kata, semoga Tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi pembaca serta dapat memberikan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan dan kemajuan PT. Pembangkitan Jawa Bali dan bangsa Indonesia.

Surabaya, Agustus 2020

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL.....	xiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan Penelitian.....	4
1.4 Batasan Masalah.....	4
1.5 Manfaat Penelitian.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 <i>Heat Recovery Steam Generator (HRSG)</i>	5
2.2 Proses Pembakaran.....	7
2.3 Perpindahan Panas.....	8
2.4 Penurunan Tekanan	10
2.5 <i>Computational Fluid Dynamics</i>	14
2.5.1 <i>Viscous Model k-epsilon standard</i>	14
2.5.2 <i>Media Porous</i>	15
2.6 Karakteristik Aliran di Dalam <i>Elbow</i>	16
2.7 Penelitian Terdahulu.....	18
BAB III METODE PENELITIAN	27
3.1 Tahap – tahap Penelitian	27
3.2 Diagram Alir Penelitian.....	28
3.3 Pemodelan dan Simulasi	29
3.3.1 Tahap <i>Pre-Processing</i>	29
3.3.2 Tahap <i>Processing</i>	34
3.3.3 Tahap <i>Post-Processing</i>	53
3.3.4 Rancangan Simulasi Numerik	55
BAB IV ANALISA PEMBAHASAN.....	59
4.1 Validasi.....	59
4.2 Grid Independency Test	59

4.3	Data Kuantitatif	61
4.3.1	Hasil Kuantitatif Temperature dan Penyerapan Energi	61
4.3.2	Hasil Kuantitatif Kecepatan	67
4.3.3	Hasil Kuantitatif Tekanan.....	74
4.4	Data Kualitatif	77
4.4.1	Distribusi Temperatur.....	77
4.4.2	Distribusi Kecepatan	83
4.4.3	Distribusi Tekanan	90
BAB V	KESIMPULAN DAN SARAN	93
5.1	Kesimpulan.....	93
5.2	Saran.....	93
DAFTAR PUSTAKA		95
LAMPIRAN.....		97
BIODATA PENULIS		125

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 tipe vertikal (1994, <i>Maintenance manual Heat Recovery Steam Generator</i> Muara Karang CCP II volume 1).....	6
Gambar 2. 2 <i>Heat exchanger</i> jenis <i>cross flow</i> (Babcock and Wilcox, 2005).....	9
Gambar 2. 3 <i>Heat exchanger</i> jenis <i>parallel flow</i> (Babcock and Wilcox, 2005).....	9
Gambar 2. 4 <i>Heat exchanger</i> jenis <i>counter flow</i> (Babcock and Wilcox, 2005).....	9
Gambar 2. 5 Susunan <i>tube</i> jenis <i>aligned</i> (Incropera, dkk, 2007)	10
Gambar 2. 6 Susunan <i>tube</i> jenis <i>staggered</i> (Incropera, dkk, 2007)	10
Gambar 2. 7 Faktor gesekan f dan factor koreksi χ pada <i>tube</i> bank susunan <i>staggered</i> (Incropera, dkk, 2007).....	12
Gambar 2. 8 Dimensi susunan <i>tube</i> dan <i>fin</i> secara <i>staggered</i> (HE design handbook, 1983).....	13
Gambar 2. 9 Grafik <i>Loss Coefficient Elbow</i> terhadap R_m/D_h dan e/D (Munson, 2009).....	17
Gambar 2. 10 Grafik <i>Loss Coefficient</i> terhadap (a) R_m/D_h dan ReD_h dan (b) R_m/D_h dan θ_b (Fox and McDonald, 2011).....	17
Gambar 2. 11 Posisi <i>turning vane</i> pada HRSG (Medwin, 2019)	19
Gambar 2. 12 Sudut a dan b <i>turning vane</i> pada HRSG (Medwin, 2019).....	19
Gambar 2. 13 Susunan model <i>heat exchanger</i> (Medwin, 2019)	20
Gambar 2. 14 Distribusi kecepatan <i>flue gas</i> di <i>inlet</i> HP SH 1. ...	20
Gambar 2. 15 Distribusi kecepatan <i>flue gas</i> di <i>outlet</i> HP <i>Evaporator</i>	21
Gambar 2. 16 Distribusi temperatur <i>flue gas</i> di sisi <i>inlet</i> HP SH 1.	21
Gambar 2. 17 Distribusi temperatur <i>outlet flue gas</i> HP <i>Evaporator</i>	22

Gambar 2. 18 Distribusi tekanan statik <i>flue gas</i> di <i>inlet</i> HP SH 1.	22
Gambar 2. 19 Distribusi tekanan statik <i>flue gas</i> di <i>outlet</i> HP	23
Gambar 2. 20 Susunan modul <i>heat exchanger</i> (Andika, 2018)...	24
Gambar 2. 21 Lokasi <i>turning vane</i> (Andika, 2018).....	24
Gambar 2. 22 Kontur distribusi Temperatur <i>flue gas</i> di inlet HP SH2 dan HPSH 1 di HRSG (Andika, 2018).....	25
Gambar 2. 23 Kontur distribusi kecepatan <i>flue gas</i> di inlet HP SH2 dan HPSH 1 di HRSG (Andika, 2018).....	25
Gambar 2. 24 Kontur distribusi tekanan statik <i>flue gas</i> di inlet HP SH2 dan HPSH 1 di HRSG (Andika, 2018).....	26
Gambar 3. 1 Diagram Alir penelitian HRSG	28
Gambar 3. 2 HRSG PLTGU Muara Karang blok 1	29
Gambar 3. 3 Gambar Teknik HRSG PLTGU Muara Karang blok 1	30
Gambar 3. 4 Susunan <i>Heat exchanger</i> di HRSG PLTGU Muara Karang blok 1	32
Gambar 3. 5 <i>Meshing</i> HRSG.....	33
Gambar 3. 6 <i>Meshing Ducting</i> HRSG Tampak Atas (Y+)	33
Gambar 3. 7 <i>Meshing Ducting</i> HRSG Tampak Belakang (Z-) ...	33
Gambar 3. 8 <i>Meshing</i> Badan HRSG Tampak Atas (Y+)	34
Gambar 3. 9 <i>Meshing</i> Badan HRSG Tampak Depan (Z+).....	34
Gambar 3. 10 Grafik Pressure drop di HP SH2 terhadap kecepatan <i>flue gas</i>	46
Gambar 3. 11 Grafik Pressure drop di HP SH1 terhadap kecepatan <i>flue gas</i>	47
Gambar 3. 12 Grafik Pressure drop di HP Evaporator terhadap kecepatan <i>flue gas</i>	48
Gambar 3. 13 Grafik Pressure drop di LP SH terhadap kecepatan <i>flue gas</i>	49
Gambar 3. 14 Grafik Pressure drop di HP Economiser terhadap kecepatan <i>flue gas</i>	50
Gambar 3. 15 Grafik Pressure drop di LP Evaporator terhadap kecepatan <i>flue gas</i>	51

Gambar 3. 16 Grafik Pressure drop di LP Economiser terhadap kecepatan flue gas.....	52
Gambar 3. 17 Posisi pengamatan penampang melintang dan heat exchanger.....	54
Gambar 3. 18 Posisi pengamatan sebelum dan sesudah curve bend	55
Gambar 3. 19 Posisi penempatan turning vane, sudut corner dan sudut turning vane pada HRSG	56
Gambar 3. 20 Posisi Turning vane pada Sisi inlet transition zone di HRSG	57
Gambar 4. 1 Grafik temperatur flue gas keluar LP economiser dengan variasi jumlah mesh.	60
Gambar 4. 2 Temperatur <i>inlet</i> sisi <i>flue gas</i> dan sisi fluida kerja modifikasi 1 pada penelitian.....	65
Gambar 4. 3 Temperatur sisi flue gas vs posisi pengambilan data seluruh variasi penelitian.....	65
Gambar 4. 4 (a) Posisi pengambilan data T/Tmax; Distribusi temperatur T/Tmax pada Z=2,6 di; (b) inlet HP SH 2; (c) inlet LP Evap; (d) outlet LP Eco.....	67
Gambar 4. 5 Posisi pengambilan data velocity profile pada heat exchanger.....	68
Gambar 4. 6 Grafik distribusi velocity profile u/U inlet HP superheater 2 pada Z=2,6	68
Gambar 4. 7 Grafik distribusi velocity profile u/U inlet HP superheater 2 pada X=23,52	69
Gambar 4. 8 Grafik Distribusi velocity profile u/U inlet LP evaporator pada Z=2,6.....	70
Gambar 4. 9 Grafik distribusi velocity profile u/U inlet LP evaporator pada X=23,52	71
Gambar 4. 10 Grafik Distribusi velocity profile u/U outlet LP economizer pada Z=2,6	72
Gambar 4. 11 Grafik distribusi velocity profile u/U outlet LP economizer pada X=23,52.....	73
Gambar 4. 12 Grafik <i>pressure drop</i> di setiap HE untuk berbagai kasus	75

Gambar 4. 13 Titik pengambilan data pada inlet transition zone	76
Gambar 4. 14 Grafik pressure drop di inlet sisi inlet transition zone HRSG.....	76
Gambar 4. 15 Distribusi temperatur penampang vertikal pada $z = 2,6$	77
Gambar 4. 16 Distribusi temperatur flue gas di sisi inlet HP SH 2	78
Gambar 4. 17 Distribusi temperatur inlet LP evaporator	79
Gambar 4. 18 Distribusi temperatur flue gas di outlet LP economizer	80
Gambar 4. 19 Distribusi temperatur flue gas di inlet sisi inlet transition zone	81
Gambar 4. 20 Distribusi temperatur flue gas di outlet sisi inlet transition zone	82
Gambar 4. 21 Sreamline pada Kontur Kecepatan Penampang Vertikal $Z=2,6$	83
Gambar 4. 22 Vektor velocity di sisi transition zone $Z=2,6$ (center).....	84
Gambar 4. 23 Streamline kecepatan flue gas pada Inlet HP superheater 2.....	85
Gambar 4. 24 Streamline ecepatan flue gas pada inlet LP evaporator	86
Gambar 4. 25 Streamline kecepatan flue gas pada outlet LP economizer	87
Gambar 4. 26 Streamline kecepatan flue gas pada inlet sisi inlet transition zone	88
Gambar 4. 27 Streamline kecepatan flue gas pada outlet sisi inlet transition zone	89
Gambar 4. 28 Distribusi tekanan statik flue gas di inlet dan outlet heat exchanger HRSG eksisting (referensi).....	90
Gambar 4. 29 Distribusi tekanan statik flue gas di inlet dan outlet HP superheater dan LP evaporator HRSG.	91
Gambar 4. 30 Distribusi tekanan statis pada inlet dan outlet sisi inlet transition zone pada HRSG.	92

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Faktor koreksi Cz dari <i>row</i> ke <i>row</i>	14
Tabel 2. 2 Variasi sudut <i>turning vane</i> untuk simulasi	18
Tabel 2. 3 Variasi sudut <i>corner</i> (β) dan <i>turning vane</i> untuk simulasi.....	23
Tabel 3. 1 Pemodelan numerik pada HRSG vertikal PLTGU Muara Karang blok 1	35
Tabel 3. 2 Data bahan bakar untuk produksi 103,3 MW turbin gas	36
Tabel 3. 3 Laju bahan bakar, udara dan <i>flue gas</i>	36
Tabel 3. 4 Komposisi <i>flue gas</i> atau gas buang masuk HRSG	36
Tabel 3. 5 Kapasitas kalor spesifik (Cp) masing-masing gas.....	37
Tabel 3. 6 Volume masing-masing <i>gas</i> di gas buang	38
Tabel 3. 7 Viskositas dinamik masing-masing gas	38
Tabel 3. 8 Konduktivitas masing-masing <i>gas</i>	39
Tabel 3. 9 Spesifikasi HRSG PLTGU Muara Karang blok 1.....	40
Tabel 3. 10 Data operasi HRSG 1.1 sisi uap tanggal 29 Agustus 1995	41
Tabel 3. 11 Penyerapan kalor di setiap HE HRSG 1.1.....	41
Tabel 3. 12 Prosentase penyerapan kalor dan <i>porosity</i> pada <i>heat exchanger</i> HRSG 1.1 PLTGU Muara Karang blok 1	42
Tabel 3. 13 Data <i>flue gas</i> yang mengalir ke HRSG	43
Tabel 3. 14 Data bahan bakar yang mengalir ke gas turbin 1.1 PLTGU Muara Karang Blok 1	43
Tabel 3. 15 Temperatur <i>flue gas</i> yang melewati jajaran <i>heat exchanger</i>	43
Tabel 3. 16 Pressure drop <i>flue gas</i> di setiap <i>heat exchanger</i> tanggal 29 Agustus 1995	44
Tabel 3. 17 Data <i>flue gas</i> dan udara luar di HRSG 1.1 pada berbagai beban turbin <i>gas</i>	45
Tabel 3. 18 Pressure drop <i>flue gas</i> melewati <i>heat exchanger</i>	45
Tabel 3. 19 Pressure drop terhadap kecepatan <i>flue gas</i> di HP SH2	46

Tabel 3. 20 Pressure drop terhadap kecepatan flue gas di HP SH1	47
Tabel 3. 21 Pressure drop terhadap kecepatan flue gas di HP Evaporator	48
Tabel 3. 22 Pressure drop terhadap kecepatan flue gas di LP SH	48
Tabel 3. 23 Pressure drop terhadap kecepatan flue gas di HP Economizer	49
Tabel 3. 24 Pressure drop terhadap kecepatan flue gas di LP Evaporator	50
Tabel 3. 25 Pressure drop terhadap kecepatan flue gas di LP Economizer	51
Tabel 3. 26 Faktor permeability α dan faktor inersia resistance C2	52
Tabel 3. 27 Parameter <i>input</i> pada rancangan simulasi	55
Tabel 3. 28 Sudut <i>corner</i> (β) dan variasi <i>turning vane</i> untuk simulasi	56
Tabel 4. 1 Perbandingan temperatur flue gas keluar HRSG	59
Tabel 4. 2 Hasil simulasi dengan jumlah mesh yang berbeda	60
Tabel 4. 3 Kesetimbangan massa simulasi numerik	61
Tabel 4. 4 Kesetimbangan energi simulasi numerik	61
Tabel 4. 5 Penyerapan kalor di heat exchanger pada setiap kasus	62
Tabel 4. 6 Selisih penyerapan energi terhadap eksisting (referensi)	63
Tabel 4. 7 Persentase Penyerapan Kalor Terhadap Eksisting	63
Tabel 4. 8 Temperatur flue gas melewati setiap jajaran heat exchanger	63
Tabel 4. 9 Temperatur auxiliary (air, uap) keluar HE	64
Tabel 4. 10 Pressure drop aliran flue gas melewati setiap HE	74
Tabel 4. 11 Error terhadap hasil perhitungan di heat exchanger	74
Tabel 4. 12 Persentase perhitungan modifikasi terhadap eksisting	75
Tabel 4. 13 Pressure drop di daerah Inlet transition zone	76

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Konsumsi energi dunia antara tahun 2005 sampai 2030 diperkirakan meningkat sebesar 55%, dengan peningkatan penggunaan listrik dua kali lipat dan konsumsi batubara sebesar 73% (M. Khanna, 2010). Indonesia sendiri merupakan konsumen energi paling besar di Asia Tenggara, terhitung lebih dari 36% permintaan energi di wilayahnya dan penggunaan 66% lebih energi dari pada konsumen kedua, Thailand (IEA (International Energy Agency), 2013). Total peningkatan permintaan listrik dari 134,5 TWh di 2008 menjadi 203 TWh di 2015, dengan rata-rata peningkatan yaitu 6% per tahun. (Menteri energi dan sumber daya mineral RI, 2016). Dengan permintaan listrik tersebut maka dibutuhkan pembangkit yang dapat mengoptimalkan pemanfaatan energinya. Siklus kombinasi atau Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap merupakan suatu model yang dapat dijadikan solusi untuk efisiensi pembangkit tersebut tersebut (Burlian, 2013).

Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap (PLTGU) atau pembangkit jenis *combine cycle* merupakan gabungan antara siklus *Brayton* (siklus gas) dan siklus *Rankine* (siklus uap) sebagai komponen utama yang mana panas buangan dari turbin gas dimanfaatkan oleh *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) sebagai fluida kerjanya (Kurniawan, 2014). Penggunaan HRSG dapat meningkatkan efisiensi dari pembangkit listrik konvensional. Efisiensi dari PLTGU dengan penggunaan sistem HRSG hingga saat ini telah mencapai 60% (Patil, 2012).

Heat Recovery Steam Generator (HRSG) merupakan alat penukar kalor bertipe *counterflow* yang digunakan untuk mengubah fluida kerja di dalam *tube banks* menjadi wujud uap melalui perpindahan panas konveksi (Philip, 2002). Komponen *tube banks* dari HRSG terdiri atas *Superheater*, *Economizer*, dan *Boiler/Evaporator* (Philip, 2002). Komponen *Tube banks* dalam beberapa HRSG tersebut menggunakan sistem *multiple pressure*

yaitu sistem dengan tekanan bertingkat seperti *High pressure*, *Intermediate*, dan *Low pressure* (Buecker, 2006). Menurut instalasi *tube banks* terdapat dua jenis HRSG yaitu tipe horizontal dan tipe vertikal. HRSG tipe vertikal mempertimbangkan *single-pressure unit*, gas mengalir melalui bagian *horizontal silencer* dan bergerak vertikal ke atas melalui *superheater*, *Evaporator*, dan *economizer tube-bank*. HRSG tipe horizontal mempertimbangkan *Multiple/triple-pressure unit*, gas pembakaran memasuki HRSG melewati pelat berlubang dengan area terbuka 50% fraksi, dan kemudian melalui berbagai *tube-bank* dan bagian katalis (Hedge, dkk., 2007).

Produksi uap yang dihasilkan dari pemanasan bertingkat fluida kerja memiliki hubungan yang erat dengan efisiensi thermal suatu HRSG. Produksi uap tersebut dipengaruhi oleh jumlah kalor yang diserap oleh *tube banks* dari *flue gas*. Ada beberapa faktor yang mempengaruhi penyerapan kalor oleh *tube banks* salah satunya adalah *uniformity* aliran *flue gas* pada saat memasuki HRSG (Hyun-Kyoo So, 2017). Semakin *uniform* aliran *flue gas* pada saat memasuki HRSG akan meningkatkan *uniformity* temperatur dan jumlah kalor yang diserap oleh *tube banks* sehingga dapat meningkatkan produksi uap agar efisiensi *thermal* dari sebuah HRSG juga meningkat (Hedge, dkk., 2007).

Dalam beberapa penelitian salah satu bentuk metode agar aliran *flue gas* pada HRSG dapat semakin *uniform* adalah penambahan *turning vane* di sisi *inlet transition zone* (Medwin, 2018). Ada tiga hal yang harus diperhatikan dalam optimasi *turning vane* yaitu *anchoring mechanism*, gaya yang bekerja di *anchor*, dan tekanan yang bekerja pada permukaan *blade turning vane* (Daiber, 2006).

Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap unit pembangkitan Muara Karang blok 1 memiliki HRSG tipe vertikal yang dioperasikan *open cycle* maupun *combined cycle*. Sejak beroperasi tahun 1992 untuk turbin gas dan tahun 1995 untuk turbin uap sampai tahun 2018, total produksi uap HRSG unit 1 blok 1 telah mengalami penurunan sebesar 6,34% mengakibatkan

penurunan produksi listrik di sistem turbin uap. Didapat data bahwa temperatur *flue gas* (*gas* buang) pada *outlet LP Economizer* mengalami kenaikan 40,86°C. Berdasarkan uraian yang dipaparkan, penelitian ini dilakukan untuk memperbaiki aliran *flue gas* agar semakin *uniform* dengan melakukan penambahan *turning vane* di sisi *inlet transition zone* pada HRSG unit 1 blok 1 PLTGU Muara Karang. Semakin *uniform* aliran *flue gas* diharapkan dapat meningkatkan produksi uap yang dihasilkan. Penelitian ini akan menampilkan hasil simulasi numerik dalam bentuk kontur distribusi kecepatan, distribusi temperatur, dan distribusi tekanan dari aliran *flue gas*.

1.2 Perumusan Masalah

Pada PLTGU Muara Karang blok 1, *Heat Recovery Steam Generator* 1.1 tipe vertikal yang digunakan terhubung dengan turbin gas melalui suatu *ducting*. *Flue gas* mengalir dari turbin gas menuju HRSG melalui *ducting* yang terdiri dari *upstream duct*, *curve bend*, *downstream duct*, dan *inlet transition zone*. Sejak beroperasi tahun 1992 untuk turbin gas dan tahun 1995 untuk turbin uap sampai tahun 2018, total produksi uap HRSG 1.1 telah mengalami penurunan sebesar 6,34% sehingga menurunkan produksi listrik di sistem turbin uap. Produksi uap suatu HRSG dipengaruhi oleh jumlah kalor yang diserap oleh *tube banks* dari *flue gas* (So, 2017). Maka usaha yang dapat dilakukan untuk meningkatkan Kembali total produksi uap HRSG 1.1 PLTGU Muara Karang blok 1 adalah meningkatkan jumlah kalor yang diserap oleh *tube banks* dari *flue gas*. *Uniformity* profil kecepatan dan profil temperatur dari aliran *flue gas* pada saat mengalir melalui *ducting* sebelum memasuki HRSG adalah salah satu parameter yang mempengaruhi penyerapan kalor oleh *tube banks* (So, 2017). Penelitian secara numerik dilakukan untuk mengetahui pengaruh penambahan 2 *turning vane* di sisi *inlet transition zone* terhadap karakteristik aliran *flue gas* dan unjuk kerja di HRSG. Penyelidikan terhadap variasi sudut *vane* (15°, 20°, dan 25°) pada *turning vane* sisi *inlet transition zone* ditambahkan untuk mengetahui sudut *vane* optimal dari penggunaan *turning vane* sisi

inlet transition zone. Karakteristik aliran yang dianalisis tiap variasi berupa data kuantitatif dan kualitatif aliran.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah:

1. Mengetahui distribusi temperatur, distribusi kecepatan aliran dan distribusi tekanan saat mengalir pada HRSG eksisting.
2. Mengetahui pengaruh penambahan 2 *turning vane* di sisi *inlet transition zone* terhadap distribusi temperatur, kecepatan *flue gas*, *Pressure drop* serta unjuk kerja yang dihasilkan di HRSG.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah dalam penelitian ini adalah:

1. Aliran *flue gas* diamsusikan *steady*.
2. Penelitian dilakukan pada HRSG unit 1 PLTGU Muara Karang blok 1 pada 29 Agustus 1995.
3. Arah aliran *flue gas* keluar dari gas turbin tegak lurus terhadap penampang *inlet Ducting* dan diasumsikan *uniform*.
4. Peralatan *heat exchanger* dimodelkan sebagai media *Porous* untuk pemodelan *Pressure drop*, pemodelan perpindahan energi di *heat exchanger* menggunakan *ungroup macro heat exchanger, ntu model*.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang ingin diperoleh dari penelitian ini adalah:

1. Memberikan informasi karakteristik aliran *flue gas* di *transition zone inlet* HRSG yang mengarahkan aliran ke jajaran *heat exchanger* di dalam HRSG untuk meningkatkan penyerapan kalor.
2. Bahwa simulasi numerik dengan perangkat lunak CFD dapat memberikan gambaran detail aliran dan perpindahan panas di dalam HRSG

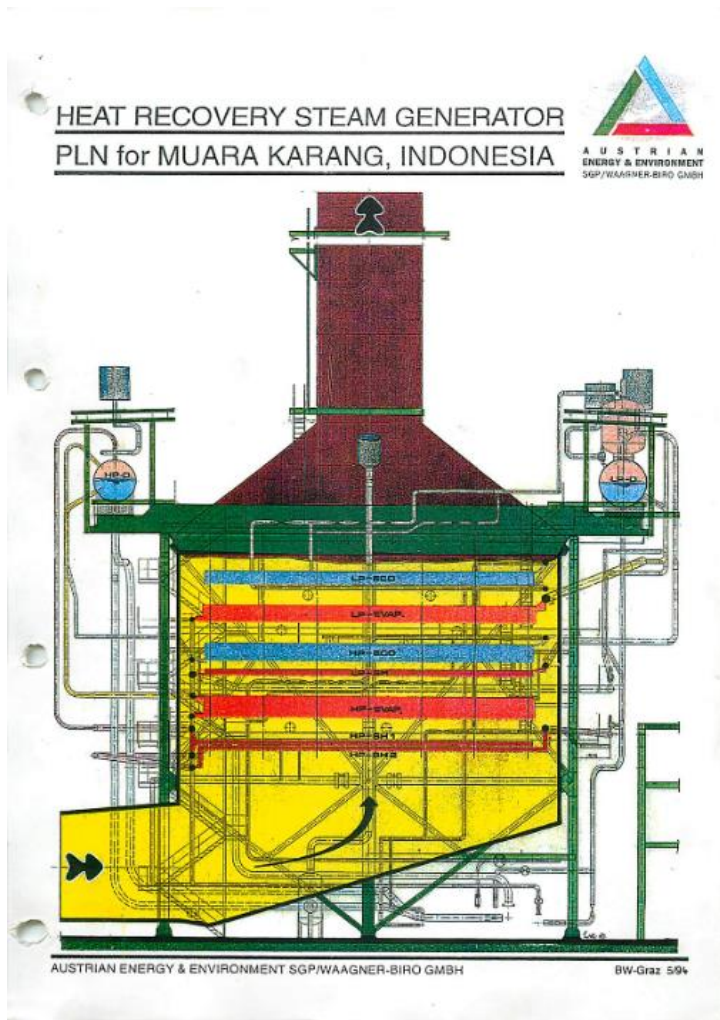
BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 *Heat Recovery Steam Generator (HRSG)*

Heat Recovery Steam Generator atau HRSG adalah komponen utama dari pembangkit listrik siklus gabungan (*combined cycle*). Berfungsi untuk mengonversi energi buangan dari turbin *gas* untuk menjadikan air yang melewati *tubes* menjadi uap. *Gas* pembakaran yang keluar dari turbin *gas* mengandung sejumlah besar energi panas. HRSG mengekstrak sebagian energi ini dalam beberapa bagian *Heat Exchange tubes (superheater, Evaporator, dan economizer tubebanks)*, yang membawa air / uap. *Gas* pembakaran mengalir di tabung dan mentransfer energi panas ke air / uap. Uap yang keluar dari HRSG disuplai ke turbin uap untuk menghasilkan *power* tambahan (Hedge, 2007).

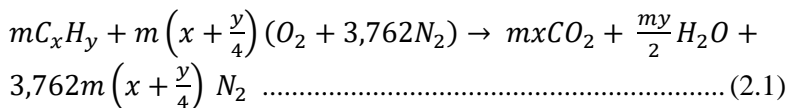
Tipe HRSG berdasarkan susunan *tube*, dibagi menjadi dua tipe. Tipe yang pertama adalah HRSG dengan susunan *tube* vertikal dan tipe ke-2 adalah HRSG dengan susunan *tube* horizontal seperti yang dipakai dalam pemodelan berikut ini. Tipe HRSG berdasarkan aliran *flue gas* maka dapat dibagi menjadi dua yaitu HRSG vertikal dan HRSG horizontal. HRSG vertikal adalah HRSG dengan arah aliran *flue gas* vertikal saat melewati *heat exchanger* di HRSG. HRSG horizontal adalah HRSG dengan arah aliran *flue gas* horizontal saat melewati *heat exchanger* di HRSG. Berdasarkan aliran *flue gas*, maka HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 merupakan HRSG *vertikal* (Hedge, 2007).



Gambar 2. 1 HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 tipe vertikal (1994, *Maintenance manual Heat Recovery Steam Generator Muara Karang CCP II volume 1*)

2.2 Proses Pembakaran

Proses pembakaran merupakan reaksi oksidasi antara bahan bakar dan oksigen untuk menghasilkan panas dan produk lainnya dari reaksi pembakaran. Komponen utama dalam bahan bakar fosil adalah carbon (C), hidrogen (H), oksigen (O), nitrogen (N) dan sulfur (S). Proses pembakaran disebut sempurna jika unsur *carbon, hydrogen* dan sulfur membentuk *gas* CO₂, H₂O dan SO₂.



Jumlah udara yang dibutuhkan dalam proses pembakaran seringkali dinyatakan dalam bentuk perbandingan antara jumlah udara dan bahan bakar atau disebut AFR (*Air to Fuel Ratio*). AFR dapat ditulis sebagai perbandingan massa udara dan bahan bakar seperti pada Persamaan 2.2. Dalam basis molar maka perbandingan mol antara udara dan mol bahan bakar (\overline{AFR}) ditulis seperti pada Persamaan 2.3 (Moran dan Shapiro, 2006).

$$AFR = \frac{\text{massa udara}}{\text{massa bahan bakar}} \dots\dots\dots (2.2)$$

$$\overline{AFR} = \frac{\text{mol udara}}{\text{mol bahan bakar}} \dots\dots\dots (2.3)$$

Terdapat dua (2) kemungkinan pencampuran bahan bakar dan udara (El-Mahallawy dan Habik, 2002):

1. *Lean*, yaitu ketika rasio udara terhadap bahan bakar (AFR) stoikiometri dibandingkan AFR aktual kurang dari 1 ($\Phi < 1$).
2. *Rich*, yaitu ketika rasio udara terhadap bahan bakar (AFR) stoikiometri dibandingkan AFR aktual lebih dari 1 ($\Phi > 1$).

$$\Phi = \frac{AFR_{stoikiometri}}{AFR_{aktual}} \dots\dots\dots (2.4)$$

Kata *stoichiometry* berasal dari bahasa Yunani *stoechion* yang berarti elemen. Tujuan dari reaksi oksidasi stoikiometri

adalah menentukan jumlah udara secara tepat dalam proses pembakaran yang sempurna. Reaksi kimia dikatakan memenuhi stoikiometri jika tidak ada sisa dari bahan bakar atau oksidan. Contoh reaksi kimia yang memenuhi stoikiometri adalah Persamaan 2.1.

Pencampuran bahan bakar dan udara sulit mencapai 100 % sempurna, untuk itu diperlukan udara berlebih atau campuran *lean* untuk mendapatkan pembakaran yang sempurna. Udara berlebih atau *excess air* (EA) dapat dihitung dari Persamaan 2.5 berikut ini:

$$EA = \frac{(1-\phi)}{\phi} \cdot 100\% \dots\dots\dots (2.5)$$

Hasil pembakaran berupa *gas* buang atau *flue gas* mempunyai beberapa properties antara lain adalah kalor spesifik C_p , massa jenis ρ . Kalor spesifik C_p *flue gas* dapat dihitung dari Persamaan 2.6 (Moran dan Shapiro, 2006) berikut ini.

$$C_p = M\bar{C}_p \dots\dots\dots (2.6)$$

$$\bar{C}_p = \sum_{i=1}^j y_i \bar{C}_{p,i} \dots\dots\dots (2.7)$$

Yang mana:

y_i : fraksi mol komponen ke- i

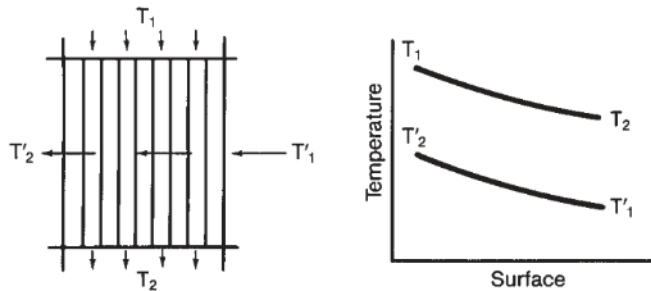
C_p : kalor spesifik (kJ/kgK)

\bar{C}_p : kalor spesifik tiap massa molar (kJ/kmolK)

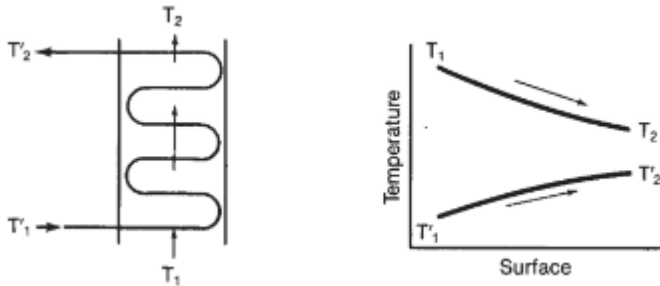
2.3 Perpindahan Panas

Proses perpindahan panas antara *flue gas* dan pipa-pipa di HRSG adalah konveksi dan konduksi (Buecker, 2002). Perpindahan panas di pipa-pipa HRSG secara umum bertujuan mengubah fasa dari air menjadi uap dan menaikkan temperatur air atau uap (tanpa mengubah fasanya).

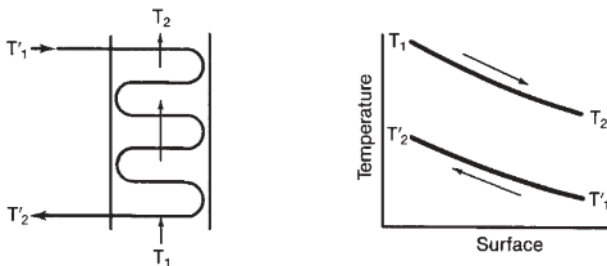
Berdasarkan arah alirannya, *heat exchanger* dapat dibedakan menjadi tiga (3) jenis, yaitu: *parallel flow*, *counter flow* dan *cross flow* (Babcock and Wilcox, 2005).



Gambar 2. 2 *Heat exchanger* jenis *cross flow* (Babcock and Wilcox, 2005)



Gambar 2. 3 *Heat exchanger* jenis *parallel flow* (Babcock and Wilcox, 2005)



Gambar 2. 4 *Heat exchanger* jenis *counter flow* (Babcock and Wilcox, 2005)

Economizer, Evaporator dan superheater pada HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 dapat digolongkan sebagai *heat*

exchanger berjenis *counter flow*. Besarnya laju perpindahan panas dapat dihitung dari Persamaan 2.8 berikut ini:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \dots\dots\dots (2.8)$$

Yang mana:

q: laju perpindahan panas (W)

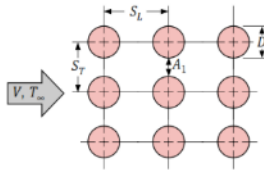
U: koefisien *Overall heat transfer* (W/m²K)

A: luas permukaan perpindahan panas (m²)

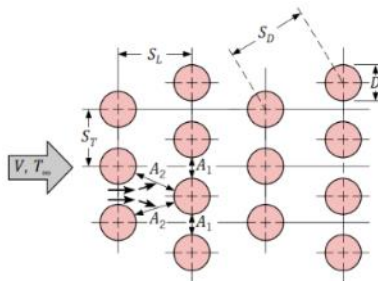
$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_1 - T_1') - (T_2 - T_2')}{\ln\left(\frac{T_1 - T_1'}{T_2 - T_2'}\right)} \text{ (K)} \dots\dots\dots (2.9)$$

2.4 Penurunan Tekanan

Susunan *tube* pada *economizer*, *Evaporator* dan *superheater* dapat disebut *bundle* atau *tube bank*. Susunan *tube bank* dapat dibagi menjadi dua jenis, yaitu *aligned* dan *staggered*.



Gambar 2. 5 Susunan *tube* jenis *aligned* (Incropera, dkk, 2007)



Gambar 2. 6 Susunan *tube* jenis *staggered* (Incropera, dkk, 2007)

Penurunan Tekanan atau *Pressure drop flue gas* (Δp) setelah melalui *tube bank* dapat dihitung dari Persamaan 2.10 berikut ini:

$$\Delta p = N_L \chi f \left(\frac{\rho V_{max}^2}{2} \right) \dots \dots \dots (2.10)$$

Yang mana:

Δp : *Pressure drop* (Pa)

N_L : jumlah baris *tube*

χ : faktor koreksi susunan *tube bank*

f : faktor gesekan

ρ : massa jenis aliran (kg/m^3)

V_{max} : kecepatan *flue gas* maksimum (m/s)

Kecepatan maksimum (V_{max}) pada susunan *staggered* dapat terjadi pada bidang *transverse* A_1 maupun pada bidang bidang diagonal A_2 . Persamaan 2.11 untuk menghitung kecepatan maksimum apabila terjadi di bidang *transverse* A_1 adalah sebagai berikut ini:

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \dots \dots \dots (2.11)$$

Yang mana:

V_{max} : kecepatan *flue gas* maksimum (m/s^2)

S_T : jarak antar *tube* tegak lurus aliran (m)

D : diameter *tube* (m)

V : kecepatan fluida ke arah *tube bank* (m/s)

Kecepatan maksimum pada susunan *staggered* terjadi pada bidang diagonal A_2 jika:

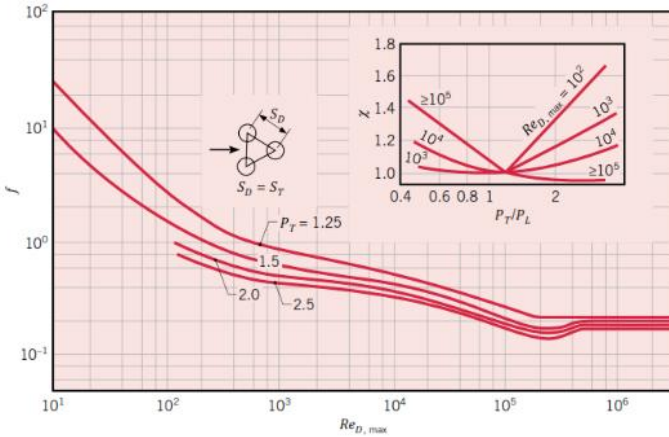
$$S_D < \frac{S_T + D}{2} \dots \dots \dots (2.12)$$

Yang mana:

S_D : jarak antar *tube* arah diagonal (m)

Maka kecepatan maksimum pada bidang diagonal dapat dihitung dari Persamaan 2.13 sebagai berikut ini:

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \dots\dots\dots(2.13)$$



Gambar 2. 7 Faktor gesekan f dan factor koreksi χ pada tube bank susunan *staggered* (Incropera, dkk, 2007)

Untuk *heat exchanger* yang menggunakan *fin*, maka perhitungan *Pressure drop* dihitung berdasarkan persamaan dari *heat exchanger design handbook*. Persamaan untuk menghitung *Pressure drop* adalah sebagai berikut:

$$Eu = 2 \frac{\Delta p}{\rho u^2 z} = 5,4 \left(\frac{d^*}{d_e} \right)^{0,3} Re_{d^*}^{-0,25} C_z \dots\dots\dots(2.14)$$

Yang mana:

$$2,2 \cdot 10^3 < Re_{d^*} < 1,8 \cdot 10^5$$

d: diameter *tube* (m)

u: kecepatan maksimum *fluida* saat di antara *tube* (m/s)

z: jumlah baris *tube heat exchanger*

Eu: Euler number

- Δp : *Pressure drop* (Pascal)
- d^* : diameter relatif (m)
- d_e : diameter hidraulik (m)
- C_z : faktor koreksi

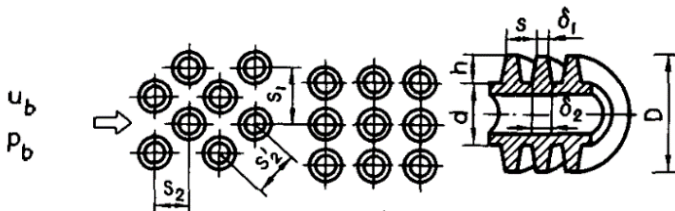
Diameter relatif (d^*) dapat dihitung dengan persamaan berikut ini:

$$d^* = \frac{dA_{tube}}{A_{total}} + \frac{A_{fin}}{A_{total}} \sqrt{0,785(D^2 - d^2)} \dots\dots\dots(2.15)$$

- Yang mana:
- A_{tube} : luas permukaan *tube* per satuan panjang (m²/m)
- A_{fin} : luas permukaan *fin* tipis (m²)
- D : diameter *fin* (m)

Diameter hidraulik (d_e) dapat dihitung dengan persamaan berikut ini:

$$d_e = \frac{4flow\ area}{flow\ perimeter} = \frac{2[s(s_1-d)-2\delta h']}{2h+s} \dots\dots\dots(2.16)$$



Gambar 2. 8 Dimensi susunan *tube* dan *fin* secara *staggered* (HE design handbook, 1983)

Yang mana, parameter s_1 , s , δ_1 , d , dan h dapat dilihat pada Gambar 2.7.

Faktor c_z dapat dihitung dari persamaan berikut ini:

$$c_z = 0,934 + \frac{0,355}{z-0,667} \dots\dots\dots(2.17)$$

Yang mana untuk $z \geq 6$ maka $c_z = 1$

Untuk nilai C_z dapat dilihat dari Tabel 2.1 berikut ini:

Tabel 2. 1 Faktor koreksi C_z dari *row* ke *row*

<i>Row</i>	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
c_z	2,00	1,20	1,09	1,04	1,02	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
C_z	2,00	1,60	1,43	1,33	1,27	1,23	1,19	1,17	1,15	1,13

<i>Row</i>	11	12	13	14	15	16	17	18
c_z	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
C_z	1,12	1,11	1,10	1,10	1,09	1,08	1,08	1,08

Sumber: *Heat exchanger design handbook*, 1983

2.5 *Computational Fluid Dynamics*

Computational Fluid Dynamics atau sering disingkat sebagai CFD merupakan suatu teknologi komputasi yang memungkinkan user untuk mempelajari dinamika dari benda-benda atau zat-zat yang mengalir. CFD juga dapat disebut sebagai ilmu yang mempelajari cara memprediksi aliran fluida, perpindahan panas, reaksi kimia, dan fenomena lainnya dengan menyelesaikan model matematika pada setiap *grid* yang dibuat.

Model matematika pada fluida ini dibangun dan dianalisis berdasarkan persamaan-persamaan diferensial parsial yang merepresentasikan hukum-hukum konservasi massa, momentum, dan energi. Selanjutnya akan dijelaskan mengenai pemodelan yang terdapat pada CFD (Tuakia, 2008).

2.5.1 *Viscous Model k-epsilon standard*

Model ini merupakan pemodelan *Viscous* turbulen yang cukup lengkap dengan dua persamaan yang memungkinkan kecepatan turbulen dan skala panjang. Kestabilan, ekonomis, dan akurasi yang mumpuni untuk berbagai jenis aliran turbulen membuat model ini sering digunakan pada simulasi aliran fluida dan perpindahan panas (Tuakia, 2008).

2.5.2 Media Porous

Media *Porous* digunakan secara luas untuk pemodelan *packed bed*, kertas filter, *perforated plate* dan *tube bank* (Ansys *Fluent User Guide* 12.0). Media *Porous* dimodelkan dengan penambahan *momentum source* (S_i) ke persamaan aliran fluida standar. *Momentum source* tambahan (S_i) terdiri dari *Viscous loss* (hukum Darcy) dan *inertial loss*. Persamaan *momentum source* tambahan dapat dituliskan sebagai berikut:

$$S_i = - \left(\frac{\mu}{\alpha} v_i + C_2 \frac{1}{2} \rho |v| v_i \right) \dots\dots\dots (2.18)$$

Yang mana:

S_i : *momentum source* ke-i (N/m^3)

α : *permeability* (m^2)

μ : viskositas dinamik ($kg/m.s$)

v_i : kecepatan ke-i (m/s)

$|v|$: besaran kecepatan (m/s)

C_2 : faktor *inertial resistance* ($1/m$)

ρ : massa jenis aliran (kg/m^3)

Untuk mencari koefisien α dan C_2 dapat di ketahui dari data kecepatan dan *Pressure drop*.

Pressure drop yang terjadi di media *Porous* dapat dihitung dari persamaan berikut ini:

$$\Delta p = -S_i \Delta n \dots\dots\dots (2.19)$$

Yang mana:

Δp : *Pressure drop* (Pa)

Δn : ketebalan aktual model *Porous media* (m)

Porositas (γ) dapat didefinisikan sebagai volume fluida terbuka dibagi dengan volume total. Persamaan porositas dapat dilihat pada Persamaan 2.20 dan Persamaan 2.21.

$$\gamma = \frac{\text{volume fluida terbuka}}{\text{volume total}} \dots\dots\dots (2.20)$$

$$\gamma = \frac{\text{volume total} - \text{volume tube} - \text{volume fin}}{\text{volume total}} \dots\dots\dots (2.21)$$

Volume total dapat dihitung dari persamaan berikut ini:

$$Volume\ total = p_{HE} l_{HE} t_{HE} \dots\dots\dots(2.22)$$

Yang mana:

p_{HE} : panjang *tube heat exchanger* (m)

l_{HE} : lebar *heat exchanger* (m)

t_{HE} : tebal *heat exchanger* (m)

Tebal *heat exchanger* (t_{HE}) dapat dihitung dari persamaan berikut ini:

$$t_{HE} = S_L(z - 1) + D \dots\dots\dots(2.23)$$

Yang mana:

z : jumlah baris *tube heat exchanger*

D : diameter *fin*

Volume *tube* dapat dihitung dari persamaan berikut ini:

$$Volume\ tube = N_{tube} \frac{\pi}{4} d^2 p_{HE} \dots\dots\dots (2.24)$$

Yang mana:

N_{tube} : jumlah *tube*

d : diameter *tube* (m)

Volume *fin* dapat dihitung dari persamaaan berikut ini:

$$Volume\ fin = N_{tube} N_{fin} \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \delta \dots\dots\dots(2.25)$$

Yang mana:

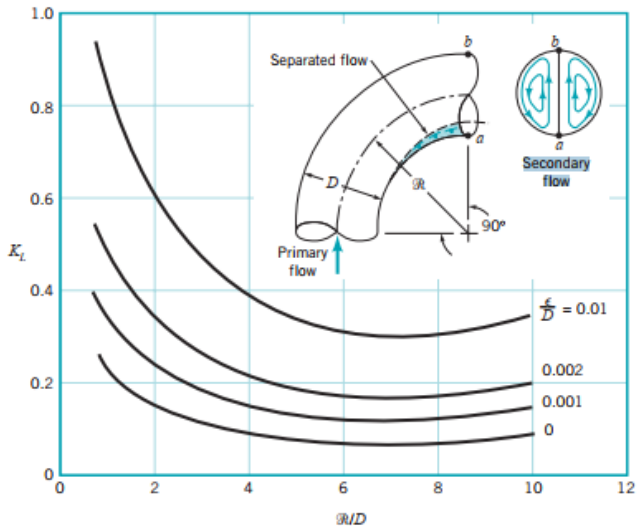
N_{fin} : jumlah *fin* tiap *tube*

δ : tebal *fin* (m)

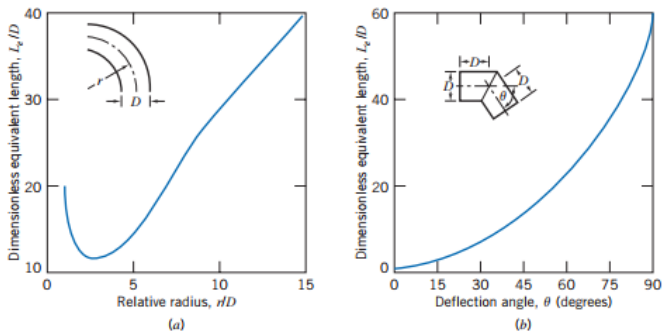
2.6 Karakteristik Aliran di Dalam *Elbow*

Elbow digunakan untuk membelokkan arah aliran di dalam pipa agar instalasi dapat terpasang sesuai kebutuhan yang diinginkan. *Elbow* sendiri dapat memberikan kerugian yang lebih besar dibandingkan pipa lurus dengan panjang ekuivalen yang sama. Kerugian ini diakibatkan adanya *friction loss*, *separation*

loss, dan *secondary flow*. Efek dan besarnya *coefficient loss* tersebut bergantung pada bilangan Reynolds, R_m/D_h , dan *relative roughness* (e/D) Elbow 90° .



Gambar 2. 9 Grafik *Loss Coefficient Elbow* terhadap R_m/D_h dan e/D (Munson, 2009)



Gambar 2. 10 Grafik *Loss Coefficient* terhadap (a) R_m/D_h dan ReD_h dan (b) R_m/D_h dan θ_b (Fox and McDonald, 2011)

Saat aliran melalui *Elbow* terjadi peristiwa *separation flow* yang terpisah dalam 2 region, yaitu *inner* dan *outer radius*. Separasi ini terjadi karena ketidakmampuan aliran mengatasi *adverse pressure gradient* yang berkembang di *inner* dan *outer radius*. Hal ini menyebabkan adanya percepatan aliran di bagian tengah *Elbow* yang mana memiliki efek tambahan pada *flow Pressure drop* (Sutardi, dkk, 2010).

Secondary flow terjadi karena adanya pergerakan fluida dari dinding luar ke arah dinding dalam yang disebabkan perbedaan distribusi tekanan yang terjadi pada sisi *inner* dan *outer wall*. Tekanan statis semakin besar pada sisi *outer wall*. Oleh karena itu, aliran yang melewati *Elbow* tidak sepenuhnya mengikuti aliran utama, sehingga terjadilah aliran sekunder (*secondary flow*).

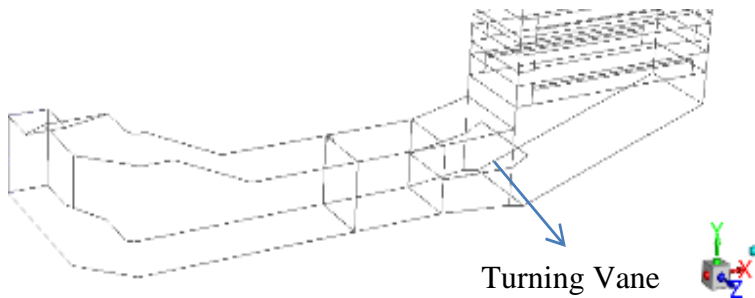
2.7 Penelitian Terdahulu

Penelitian yang dilakukan oleh Medwin (2019) mengenai karakteristik aliran *flue gas* ke HRSG tipe vertikal pada PLTGU Muara Karang dengan variasi sudut *turning vane* pada *inlet transition zone*. *Heat exchanger* dimodelkan sebagai media *Porous* untuk pemodelan *Pressure drop*, sedangkan pemodelan perpindahan energi di *heat exchanger* menggunakan ungroup macro *heat exchanger*, ntu model. Model solver yang digunakan adalah “SIMPLE” dengan pemodelan turbulensi *k-epsilon standard*.

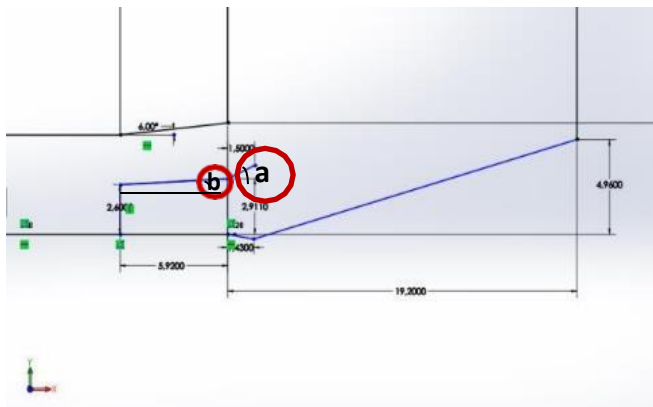
Untuk variasi geometri *turning vane* HRSG yang digunakan medwin dalam melakukan simulasi seperti tabel 2.2 berikut.

Tabel 2. 2 Variasi sudut *turning vane* untuk simulasi

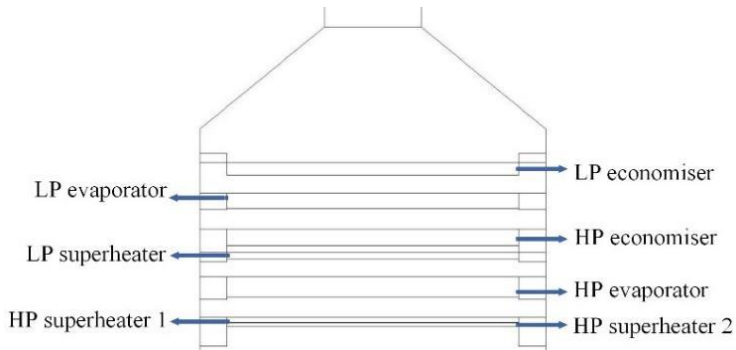
No	Sudut a	Sudut b
1	25	3
2	20	3
3	15	3



Gambar 2. 11 Posisi *turning vane* pada HRSG (Medwin, 2019)

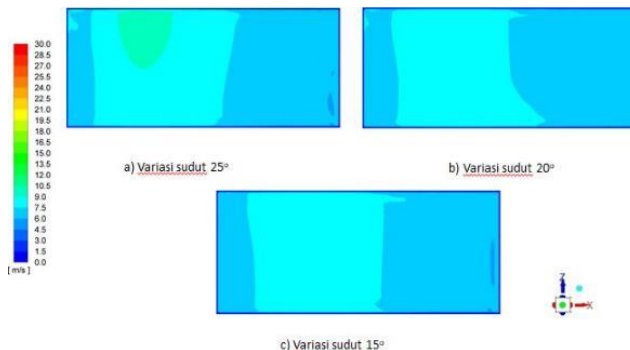


Gambar 2. 12 Sudut a dan b *turning vane* pada HRSG (Medwin, 2019)

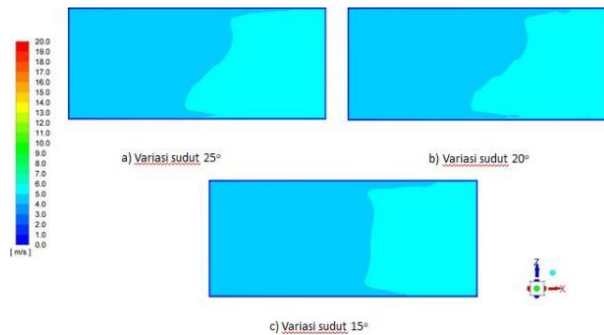


Gambar 2. 13 Susunan model *heat exchanger* (Medwin, 2019)

Hasil yang didapat pada penelitian ini adalah berupa kontur distribusi *temperature*, kecepatan, dan tekanan statik. Sebagai perbandingan yang dihasilkan dari penelitian ini ditampilkan variasi sudut 25° , variasi sudut 20° , dan variasi sudut 15° . Pada gambar dibawah ini didapatkan bahwa distribusi kecepatan *flue gas* dengan variasi sudut 15 derajat lebih baik disbanding varisasi sudut 25 derajat namun kecepatan maksimumnya menurun, terlihat dari warna hijau yang hilang pada gambar untuk variasi sudut 15 derajat.

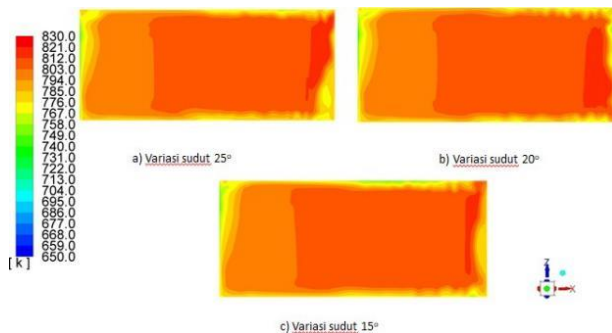


Gambar 2. 14 Distribusi kecepatan *flue gas* di *inlet* HP SH 1.

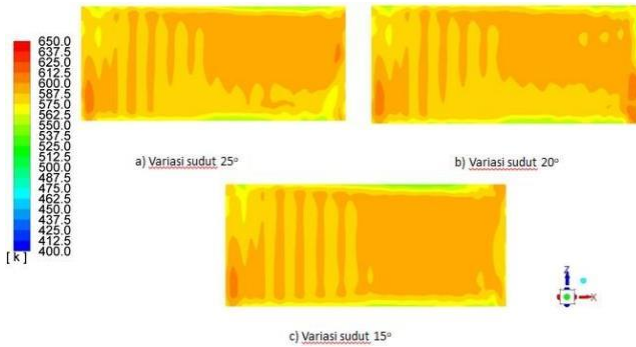


Gambar 2. 15 Distribusi kecepatan *flue gas* di *outlet* HP *Evaporator*.

Hasil yang ditunjukkan pada kontur distribusi temperatur di bawah menunjukkan bahwa pada sudut 15 derajat menampilkan distribusi yang paling baik dibandingkan variasi sudut yang lain. Lebih meratanya distribusi temperatur yang terbentuk menyebabkan serapan kalor di HP *Evaporator* pada variasi sudut 15 derajat ini paling tinggi.

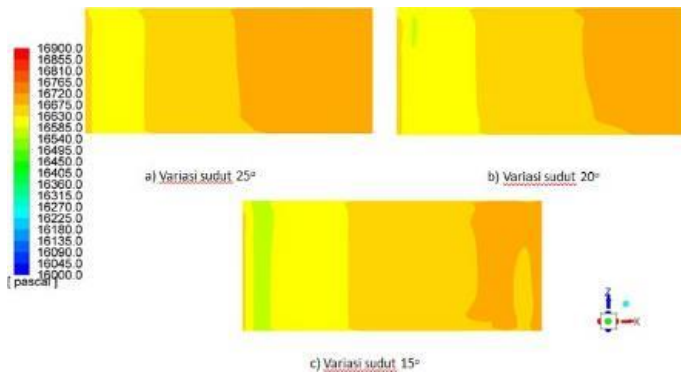


Gambar 2. 16 Distribusi temperatur *flue gas* di sisi *inlet* HP SH 1.



Gambar 2. 17 Distribusi temperatur *outlet flue gas* HP evaporator

Hasil yang ditunjukkan pada kontur distribusi tekanan statik pada *inlet* HP SH 1 di bawah menampilkan bahwa distribusi tekanan statik variasi sudut 15 derajat adalah yang terburuk sedangkan distribusi tekanan yang paling baik adalah variasi sudut 25 derajat. Sedangkan pada *outlet* HP *Evaporator* menampilkan distribusi tekanan statik paling buruk pada variasi sudut 20 derajat.



Gambar 2. 18 Distribusi tekanan statik *flue gas* di *inlet* HP SH 1.



Gambar 2. 19 Distribusi tekanan statik *flue gas* di outlet HP

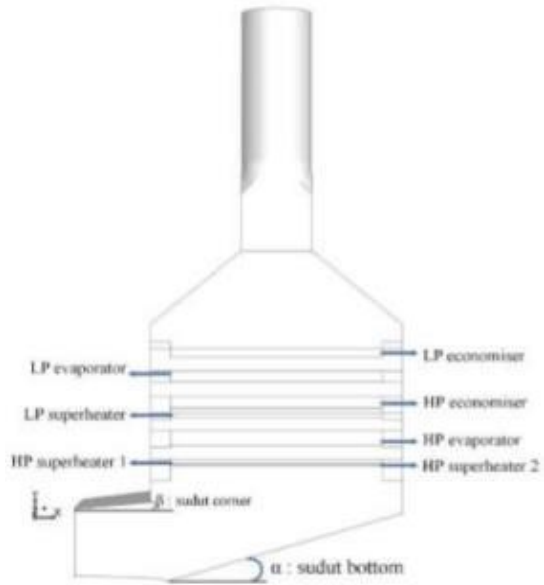
Andika (2018) melakukan penelitian mengenai karakteristik aliran *flue gas* ke HRSG tipe vertikal pada PLTGU Muara Karang dengan variasi sudut *corner* dan banyaknya *turning vane* yang digunakan pada sisi upstream. *Heat exchanger* dimodelkan sebagai media *Porous* untuk pemodelan *Pressure drop*, sedangkan pemodelan perpindahan energi di *heat exchanger* menggunakan *ungroup macro heat exchanger, ntu model*. Model *solver* yang digunakan adalah “SIMPLE” dengan pemodelan turbulensi *k-epsilon standard*.

Andika melakukan simulasi menggunakan Ansys dengan variasi geometri HRSG seperti pada tabel 2.3 berikut.

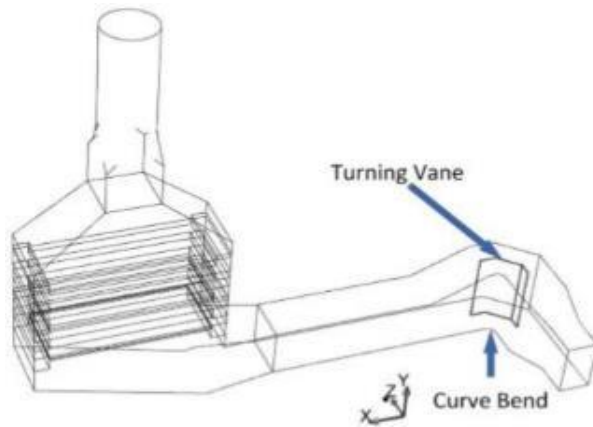
Tabel 2. 3 Variasi sudut *corner* (β) dan *turning vane* untuk simulasi

No	Sudut β	Sudut α	Turning vane	Keterangan
1	6	18		Referensi
2	6	18	1	Menambah 1 <i>turning vane</i> di curve bend
3	6	18	2	Menambah 2 <i>turning vane</i> di curve bend
4	12	18		Mengubah sudut β
5	12	18	1	Mengubah sudut β dan menambah 1 <i>turning vane</i> di curve bend
6	12	18	2	Mengubah sudut β dan menambah 2 <i>turning vane</i> di curve bend

Sumber: (Andika, 2018)

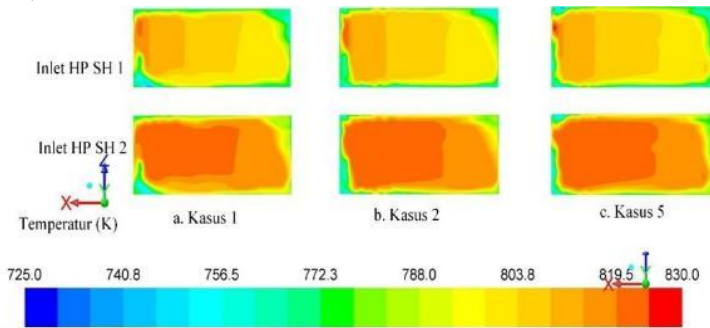


Gambar 2. 20 Susunan modul *heat exchanger* (Andika, 2018).

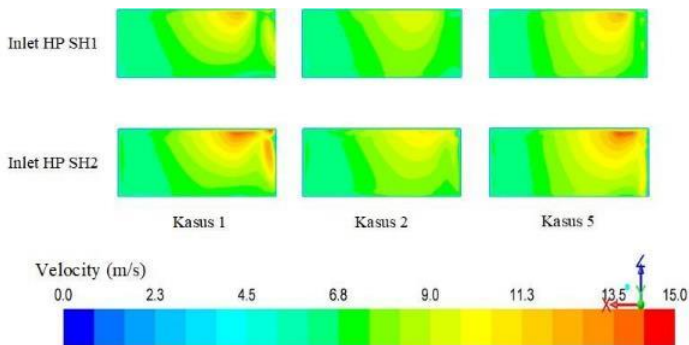


Gambar 2. 21 Lokasi *turning vane* (Andika, 2018).

Hasil yang didapat pada penelitian ini adalah berupa kontur distribusi *temperature*, kecepatan, dan tekanan statik. Hasil dari penelitian ini menampilkan kasus 1, kasus 2, dan kasus 5 sebagai perbandingan. Dari gambar di atas didapatkan bahwa distribusi *temperature* pada kasus 5 lebih baik daripada kasus 1 dan 2.

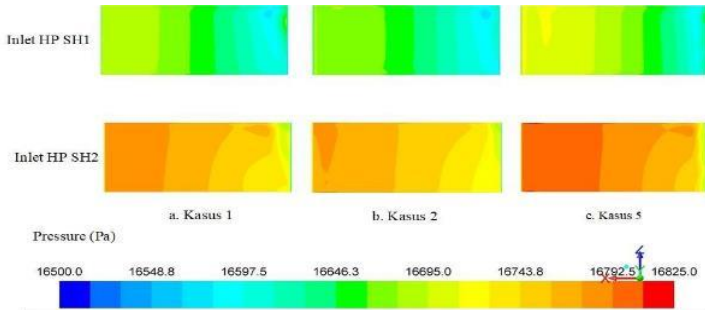


Gambar 2. 22 Kontur distribusi Temperatur *flue gas* di inlet HP SH2 dan HPSH 1 di HRSG (Andika, 2018)



Gambar 2. 23 Kontur distribusi kecepatan *flue gas* di inlet HP SH2 dan HPSH 1 di HRSG (Andika, 2018)

Hasil yang ditunjukkan pada kontur distribusi kecepatan di atas menunjukkan bahwa distribusi kecepatan pada kasus 2 paling baik namun kecepatan maksimumnya lebih rendah dari kasus 1. Dari hasil ini menunjukkan bahwa penambahan *turning vane* dapat memperbaiki distribusi aliran *flue gas*.



Gambar 2. 24 Kontur distribusi tekanan statik *flue gas* di *inlet* HP SH2 dan HPSH 1 di HRSG (Andika, 2018)

Hasil yang ditunjukkan pada kontur distribusi tekanan statik di atas menunjukkan bahwa distribusi *pressure static* pada kasus 5 paling baik dibandingkan dengan kasus 1 dan 2. Dari hasil analisis, Andika menyimpulkan bahwa perubahan sudut *corner* dari 6° menjadi 12° disertai dengan penambahan 1 buah *turning vane* di sisi *Elbow* mampu menghasilkan distribusi *temperature* dan kecepatan lebih baik serta mengurangi besarnya aliran sekunder secara efektif.

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1 Tahap – tahap Penelitian

Metodologi untuk menyelesaikan penelitian simulasi aliran *flue gas* di HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 dengan *software* Ansys *Fluent* 19.1 secara garis besar adalah sebagai berikut:

a. Studi Literatur

Studi literatur dilakukan dengan mengumpulkan *journal*, *e-book*, maupun hasil penelitian terdahulu yang berkaitan dengan tema tugas akhir, yaitu distribusi temperatur, aliran fluida di dalam HRSG.

b. Pengumpulan Data

Data yang dikumpulkan merupakan data primer dan sekunder. Data – data tersebut antara lain adalah data desain HRSG, turbin *gas*, serta data operasi PLTGU Muara Karang blok 1.

c. Pemodelan dan Simulasi

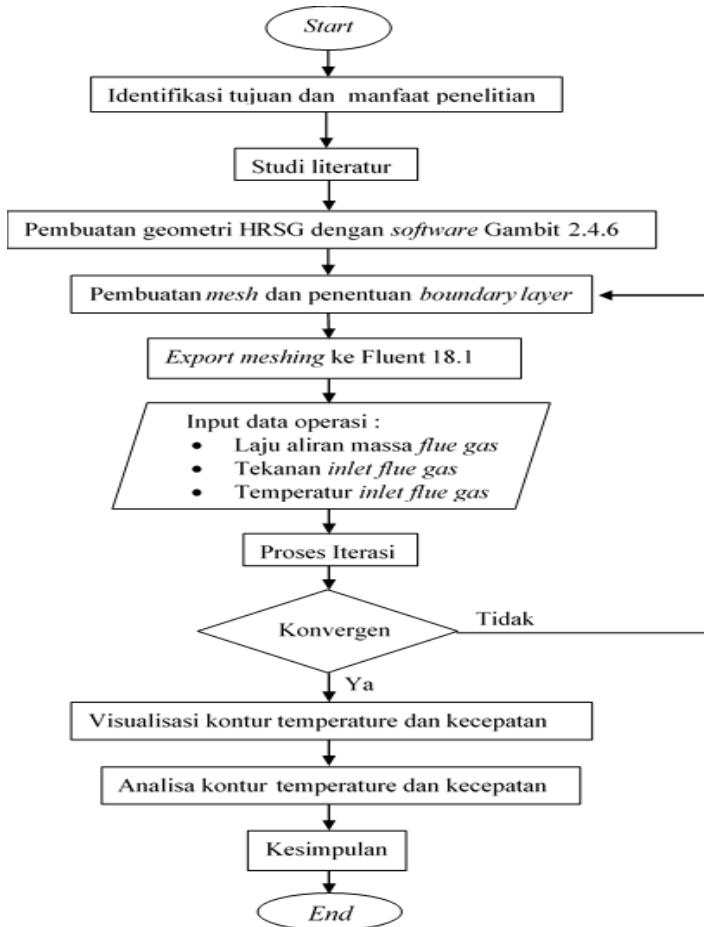
Pemodelan dilakukan dengan menggunakan *software* Gambit 2.4.6. Simulasi numerik dilakukan dengan *software* *software* Ansys *Fluent* 19.1. Dalam tahap ini terdapat tiga proses yaitu: *PreProcessing*, *solver*, *Post-Processing*. Penelitian ini dititikberatkan pada distribusi aliran fluida, distribusi temperatur *flue gas* di HRSG.

d. Penyusunan Laporan

Laporan akhir penyusunan tugas akhir terdiri atas pendahuluan, tinjauan pustaka, metodologi penelitian, analisa dan pembahasan serta kesimpulan dan saran dari penelitian ini.

3.2 Diagram Alir Penelitian

Diagram Alir penelitian ditunjukkan seperti gambar berikut ini:



Gambar 3. 1 Diagram Alir penelitian HRSG

3.3 Pemodelan dan Simulasi

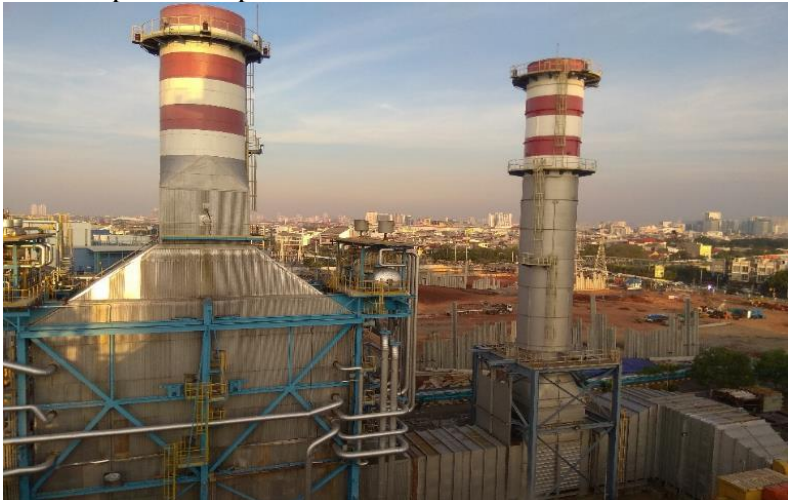
Pada penelitian ini akan dilakukan pemodelan dan simulasi numerik pada HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 sesuai dengan beban yang ada di turbin *gas*. Hasil simulasi akan divalidasi dengan data operasi yang ada.

Pada penelitian ini juga dilakukan pemodelan dan simulasi pada HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 dengan penambahan 2 *turning vane* di *transition zone inlet*. Hasil simulasi akan dibandingkan dengan HRSG blok 1 tanpa penambahan 2 *turning vane* di *transition zone inlet*.

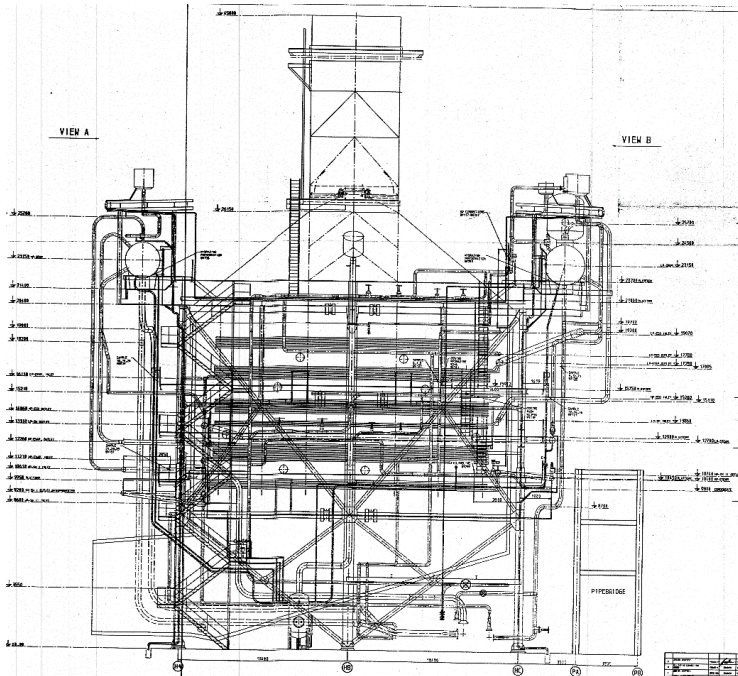
3.3.1 Tahap *Pre-Processing*

Tahap pertama dari permodelan menggunakan *Computational Fluid Dynamic* (CFD) yaitu tahap *pre-Processing*. Pada tahap ini akan dilakukan pembuatan geometri dari HRSG, pembuatan *Meshing* dan penentuan *boundary condition* HRSG PLTGU Muara Karang blok 1.

Foto dan gambar teknik dari HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 dapat dilihat pada Gambar 3.2 dan Gambar 3.3 berikut ini:



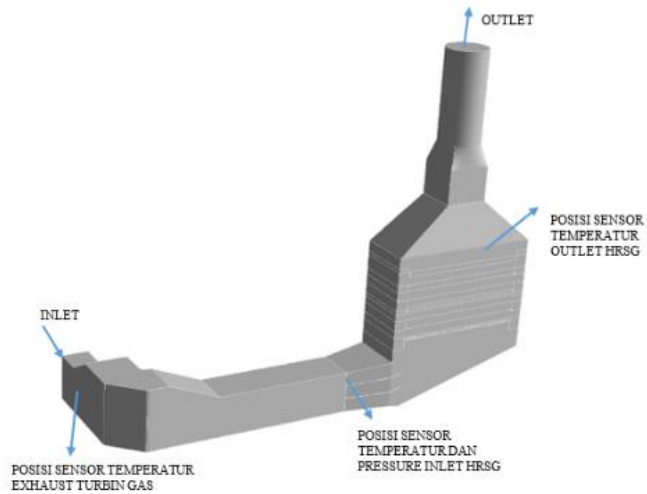
Gambar 3. 2 HRSG PLTGU Muara Karang blok 1



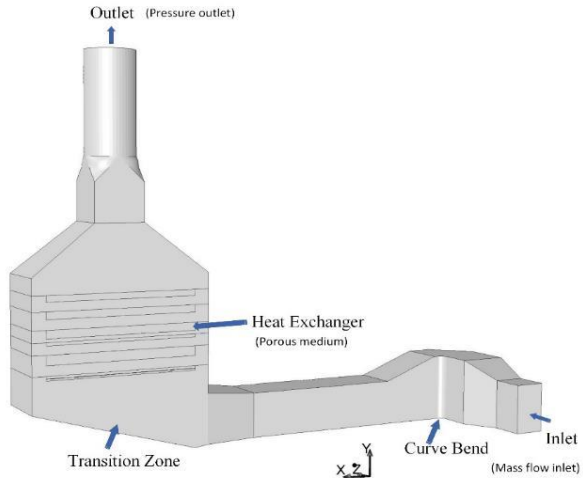
Gambar 3. 3 Gambar Teknik HRSG PLTGU Muara Karang blok 1

3.3.1.1 Domain Pemodelan

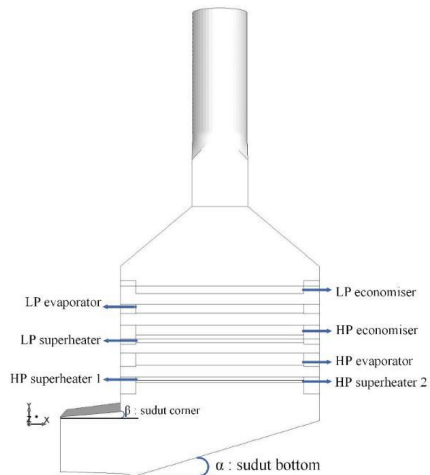
Domain dari pemodelan ini secara garis besar terdiri dari 3 bagian: *inlet HRSG*, *heat exchanger* dan *outlet HRSG*. *Inlet HRSG* didefinisikan sebagai *mass flow inlet*. *Outlet HRSG* didefinisikan sebagai *pressure outlet*. *Heat exchanger* dimodelkan sebagai *Porous medium* untuk memodelkan. *Pressure drop* dan penyerapan kalor dimodelkan dengan *heat exchanger macro model (ntu model, fix inlet temperature)*. Susunan pemodelan dapat dilihat pada Gambar 3.4 (a), (b), dan (c). *Heat exchanger* terdiri atas *high pressure superheater 2 (HPSH 2)*, *high pressure superheater 1 (HPSH 1)*, *high pressure Evaporator (HP-EVAP)*, *low pressure superheater (LPSH)*, *high pressure economizer (HP-ECO)*, *low pressure Evaporator (LP-EVAP)*, *low pressure economizer (LP-ECO)*.



- a. Posisi sensor temperatur, tekanan dan CEMS di HRSG PLTGU Muara Karang blok 1.



- b. Susunan *Ducting* dan HRSG di pemodelan

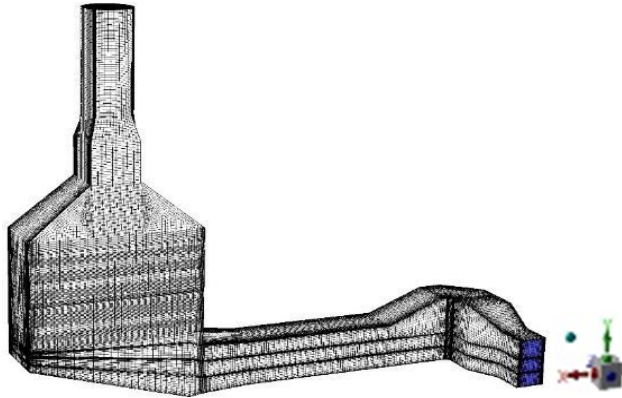


- c. Sudut *corner* β dan sudut bottom α HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 serta susunan HE di pemodelan.

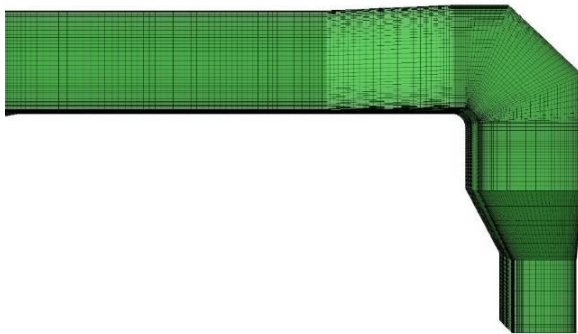
Gambar 3. 4 Susunan *Heat exchanger* di HRSG PLTGU Muara Karang blok 1

3.3.1.2 Meshing

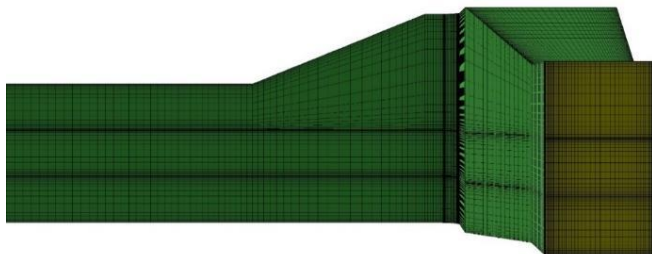
Aliran *flue gas* didalam HRSG dibagi menjadi elemen - elemen (*control volume*) kecil (*Meshing*) untuk dimodelkan dalam *fluent*. Proses *Meshing* menggunakan *software* GAMBIT 2.4.6. *Meshing* dilakukan bertahap dari garis ke bidang atau *face* dan dari *face* ke volume. *Mesh* terdiri dari *hexahedral map*, *hexahedral cooper*, *tetrahedral Tgrid*. Visual *Meshing* dapat dilihat pada Gambar 3.6 berikut ini.



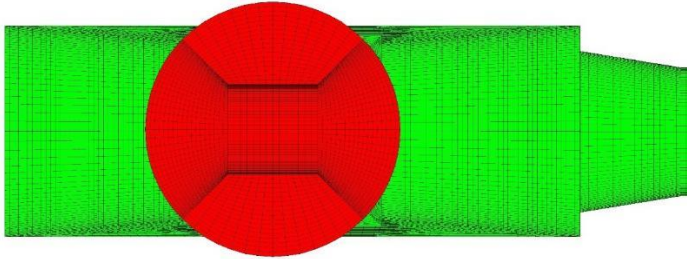
Gambar 3. 5 *Meshing* HRSG



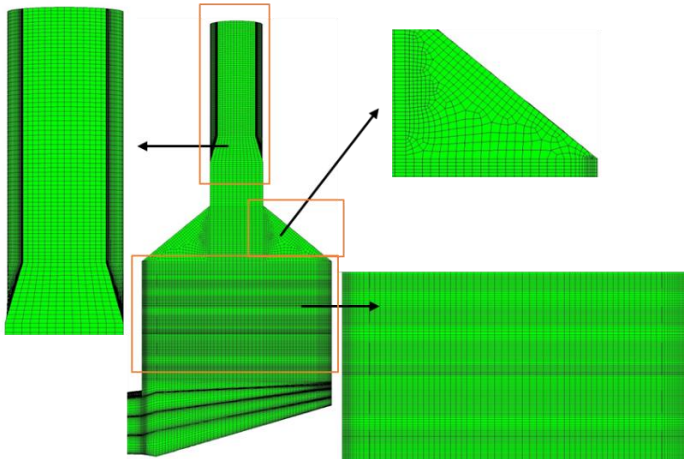
Gambar 3. 6 *Meshing Ducting* HRSG Tampak Atas (Y+)



Gambar 3. 7 *Meshing Ducting* HRSG Tampak Belakang (Z-)



Gambar 3. 8 Meshing Badan HRSG Tampak Atas (Y+)



Gambar 3. 9 Meshing Badan HRSG Tampak Depan (Z+)

3.3.2 Tahap Processing

Tahap *Processing* adalah tahap simulasi dari model yang telah dibuat. *Processing* dilakukan menggunakan *software Computational Fluid Dynamic (CFD)*. Tahap *Processing* terdiri dari beberapa proses antara lain: *model, material, cell zone condition, boundary condition, solution, initialize*.

Rencana model yang akan digunakan dalam *Ansys fluent* secara umum dapat digambarkan di Tabel 3.1 sebagai berikut:

Tabel 3. 1 Pemodelan numerik pada HRSG vertikal PLTGU Muara Karang blok 1

Model	Nilai	Keterangan
Energy Equation	On	Penelitian melibatkan perpindahan panas antara <i>flue gas</i> dengan air dan <i>flue gas</i> dengan uap
<i>Viscous</i>	k- ϵ standar dengan <i>Standard Wall Fn</i>	Untuk aliran <i>fully</i> turbulen, sesuai penelitian Hedge, dkk (2007)
<i>Heat exchanger</i>	On	Data performance <i>heat exchanger</i> di dapat dari kondisi operasi tanggal 29 Agustus 1995

Pada *Cell Zone Condition heat exchanger* dimodelkan sebagai *Porous medium*. Hal ini memudahkan dalam proses pembuatan model dan perhitungan. Pada *Porous zone* akan didefinisikan *inertial resistance* dan *Viscous resistance* dari *heat exchanger* berdasarkan data *heat exchanger* yang ada.

Boundary condition adalah batasan nilai dan kondisi yang diberikan pada domain model agar simulasi yang dijalankan sesuai dengan kondisi aktual di lapangan. *Boundary condition* pada model yang dibuat antara lain, *inlet* diberikan nilai *mass flow*, *pressure* dan *temperature inlet*. *Heat exchanger* dimodelkan sebagai *Porous medium* dengan *inertial* dan *Viscous resistance*. Sedangkan *outlet* diberi batasan sebagai *pressure outlet*.

Komposisi bahan bakar gas yang mengalir ke PLTGU Muara Karang blok 1 tanggal 29 Agustus 1995 dapat dilihat pada Tabel 3.4. Data bahan bakar gas yang mengalir dapat dilihat pada Tabel 3.2.

Tabel 3. 2 Data bahan bakar untuk produksi 103,3 MW turbin gas

No	Data Bahan Bakar <i>Gas</i>	Nilai	Satuan
1	Laju energi	1083,042	MMBTU/hr
2	Laju massa	6,547	kg/s
3	Nilai kalor	1083,13	Btu/SCF
4	Spesific gravity	0,6795	

Sumber: Laporan analisa *gas* di stasiun pengukuran *gas* PLN-Muara Karang tanggal 26 Agustus 1995 oleh PT. Pertamina.

Laju aliran udara ke turbin gas terbagi menjadi udara bakar dan udara pendingin sudu turbin (*bucket*), yang mana akhirnya produk pembakaran dan udara pendingin menjadi satu menuju HRSG. Sehingga banyaknya laju aliran udara untuk pembakaran dan udara untuk pendingin sudu turbin dapat dilihat pada Tabel 3.3.

Tabel 3. 3 Laju bahan bakar, udara dan *flue gas*

NO	Item	kg/s
1	Laju <i>Flue gas</i>	389,861
2	Laju Bahan Bakar	6,547
3	Laju udara bakar dan pendingin sudu	383,314

Komposisi *flue gas* yang masuk HRSG dapat dilihat pada Tabel 3.4 berikut ini.

Tabel 3. 4 Komposisi *flue gas* atau gas buang masuk HRSG

<i>Flue gas</i>	kmol/s	fraksi mol	kg/s	fraksi massa
CO ₂	0,384	0,028	16,916	0,044
O ₂	2,010	0,147	64,307	0,166
N ₂	10,249	0,748	286,975	0,741
H ₂ O	1,066	0,078	19,186	0,050

Dengan komposisi gas buang yang terdapat pada Tabel 3.4 dan kalor spesifik yang terdapat pada Tabel 3.5, maka dapat disusun persamaan kapasitas kalor spesifik C_p terhadap temperatur *flue gas* berdasarkan Persamaan 2.6 dan 2.7 sebagai berikut ini.

$$C_p = -0,000000831024T_g^3 + 0,001704426701T_g^2 - 0,884606652862T_g + 1206,18580552908 \dots\dots\dots (3.1)$$

Yang mana:

T_g: Temperatur *flue gas*

Kapasitas kalor spesifik (Cp) masing masing *gas* tersebut dapat dilihat pada *table 3.5* berikut ini.

Tabel 3. 5 Kapasitas kalor spesifik (Cp) masing-masing gas

No	Gas	Cp (kJ/kgK) pada Temperatur (K)					Sumber
		373,15	380	450	650	850	
1	CO2	0,920	0,926	0,978	1,102	1,187	Incropera, dkk, 2007
2	O2	0,935	0,937	0,956	1,017	1,064	Incropera, dkk, 2007
3	N2	1,043	1,044	1,049	1,086	1,133	Incropera, dkk, 2007
4	H2O	2,076	2,060	1,980	2,056	2,186	Incropera, dkk, 2007

Massa jenis *flue gas* dapat disusun dari massa jenis masing-masing komponen *flue gas* berdasarkan fraksi volume. Massa jenis komponen *flue gas* dapat didekati dengan gas ideal.

$$p = \frac{n\bar{R}T}{V} \dots\dots\dots(3.2)$$

Yang mana:

p: tekanan statik *flue gas* (Pascal)

n: mol gas

\bar{R} : tetapan gas ideal (8314 J/kmolK)

T: temperatur fluida gas (K)

V: volume gas (m³)

Tekanan *flue gas* masuk HRSG sebesar 167,53 mBar. Berdasarkan Persamaan 3.2 dan Tabel 3.4 maka dapat dihitung volume masing-masing komponen *gas* buang yang ditulis pada Tabel 3.6 berikut ini:

Tabel 3. 6 Volume masing-masing *gas* di gas buang

<i>Gas</i>	massa	volume (m ³ /hr) pada Temperatur (K)				
	kg/hr	373,15	380	450	650	850
CO ₂	16,92	10,10	10,29	12,18	17,60	23,01
O ₂	64,31	52,80	53,77	63,67	91,97	120,27
N ₂	286,96	269,28	274,23	324,74	469,07	613,40
H ₂ O	19,19	28,01	28,52	33,77	48,78	63,79
Total	387,39	360,19	366,80	434,37	627,42	820,48

Persamaan massa jenis *flue gas* terhadap temperatur adalah sebagai berikut:

$$\rho = -0,000000003706T_g^3 + 0,000008969576T_g^2 - 0,00792637229T + 3,025611703713 \dots\dots\dots (3.3)$$

Viskositas dinamik (μ) *flue gas* bergantung pada *gas-gas* penyusun *flue gas*. Viskositas dinamik masing-masing komponen *gas* buang dapat dilihat pada Tabel 3.8. Berdasarkan Tabel 3.8 dan fraksi massa, maka persamaan untuk viskositas dinamik *flue gas* μ dapat ditulis sebagai berikut:

$$\mu = 0,0000000000000156T_g^3 - 0,0000000000435531T_g^2 + 0,0000000683220466T_g + 0,0000007322303275 \dots\dots\dots (3.4)$$

Tabel 3. 7 Viskositas dinamik masing-masing *gas*

<i>Gas</i>	Viskositas (kg/m-s) (10 ⁻⁶) pada temperatur (K)					Sumber
	373,15	380	450	650	850	
CO ₂	17,826	18,1	21	28,8	35,3	Incropera, dkk, 2007
O ₂	24,494	24,832	28,14	36,225	43,12	Incropera, dkk, 2007
N ₂	20,945	21,224	23,96	30,59	36,22	Incropera, dkk, 2007
H ₂ O	12,46	12,71	15,25	22,47	29,69	Incropera, dkk, 2007

Konduktivitas (k) *flue gas* bergantung pada *gas-gas* penyusun *flue gas*. Konduktivitas masing-masing komponen gas buang dapat dilihat pada Tabel 3.9.

Tabel 3. 8 Konduktivitas masing-masing gas

Gas	Konduktivitas (W/mK) pada Temperatur (K)					Sumber
	373,15	380	450	650	850	
CO ₂	0,0222	0,0228	0,0283	0,0445	0,0585	Incropera, dkk, 2007
O ₂	0,0312	0,0316	0,0363	0,0501	0,0619	Incropera, dkk, 2007
N ₂	0,0309	0,0313	0,0358	0,0473	0,0573	Incropera, dkk, 2007
H ₂ O	0,0270	0,0246	0,0299	0,0464	0,0637	Incropera, dkk, 2007

Berdasarkan Tabel 3.8 dan fraksi massa, maka persamaan untuk konduktivitas *flue gas* μ dapat ditulis sebagai berikut:

$$k = -0,000000018799T^2 + 0,000081717917T + 0,002411316026 \quad (3.5)$$

Untuk menghitung porositas, maka diperlukan data-data desain dari sebuah HRSG. Panjang HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 adalah 16,2 m dan lebar 7,05 m. Data spesifikasi HRSG PLTGU Muara Karang blok 1 dapat dilihat pada Tabel 3.9 berikut ini.

Tabel 3. 9 Spesifikasi HRSG PLTGU Muara Karang blok 1

a. Spesifikasi *tube*

N O	HE	<i>Tube</i>					
		Jumlah	Tebal	Diameter	Material	Baris	kolom
			mm	mm			
1	HP SH2	261	4,0	31,8	10CrMo910	3	87
2	HP SH1	348	3,2	31,8	13CrMo44	4	87
3	HP Evap	1392	3,2	31,8	St35,8/III	16	87
4	LP SH	564	2,6	38	St35,8/I	6	94
5	HP Eco	1222	3,2	31,8	St35,8/III	13	94
6	LP Evap	1128	2,6	31,8	St35,8/I	12	94
7	LP eco	940	2,6	31,8	St35,8/I	10	94

b. Spesifikasi *fin*

NO	HE	<i>Fin</i>			S _L	S _T
		Jarak antara	Diameter	tebal		
		mm	mm	mm		
1	HP SH2	4,8	61,7	1,3	70	80
2	HP SH1	4,8	61,7	1,3	70	80
3	HP Evap	4,9	62,9	0,7	70	80
4	LP SH	-	38	-	60	74
5	HP Eco	4,1	61	2,3	71	74
6	LP Evap	3,9	60	1,3	70	74
7	LP eco	3,9	58,6	1,2	71	74

Sumber: Operation and Maintenance Instruction for Muara Karang Combined Cycled Power Plant, HRSG Operating and Commisioning Manual II, 31 Oktober 1995

Berdasarkan Persamaan 2.21, maka porositas dari setiap *heat exchanger* di HRSG dapat dihitung dan ditabelkan pada Tabel 3.12

Data aliran sisi uap di HRSG 1.1 PLTGU Muara Karang PLTGU blok 1 tanggal 29 Agustus 1995 saat produksi turbin *gas* 103,3 MW dapat dilihat pada Tabel 3.10 berikut ini.

Tabel 3. 10 Data operasi HRSG 1.1 sisi uap tanggal 29 Agustus 1995

HE	Laju massa	Masuk			Keluar		
	kg/s	P bar	T (°C)	T (K)	P bar	T (°C)	T (K)
HP SH2	47,206	85,7	473	746,15	85,7	524,3	797,45
HP SH1	47,206	89,8	304,1	577,25	85,7	473	746,15
HP evap	47,206	89,8	295	568,15	89,8	304,1	577,25
LP SH	12,308	5,52	162,2	435,35	5,52	313	586,15
HP eco	47,206	119,24	152	425,15	89,8	295	568,15
LP Evap	12,308	5,52	152	425,15	5,52	162,2	435,35
LP Eco	59,514	25,4	39	312,15	5,52	152	425,15

Sumber: Data *reliability run* HSRG 1.1 PLTGU Muara Karang blok 1 tanggal 29 Agustus 1995

Penyerapan energi setiap *heat exchanger* dan prosentase penyerapan energi setiap *heat exchanger* terhadap penyerapan energi total di *heat exchanger* dapat dilihat pada Tabel 3.11

Tabel 3. 11 Penyerapan kalor di setiap HE HRSG 1.1

HE	Enthalpy kJ/kgK		Laju massa	Q (Kalor)	
	In	out	kg/s	kW	% Penyerapan
HP SH2	3321	3451	47,206	6136,722	3,22
HP SH1	2741	3321	47,206	27379,222	14,36
HP evap	1315	2741	47,206	67315,122	35,30
LP SH	2761	3087	12,308	4012,517	2,10
HP eco	647,9	1315	47,206	31490,826	16,51
LP Evap	640,9	2761	12,308	26094,898	13,68
LP Eco	165,7	640,9	59,514	28281,000	14,83
Total			272,953	190710,307	100,00

Tabel 3. 12 Prosentase penyerapan kalor dan *porosity* pada *heat exchanger* HRSG 1.1 PLTGU Muara Karang blok 1

No-mor	<i>Heat exchanger</i>	Jumlah <i>tube</i>	Diameter <i>tube</i> (mm)	Tebal <i>tube</i> (mm)	Penyerapan kalor (%)	<i>Porosity</i>
1	HP Superheater 2	261	31,8	4,0	3,22	0,745
2	HP Superheater 1	348	31,8	3,2	14,36	0,748
3	HP <i>Evaporator</i>	1392	31,8	3,2	35,30	0,801
4	LP Superheater	564	38,0	2,6	2,10	0,732
5	HP Economiser	1222	31,8	3,2	16,51	0,623
6	LP <i>Evaporator</i>	1128	31,8	2,6	13,68	0,716
7	LP Economiser	940	31,8	2,6	14,83	0,736

Pada *Cell Zone Condition heat exchanger* dimodelkan sebagai *Porous medium*. Hal ini memudahkan dalam proses pembuatan model dan perhitungan. Pada *Porous zone* akan didefinisikan *inertial resistance* dan *Viscous resistance* dari *heat exchanger* berdasarkan data *heat exchanger* yang ada. Prosentase penyerapan kalor dan *porosity heat exchanger* dapat dilihat pada Tabel 3.12.

Boundary condition adalah batasan nilai dan kondisi yang diberikan pada domain model agar simulasi yang dijalankan sesuai dengan kondisi aktual di lapangan. *Boundary condition* pada model yang dibuat antara lain: *inlet* diberikan nilai *mass flow*, *pressure* dan *temperature inlet*. *Heat exchanger* dimodelkan sebagai *Porous medium* dengan *inertial* dan *Viscous resistance*. Sedangkan *outlet* diberi batasan sebagai *pressure outlet*.

Berikut ini Tabel 3.13 berisi data *flue gas* yang mengalir di HRSG 1.1 dan udara luar. Data properties bahan bakar dapat dilihat pada Tabel 3.14.

Tabel 3. 13 Data *flue gas* yang mengalir ke HRSG

No	Data <i>Flue gas</i> dan Udara	Nilai	Satuan
1	Temperatur <i>flue gas</i> keluar turbin gas	548,79	°C
2	Temperatur <i>flue gas</i> masuk HRSG	541,3	°C
3	Pressure <i>flue gas</i> masuk HRSG	167,53	mBar
4	Temperatur <i>flue gas</i> keluar HRSG	104,5	°C
5	<i>Flowrate flue gas</i>	1403,5	ton/hr
6	Temperatur udara luar	30,2	°C
7	Kelembapan relatif udara	65	%

Sumber: Data reliability run HSRG 1.1 PLTGU Muara Karang blok 1 tanggal 29 Agustus 1995

Tabel 3. 14 Data bahan bakar yang mengalir ke gas turbin 1.1 PLTGU Muara Karang Blok 1

No	Data Bahan Bakar Gas	Nilai	Satuan
1	Laju energi	1083,042	MMBTU/hr
2	Laju massa	6,547	kg/s
3	Nilai kalor	1083,13	Btu/SCF
4	<i>Spesific gravity</i>	0,6795	

Berdasarkan data penyerapan kalor oleh setiap *heat exchanger* di Tabel 3.11, maka dapat dilakukan perhitungan temperatur *flue gas* yang melewati rangkaian *heat exchanger*. Temperatur *flue gas* yang melewati rangkaian *heat exchanger* dapat dilihat pada Tabel 3.17

Tabel 3. 15 Temperatur *flue gas* yang melewati jajaran *heat exchanger*

HE	Q HE tot	<i>flue gas</i>	Cp	T. f. gas in	T.f. gas out
	kW	kg/s	kJ/kgK	K	K
HP SH2	6136,72	389,861	1,166	814,5	800,9
HP SH1	27379,22	389,861	1,156	800,9	740,2
HP Evap	67315,12	389,861	1,127	740,2	587,1
LP SH	4012,52	389,861	1,106	587,1	577,8
HP Eco	31490,83	389,861	1,096	577,8	504,0
LP Evap	26094,90	389,861	1,082	504,0	442,2
LP Eco	28281,00	389,861	1,073	442,2	374,6

Untuk mendapatkan faktor *permeability* dan faktor *resistance* yang digunakan untuk pemodelan di *porous medium*, maka perlu diperlukan beberapa data kecepatan terhadap *Pressure drop* (Δp) di *heat exchanger*. *Pressure drop* merupakan hasil perhitungan. Untuk menghitung *Pressure drop* di setiap *heat exchanger* maka digunakan data dari Tabel 3.9 dan Tabel 3.15, persamaan yang digunakan adalah Persamaan 2.10 serta persamaan 2.14. Persamaan 2.10 digunakan untuk menghitung *Pressure drop* di *low pressure superheater* dikarenakan tidak terdapat *fin*, sedangkan *heat exchanger* yang lain menggunakan Persamaan 2.14 dikarenakan terdapat *fin*. Hasil perhitungan untuk tanggal 29 Agustus 1995, dapat dilihat pada Tabel 3.16.

Tabel 3. 16 *Pressure drop flue gas* di setiap *heat exchanger* tanggal 29 Agustus 1995

HE	T gas in	V	V maks	d*	Reynold	Cz	de	Δp
	K	m/s	m/s	mm	d*		mm	Pa
HP SH2	814,45	6,59	10,95	45,37	7156,47	1,429	11,09	119,08
HP SH1	800,94	6,48	10,75	45,37	7234,04	1,332	11,09	144,98
HP Evap	740,19	5,99	9,94	46,53	7806,02	1,084	11,91	422,27
LP SH	586,98	4,78	9,83	38,00	9199,15	1,224		77,59
HP Eco	577,65	4,70	8,25	44,86	9366,06	1,103	6,36	349,25
LP Evap	503,88	4,09	7,17	43,92	10073,88	1,112	7,97	257,53
LP Eco	441,96	3,58	6,27	42,51	10706,96	1,134	8,63	182,31
Total								1553,01

Beberapa data tambahan yang digunakan untuk menghitung *Pressure drop* pada kecepatan yang berbeda untuk setiap *heat exchanger* dapat dilihat pada Tabel 3.17.

Tabel 3. 17 Data *flue gas* dan udara luar di HRSG 1.1 pada berbagai beban turbin gas

No	Data <i>Flue gas</i> dan Udara	Data				Satuan
		04-Jan-18	05-Jan-18	05-Jan-18	12-Jan-18	
		10.00 WIB	11.30 WIB	17.00 WIB	19.00 WIB	
1	Produksi gas turbin	79,25	79,87	79,7	96,77	MW
2	T. <i>flue gas out</i> turbin gas	549,13	554,74	554,51	554,97	°C
3	T. <i>flue gas in</i> HRSG	534,53	543,17	544	544,65	°C
4	P. <i>flue gas in</i> HRSG	226,8	223,9	222,95	286,35	mBar
5	T. <i>flue gas</i> keluar HRSG	144,14	147,42	146,77	150,61	°C
6	Flowrate <i>flue gas</i>	1448,57	1505,26	1505,26	1610,6	ton/hr
7	T. Udara luar	31,39	31,42	31,41	31,42	°C
8	RH udara	62	62	62	62	%

Sumber: DCS PLTGU Muara Karang blok 1

Pressure drop flue gas yang melewati *heat exchanger* di HRSG dapat dilihat pada Tabel 3.18 berikut ini.

Tabel 3. 18 *Pressure drop flue gas* melewati *heat exchanger*

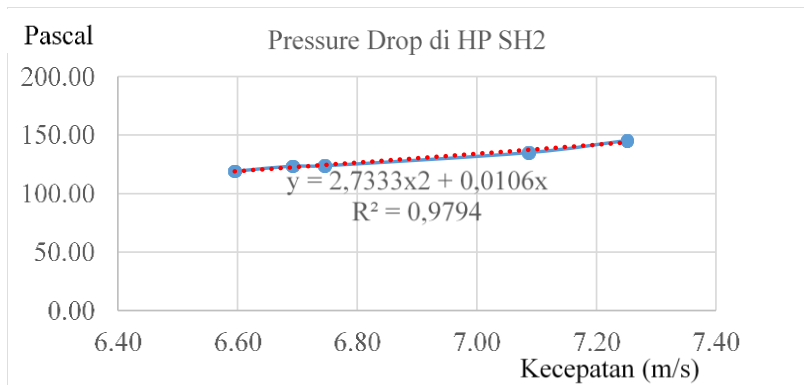
HE	<i>Pressure drop</i> (Pascal)				
	29-Aug-95	04-Jan-18	05-Jan-18	05-Jan-18	12-Jan-18
	22.41 WIB	10.00 WIB	11.30 WIB	17.00 WIB	19.00 WIB
HP SH2	119,08	123,59	135,05	123,85	145,42
HP SH1	144,98	151,27	164,96	150,99	177,75
HP Evap	422,27	450,68	490,63	449,08	528,92
LP SH	77,59	86,49	95,10	86,22	103,82
HP Eco	349,25	387,79	423,45	388,75	457,47
LP Evap	257,53	298,58	325,13	299,25	354,09
LP Eco	182,31	211,59	231,46	212,37	253,56
Total	1553,01	1709,99	1865,78	1710,50	2021,03

Untuk mendapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 di HP SH2, maka perlu disusun *Pressure drop*

(Δp) terhadap kecepatan seperti yang terdapat pada Tabel 3.19 berikut ini.

Tabel 3. 19 *Pressure drop* terhadap kecepatan *flue gas* di HP SH2

NO	Properties	Satuan	29- Aug-95	04-Jan- 18	05-Jan- 18	05-Jan- 18	12-Jan- 18
			22.41 WIB	10.00 WIB	17.00 WIB	11.30 WIB	19.00 WIB
1	Velocity	m/s	6,59	6,69	6,75	7,09	7,25
2	Δp	Pa	119,08	123,59	123,85	135,05	145,42



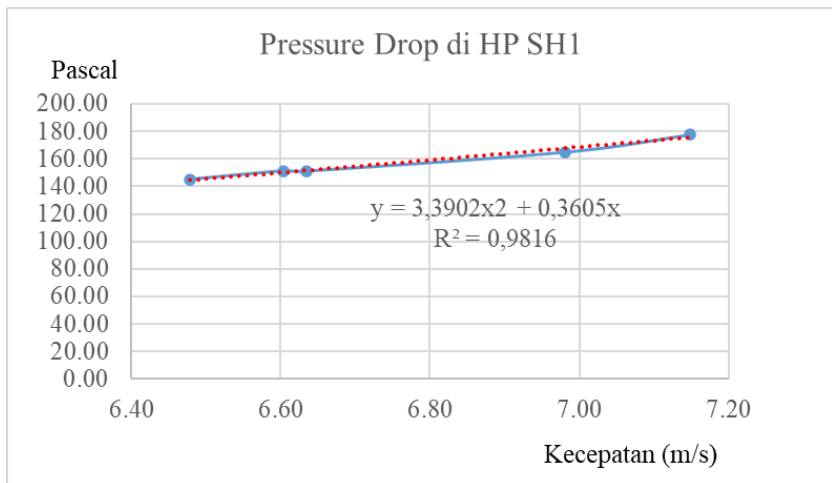
Gambar 3. 10 Grafik *Pressure drop* di HP SH2 terhadap kecepatan *flue gas*

Dari persamaan $y = 2,733x^2 + 0,0106x$ dan Persamaan 2.18 maka didapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 untuk HP SH2 yang terdapat pada Tabel 3.26.

Untuk mendapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 di HP SH1, maka perlu disusun *Pressure drop* (Δp) terhadap kecepatan seperti yang terdapat pada Tabel 3.20 berikut ini.

Tabel 3. 20 *Pressure drop* terhadap kecepatan *flue gas* di HP SH1

NO	Properties	Satuan	29-Aug-95	04-Jan-18	05-Jan-18	05-Jan-18	12-Jan-18
			22.41 WIB	10.00 WIB	17.00 WIB	11.30 WIB	19.00 WIB
1	Velocity	m/s	6,48	6,60	6,63	6,98	7,15
2	Δp	Pa	144,98	151,27	150,99	164,96	177,75

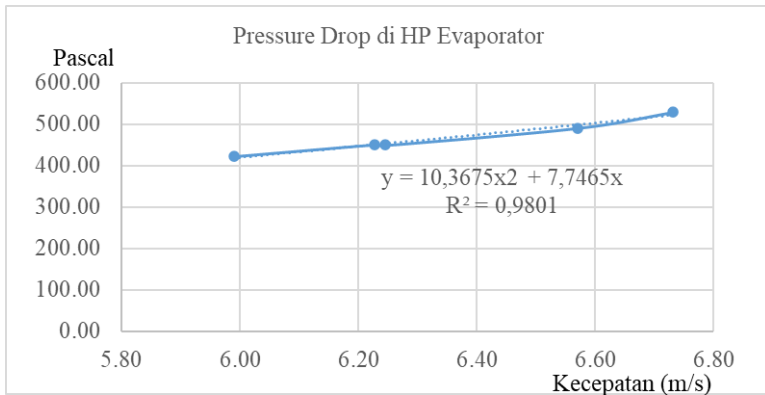
Gambar 3. 11 Grafik *Pressure drop* di HP SH1 terhadap kecepatan *flue gas*

Dari persamaan $y = 3,3902x^2 + 0,3605x$ dan Persamaan 2.18 maka didapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 untuk HP SH1 yang terdapat pada Tabel 3.26.

Untuk mendapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 di HP *Evaporator*, maka perlu disusun *Pressure drop* (Δp) terhadap kecepatan seperti yang terdapat pada Tabel 3.21 berikut ini.

Tabel 3. 21 *Pressure drop* terhadap kecepatan *flue gas* di HP *Evaporator*

NO	<i>Properties</i>	Satuan	29-Aug-95	04-Jan-18	05-Jan-18	05-Jan-18	12-Jan-18
			22.41 WIB	10.00 WIB	17.00 WIB	11.30 WIB	19.00 WIB
1	<i>Velocity</i>	m/s	5,99	6,23	6,24	6,57	6,73
2	Δp	Pa	422,27	450,68	449,08	490,63	528,92

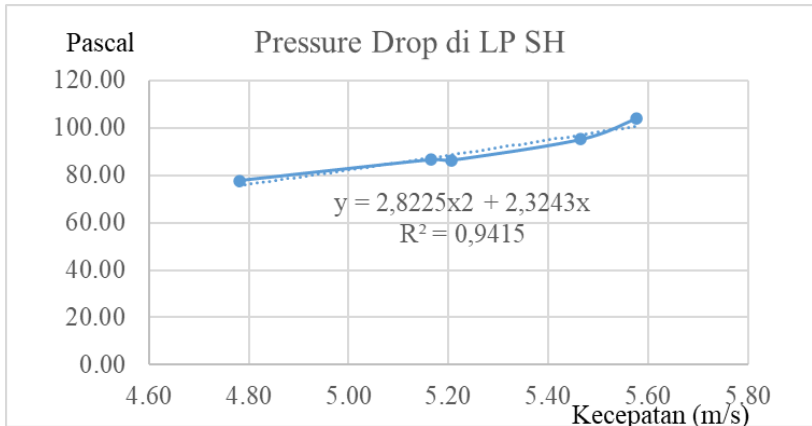
Gambar 3. 12 Grafik *Pressure drop* di HP *Evaporator* terhadap kecepatan *flue gas*

Dari persamaan $y = 10,3675x^2 + 7,7465x$ dan Persamaan 2.18 maka didapatkan faktor *permeability* α dan faktor *resistance* C_2 untuk HP *Evaporator* yang terdapat pada Tabel 3.26.

Untuk mendapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 di LP SH, maka perlu disusun *Pressure drop* (Δp) terhadap kecepatan seperti yang terdapat pada Tabel 3.22 berikut ini.

Tabel 3. 22 *Pressure drop* terhadap kecepatan *flue gas* di LP SH

NO	<i>Properties</i>	Satuan	29-Aug-95	04-Jan-18	05-Jan-18	05-Jan-18	12-Jan-18
			22.41 WIB	10.00 WIB	17.00 WIB	11.30 WIB	19.00 WIB
1	<i>Velocity</i>	m/s	4,78	5,16	5,21	5,46	5,58
2	Δp	Pa	77,59	86,49	86,22	95,10	103,82



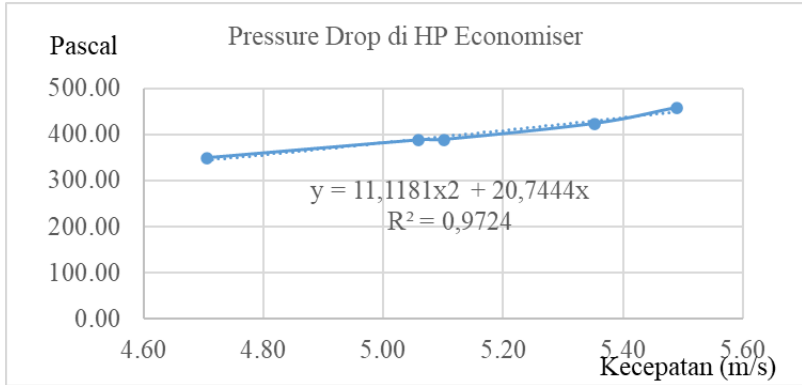
Gambar 3. 13 Grafik *Pressure drop* di LP SH terhadap kecepatan *flue gas*

Dari persamaan $y = 2,8225x^2 + 2,3243x$ dan Persamaan 2.18 maka didapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 untuk LP SH yang terdapat pada Tabel 3.26.

Untuk mendapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 di HP *Economizer*, maka perlu disusun *Pressure drop* (Δp) terhadap kecepatan seperti yang terdapat pada Tabel 3.23 berikut ini.

Tabel 3. 23 *Pressure drop* terhadap kecepatan *flue gas* di HP *Economizer*

NO	<i>Properties</i>	Satuan	29-Aug-95	04-Jan-18	05-Jan-18	05-Jan-18	12-Jan-18
			22.41 WIB	10.00 WIB	17.00 WIB	11.30 WIB	19.00 WIB
1	<i>Velocity</i>	m/s	4,70	5,06	5,10	5,35	5,49
2	Δp	Pa	349,25	387,79	388,75	423,45	457,47



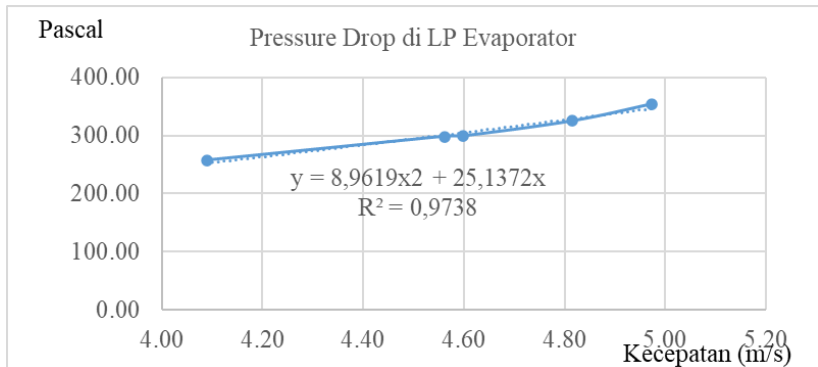
Gambar 3. 14 Grafik *Pressure drop* di HP Economiser terhadap kecepatan *flue gas*

Dari persamaan $y = 11,1181x^2 + 20,7444x$ dan Persamaan 2.18 maka didapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 untuk LP SH yang terdapat pada Tabel 3.26.

Untuk mendapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 di LP *Evaporator*, maka perlu disusun *Pressure drop* (Δp) terhadap kecepatan seperti yang terdapat pada Tabel 3.24 berikut ini.

Tabel 3. 24 *Pressure drop* terhadap kecepatan *flue gas* di LP *Evaporator*

NO	<i>Properties</i>	Satuan	29-Aug-95	04-Jan-18	05-Jan-18	05-Jan-18	12-Jan-18
			22.41 WIB	10.00 WIB	17.00 WIB	11.30 WIB	19.00 WIB
1	<i>Velocity</i>	m/s	4,09	4,56	4,60	4,82	4,97
2	Δp	Pa	257,53	298,58	299,25	325,13	354,09



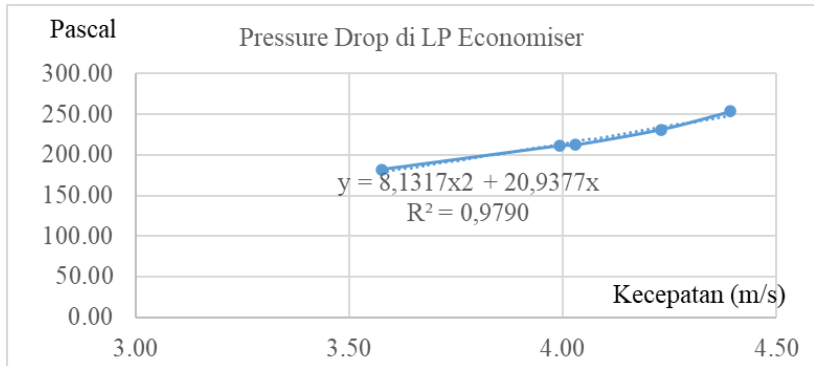
Gambar 3. 15 Grafik *Pressure drop* di LP *Evaporator* terhadap kecepatan *flue gas*

Dari persamaan $y = 8,9619x^2 + 25,1372x$ dan Persamaan 2.18 maka didapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 untuk LP *Evaporator* yang terdapat pada Tabel 3.26.

Untuk mendapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 di LP *Economizer*, maka perlu disusun *Pressure drop* (Δp) terhadap kecepatan seperti yang terdapat pada Tabel 3.25 berikut ini.

Tabel 3. 25 *Pressure drop* terhadap kecepatan *flue gas* di LP *Economizer*

NO	<i>Properties</i>	Satuan	29- Aug-95	04-Jan- 18	05-Jan- 18	05-Jan- 18	12-Jan- 18
			22.41 WIB	10.00 WIB	17.00 WIB	11.30 WIB	19.00 WIB
1	<i>Velocity</i>	m/s	3,58	3,99	4,03	4,23	4,39
2	Δp	Pa	182,31	211,59	212,37	231,46	253,56



Gambar 3. 16 Grafik *Pressure drop* di LP Economiser terhadap kecepatan *flue gas*

Dari persamaan $y = 8,1317x^2 + 20,9377x$ dan Persamaan 2.18 maka didapatkan faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2 untuk LP Economiser yang terdapat pada Tabel 3.26.

Tabel 3. 26 Faktor *permeability* α dan faktor inersia *resistance* C_2

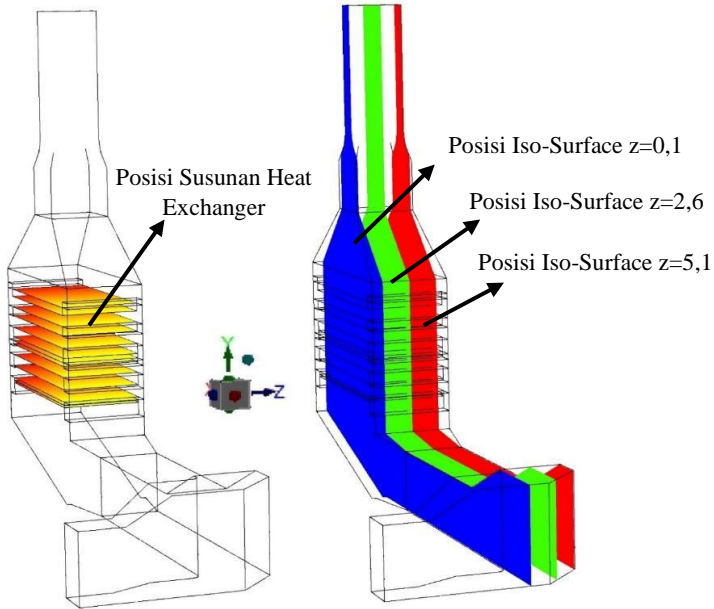
HE	Faktor <i>permeability</i> α	Faktor inersia <i>resistance</i> C_2
	m^2	$1/m$
HP SH2	1463,27	52,36
HP SH1	37344,13	47,36
HP Evap	206131,42	32,69
LP SH	237249,10	23,39
HP Eco	792431,53	33,57
LP Evap	963252,97	25,87
LP Eco	1262814,42	24,42

3.3.3 Tahap *Post-Processing*

Tahap *Post Processing* menampilkan data hasil simulasi agar mudah untuk dianalisa sesuai dengan tujuan penelitian. Pada penelitian ini direncanakan ditampilkan data distribusi temperatur, distribusi kecepatan dan distribusi tekanan dengan beberapa skenario. Selain itu juga akan ditampilkan visualisasi aliran berdasarkan distribusi kecepatan dan temperatur.

Pada penelitian ini akan dilakukan analisa hasil simulasi numerik dengan pengambilan dan pembahasan data secara kualitatif dan kuantitatif, yang nantinya data tersebut akan dibandingkan. Analisa data kualitatif dilakukan pada modifikasi kasus ke-2, kasus ke-3 dan kasus ke-4 dengan pengambilan data kontur distribusi kecepatan, temperature dan tekanan. Data bersifat kuantitatif berupa *velocity profile*, temperatur, *pressure* dan penyerapan energi.

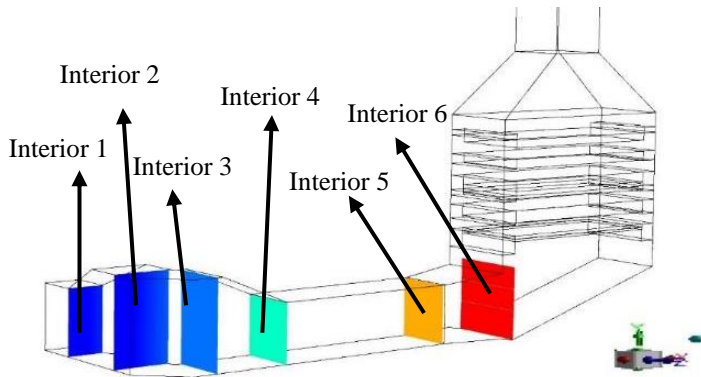
Data kualitatif diambil pada penampang melintang vertikal simetri HRSG ($z = 0,1$ m, $z = 2,6$ m dan $z = 5,1$ m), penampang horizontal *inlet* dan *outlet* setiap *heat exchanger*. Posisi pengamatan untuk penampang vertikal dilakukan dengan *iso-surface* dan penampang horizontal *heat exchanger* dengan *interior* (Gambar 3.17).



Gambar 3. 17 Posisi pengamatan penampang melintang dan *heat exchanger*

Pengamatan pada posisi penampang vertikal HRSG untuk mengetahui aliran dan perubahan temperatur *flue gas* akibat penyerapan energi oleh *heat exchanger*. Posisi pengamatan setiap elevasi *heat exchanger* untuk mengetahui distribusi temperatur, kecepatan dan tekanan *flue gas* secara horizontal.

Pengamatan juga dilakukan di interior sebelum dan sesudah *turning vane* untuk mengetahui distribusi kecepatan, temperatur, dan tekanan *flue gas* akibat adanya penambahan *turning vane*. Hal tersebut dapat dilihat pada Gambar 3.18



Gambar 3. 18 Posisi pengamatan sebelum dan sesudah *curve bend*

3.3.4 Rancangan Simulasi Numerik

Rancangan simulasi yang akan digunakan pada penelitian secara umum dapat dilihat pada Tabel 3.27 dan variasi penambahan *turning vane* dapat dilihat pada Tabel 3.28.

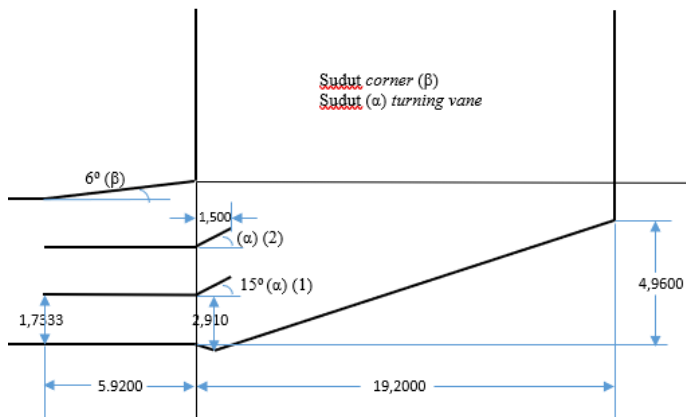
Tabel 3. 27 Parameter *input* pada rancangan simulasi

Nilai	Parameter	<i>Input</i>
Konstan	Aliran <i>flue gas</i> (sesuai beban operasi)	<ul style="list-style-type: none"> • <i>Mass Flow inlet</i> • <i>Temperature inlet</i> • <i>Pressure inlet</i> • <i>Heat rejection</i> di <i>heat exchanger</i>
Variasi	<i>Turning Vane</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Variasi <i>turning vane</i> pada <i>inlet transition zone</i>

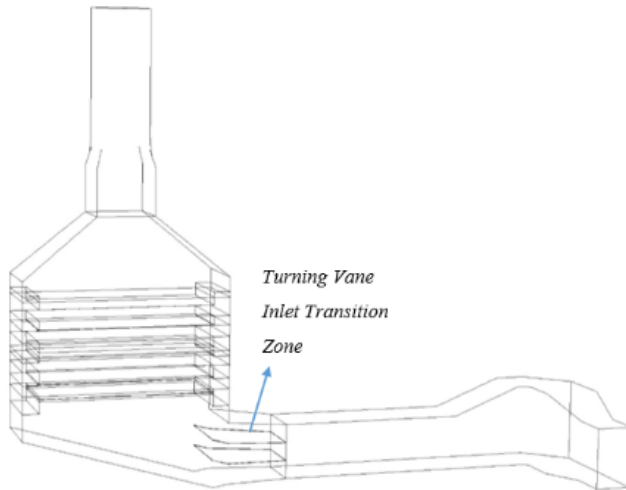
Tabel 3. 28 Sudut *corner* (β) dan variasi *turning vane* untuk simulasi

No	<i>Turning vane</i> di <i>inlet transition zone</i> (buah)	Sudut α <i>turning vane</i> di <i>inlet transition zone</i> ($^{\circ}$)	Sudut β <i>turning vane</i> di <i>inlet transition zone</i> ($^{\circ}$)	Keterangan
1	-	-	6	Eksisting (Referensi)
2	2	*(1) 15	6	Penambahan 2 <i>turning vane</i> di <i>inlet transition zone</i> dengan sudut α yang sama (15°). (Modifikasi 1)
		*(2) 15	6	
3	2	*(1) 15	6	Penambahan 2 <i>turning vane</i> di <i>inlet transition zone</i> dengan sudut α 15° dan 20° . (Modifikasi 2)
		*(2) 20	6	
4	2	*(1) 15	6	Penambahan 2 <i>turning vane</i> di <i>inlet transition zone</i> dengan sudut α 15° dan 25° . (Modifikasi 3)
		*(2) 25	6	

* (1) = *Turning Vane* bagian bawah, (2) = *Turning Vane* bagian atas.



Gambar 3. 19 Posisi penempatan *turning vane*, sudut *corner* dan sudut *turning vane* pada HRSG



Gambar 3. 20 Posisi *Turning vane* pada Sisi *inlet transition zone* di HRSG

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV ANALISA PEMBAHASAN

4.1 Validasi

Simulasi sesuai kondisi aktual dilakukan terlebih dahulu untuk mendapatkan sistem pemodelan yang benar. Simulasi dilakukan dengan modifikasi nomor 1, yaitu modifikasi dengan tanpa *turning vane* (Tabel 4.1). Proses validasi dilakukan dengan membandingkan temperatur *outlet LP economiser* hasil simulasi dengan temperatur *flue gas* keluar HRSG.

Proses iterasi dilakukan dengan sampai 27000 kali untuk mendapatkan residual energi yang paling kecil, yaitu sebesar $1,0016e-06$. Perbandingan temperatur *outlet LP economiser* hasil simulasi dengan temperatur *flue gas* keluar HRSG tersebut dapat dilihat pada Tabel 4.1.

Tabel 4. 1 Perbandingan temperatur *flue gas* keluar HRSG

Item	Sumber		Satuan	Error
	Data	Simulasi		
Temperature <i>flue gas outlet LP Economizer</i>	377,65	369,31	Kelvin	2,21%

Dari Tabel 4.1 dapat dihitung bahwa *error* 2,21%. Karena *error* kurang dari 5 %, maka proses simulasi tersebut dapat digunakan untuk simulasi pemodelan.

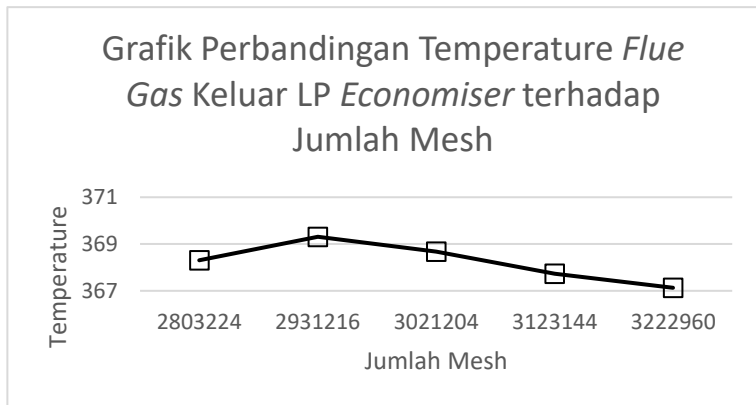
4.2 Grid Independency Test

Grid independency test dilakukan dengan jumlah *mesh* 2803224, 2931216, 3021204, 3123144 dan 3222960. Validasi dilakukan dengan membandingkan temperatur *flue gas* keluar LP *economiser* hasil simulasi dengan temperatur *flue gas* keluar HRSG.

Hasil *grid independency test* dapat dilihat pada Tabel 4.2. Dari *grid independency test*, didapat bahwa model dengan jumlah *mesh* 2931216 sudah cukup untuk dapat digunakan sebagai model.

Tabel 4. 2 Hasil simulasi dengan jumlah *mesh* yang berbeda

<i>Mesh</i>	T. <i>flue gas out LP economizer</i>			Error %
	Simulasi	Aktual	Satuan	
2803224	368.31	377.65	K	2.47
2931216	369.31	377.65	K	2.21
3021204	368.68	377.65	K	2.38
3123144	367.73	377.65	K	2.63
3222960	367.13	377.65	K	2.79

Gambar 4. 1 Grafik temperatur *flue gas* keluar LP *economiser* dengan variasi jumlah mesh.

4.3 Data Kuantitatif

4.3.1 Hasil Kuantitatif Temperature dan Penyerapan Energi

Berdasarkan Tabel 4.3 dan Tabel 4.4 dapat diketahui bahwa ketidaksetimbangan massa adalah 1,2825e-05% dan ketidaksetimbangan energi adalah 1,8633%.

Tabel 4. 3 Kesetimbangan massa simulasi numerik

	In HRSG	Out HRSG
	kg/s	kg/s
<i>Inlet</i>	389,861	
<i>Outlet</i>		-389,86095
Total	389,861	-389,86095

Tabel 4. 4 Kesetimbangan energi simulasi numerik

	In HRSG	Out HRSG
	MW	MW
<i>Inlet</i>	225.94	
<i>Outlet</i>		-28.51
Dinding		-3.69
HP SH2		-5.28
HP SH1		-18.79
HP Evap		-73.80
LP SH		-4.38
HP Eco		-31.88
LP Evap		-26.82
LP Eco		-28.58
Total	225.94	-221.73

$$Error = \frac{225.94 - 221.73}{225.94} \times 100\% = 1.8633\%$$

Berdasarkan Tabel 4.5, perbedaan penyerapan energi di eksisting dibandingkan dengan data aktual maka terdapat *error* sebesar 1,86 %.

Tabel 4. 5 Penyerapan kalor di *heat exchanger* pada setiap kasus

HE	Data <i>Plant</i> 1995	Penyerapan Kalor di <i>Heat exchanger</i>			
		Eksisting	Modifikasi 1	Modifikasi 2	Modifikasi 3
	MW	MW	MW	MW	MW
HP SH2	6.14	5.28	5.33	5.32	5.28
HP SH1	27.38	18.79	18.77	18.67	18.79
HP evap	67.32	73.80	74.12	73.98	73.87
LP SH	4.01	4.38	4.38	4.38	4.38
HP eco	31.49	31.88	31.89	31.91	31.89
LP Evap	26.09	26.82	26.88	26.86	26.82
LP Eco	28.28	28.58	28.60	28.59	28.59
Total	190.71	189.53	189.97	189.70	189.62

Untuk perhitungan penyerapan kalor pada *heat exchanger* menggunakan persamaan berikut, dengan melihat data pada table 3.11 maka:

$$Q_{HP SH 2} = \dot{m}(\Delta h) = \dot{m}C_p\Delta T$$

$$Q_{HP SH 2} = 47,206 \frac{kg}{s} (3451 - 3321) \frac{kJ}{kgK}$$

$$Q_{HP SH 2} = 6136,722 kW$$

Berdasarkan Tabel 4.5 dan Tabel 4.6, maka penyerapan energi terbesar terdapat pada modifikasi 1. Selisih penyerapan energi modifikasi 1 dan eksisting sebesar 0,45 MW. Dengan demikian bahwa memasang 2 *turning vane* dengan variasi sudut 15° dan 15° mampu menghasilkan penghematan energi sebesar 0,44 MW (0,24 %) jika diasumsikan bahwa produksi uap HRSG sama (beban turbin gas 99,6 MW dan produksi uap HRSG 214,25 ton/jam).

Berdasarkan Tabel 4.5 diketahui bahwa penyerapan kalor pada *heat exchanger* bagian *high pressure* memiliki perbedaan nilai yang cukup besar dengan model data *plant* tahun 1995. Hal ini diakibatkan oleh bentuk meshing yang digunakan belum tentu sesuai dengan kondisi awal pembuatan HRSG tersebut, sehingga mempengaruhi hasil penyerapan kalor untuk pemodelan ini.

Tabel 4. 6 Selisih penyerapan energi terhadap eksisting (referensi)

Selisih Penyerapan Energi Dengan Eksisting			
Modifikasi 1	Modifikasi 2	Modifikasi 3	Satuan
0,45	0,17	0,09	MW

Tabel 4. 7 Persentase Penyerapan Kalor Terhadap Eksisting

Persentase Penyerapan Kalor Terhadap Eksisting		
Modifikasi 1	Modifikasi 2	Modifikasi 3
0.24 %	0.09 %	0.05 %

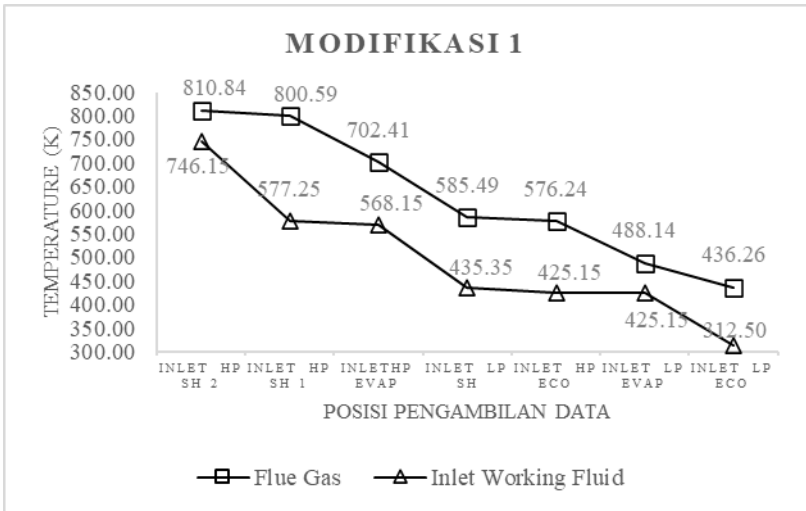
Tabel 4. 8 Temperatur *flue gas* melewati setiap jajaran *heat exchanger*

HE	Eksisting (Referensi)		Modifikasi 1		Modifikasi 2		Modifikasi 3	
	<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>
	K	K	K	K	K	K	K	K
HP SH2	810.60	800.22	810.84	800.46	810.78	800.36	810.68	800.29
HP SH1	800.40	758.72	800.59	759.47	800.57	759.32	800.47	758.86
HP evap	701.23	585.18	702.41	585.55	701.88	585.52	701.44	585.33
LP SH	584.96	576.69	585.49	577.18	585.44	577.14	585.20	576.91
HP eco	575.86	502.00	576.24	502.26	576.23	502.20	576.05	502.12
LP Evap	487.91	437.20	488.14	437.33	488.09	437.32	488.04	437.33
LP Eco	436.11	369.31	436.26	369.44	436.25	369.43	436.24	369.43

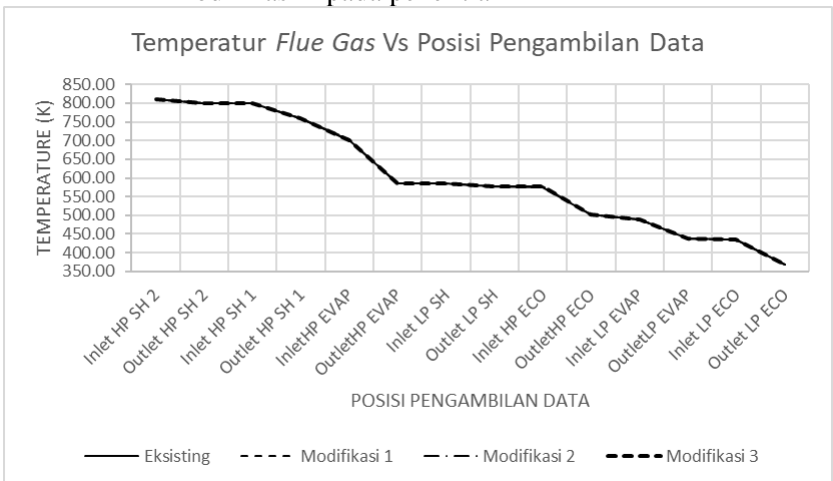
Tabel 4. 9 Temperatur *auxiliary* (air, uap) keluar HE

Data Temperatur <i>auxiliary</i> HE			Hasil Simulasi T <i>auxiliary out</i> HE			
HE	T in	T out	Eksisting	Modifikasi 1	Modifikasi 2	Modifikasi 3
	K	K	K	K	K	K
HP SH2	746.15	797.45	790.31	790.68	790.60	790.29
HP SH1	577.25	746.15	693.16	693.04	692.40	693.16
HP evap	568.15	577.25	578.13	578.17	578.15	578.14
LP SH	435.35	586.15	600.11	599.90	599.82	599.90
HP eco	425.15	568.15	569.93	569.98	570.04	569.96
LP Evap	425.15	435.35	435.63	435.66	435.65	435.64
LP Eco	312.15	425.15	426.34	426.42	426.40	426.37

Simulasi numerik dilakukan dengan *macro* HE, temperatur *inlet* konstan. Berdasarkan Tabel 4.9 dapat diketahui bahwa temperatur *auxiliary* keluar *heat exchanger* hasil simulasi eksisting (referensi) mendekati data aktual. Dengan nilai *error* terbesar pada *High Pressure Superheater 1*, yaitu sebesar 7,2%. Gambar 4.2 menunjukkan data temperatur *inlet flue gas* dan fluida kerja (*auxiliary fluid*) untuk modifikasi 1 dalam penelitian. Pada lampiran B.1 ditampilkan data untuk eksisting, modifikasi 2 dan modifikasi 3. Kemudian gambar 4.3 menunjukkan data temperatur *inlet* dan *outlet flue gas* pada *heat exchanger* dari semua variasi.

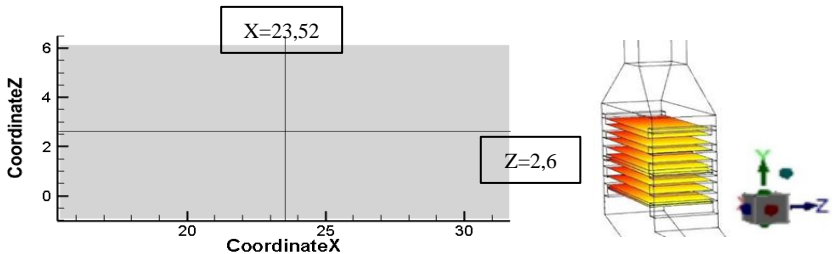


Gambar 4. 2 Temperatur inlet sisi flue gas dan sisi fluida kerja modifikasi 1 pada penelitian

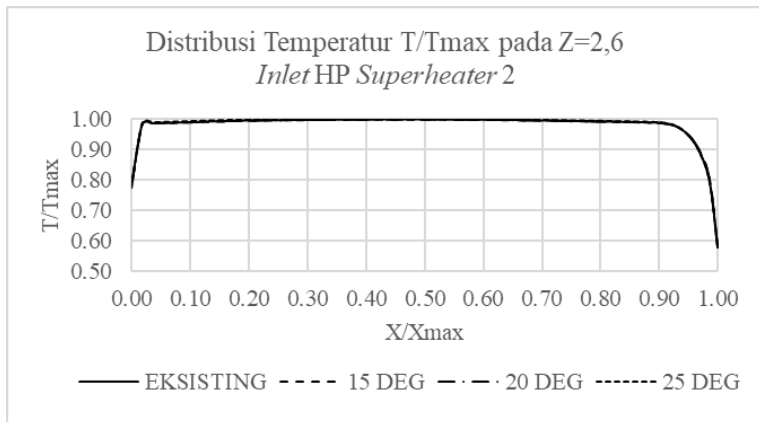


Gambar 4. 3 Temperatur sisi flue gas vs posisi pengambilan data seluruh variasi penelitian

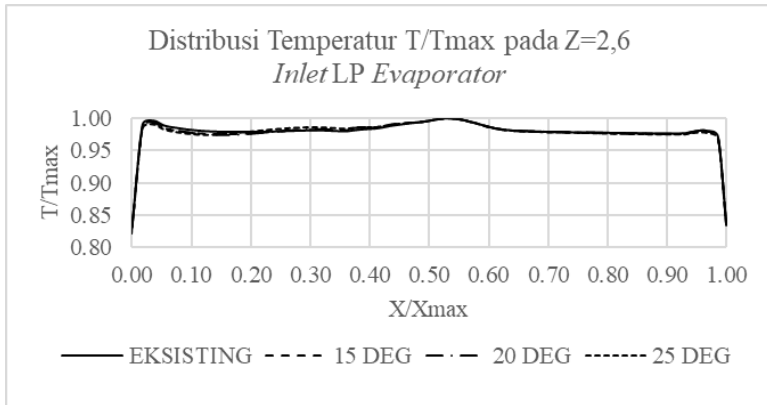
Gambar 4.4 menampilkan grafik distribusi temperatur T/T_{max} disetiap titik sepanjang garis $Z=2,6$ pada *inlet* HP *Superheater 2*, *inlet* LP *Evaporator* dan *Outlet* LP *Economizer* yang dinyatakan dengan X/X_{max} . Dari gambar tersebut didapat bahwa persebaran temperatur di *heat exchanger* untuk setiap modifikasi terlihat sama dan merata. Hal tersebut diakibatkan oleh penambahan 2 *turning* di sisi *inlet transition zone* dengan variasi sudut *vane* pada HRSG sehingga aliran *flue gas* yang masuk HRSG terbagi lebih merata. Pada Lampiran B.2 ditampilkan persebaran temperatur T/T_{max} pada $X=23,52$.



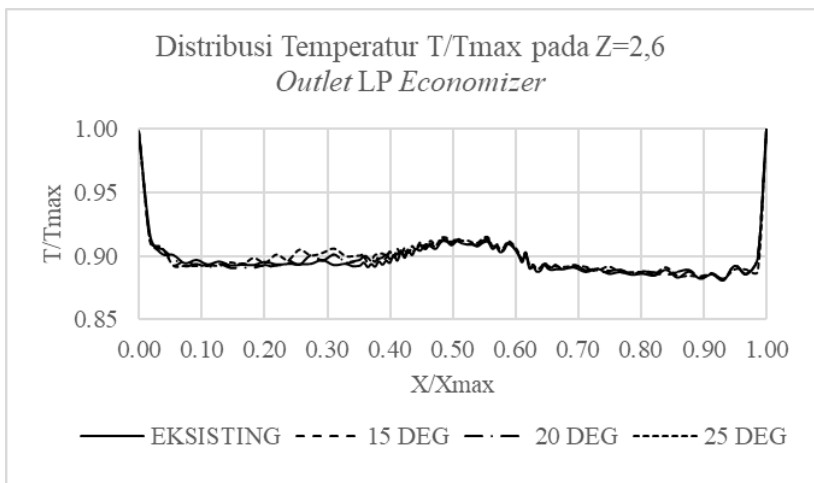
(a)



(b)



(c)



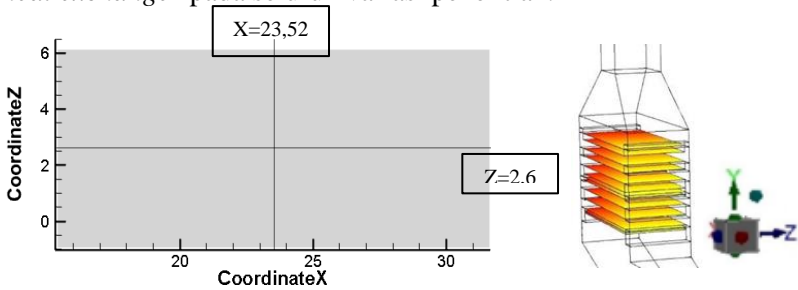
(d)

Gambar 4. 4 (a) Posisi pengambilan data T/T_{max} ; Distribusi temperatur T/T_{max} pada $Z=2,6$ di; (b) *inlet* HP SH 2; (c) *inlet* LP Evap; (d) *outlet* LP Eco.

4.3.2 Hasil Kuantitatif Kecepatan

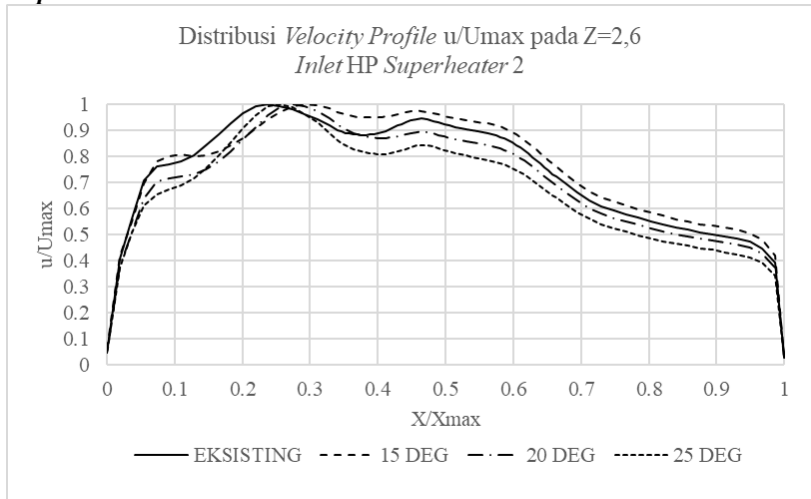
Pengambilan data kuantitatif kecepatan pada penelitian ini dilakukan dengan melihat nilai *velocity magnitude* pada setiap titik

sepanjang garis yang telah ditentukan. Hasilnya didapatkan *velocity profile* di sepanjang garis tersebut, sehingga dapat mengetahui dengan detail nilai dan bentuk *velocity profile* di setiap *heat exchanger* pada seluruh variasi penelitian.

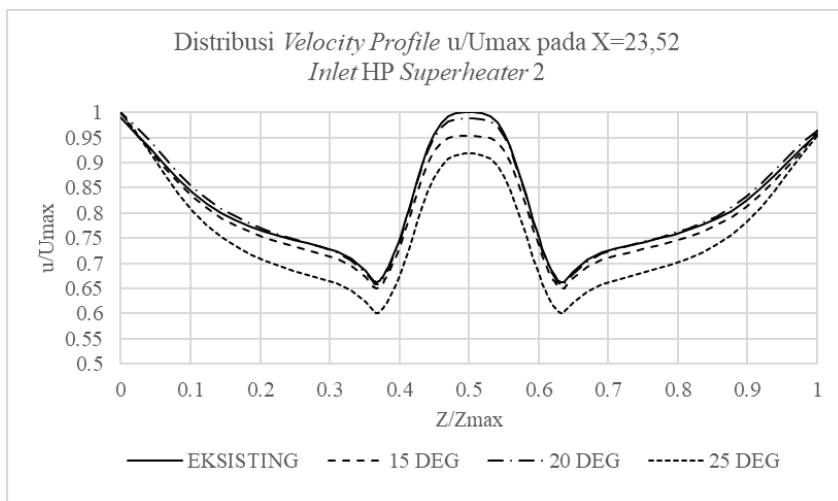


Gambar 4. 5 Posisi pengambilan data *velocity profile* pada *heat exchanger*

4.3.2.1 Data Kuantitatif Kecepatan *Inlet High Pressure Superheater 2*



Gambar 4. 6 Grafik distribusi *velocity profile* u/U inlet HP *superheater 2* pada $Z=2,6$



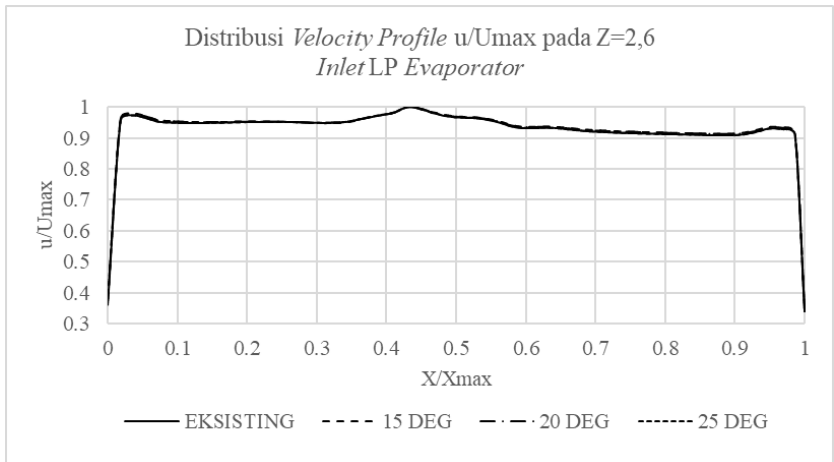
Gambar 4. 7 Grafik distribusi *velocity profile* u/U inlet HP *superheater 2* pada $X=23,52$

Gambar 4.6 menampilkan grafik distribusi u/U (*velocity profile*) disetiap titik sepanjang garis $Z=2,6$ pada *inlet HP Superheater 2* yang dinyatakan dengan x/dh . Berdasarkan Gambar 4.5 didapatkan bahwa nilai *velocity magnitude* tertinggi adalah pada nilai u/U sebesar 1. Dihilangkan bahwa *velocity* tertinggi terdapat pada *inlet HP Superheater 2* modifikasi 3 dengan nilai sebesar 13,151 m/s. Sedangkan untuk eksisting sebesar 11,62 m/s, modifikasi 1 sebesar 11,02 m/s dan modifikasi 2 sebesar 12,24 m/s. Terlihat pada Gambar 4.5 bahwa grafik distribusi u/U yang dihasilkan oleh HRSG modifikasi 1 lebih merata. Hal tersebut diakibatkan oleh penambahan 2 *turning* di sisi *inlet transition zone* dengan sudut *vane* 15° dan 15° pada HRSG sehingga aliran *flue gas* yang masuk HRSG terbagi lebih merata.

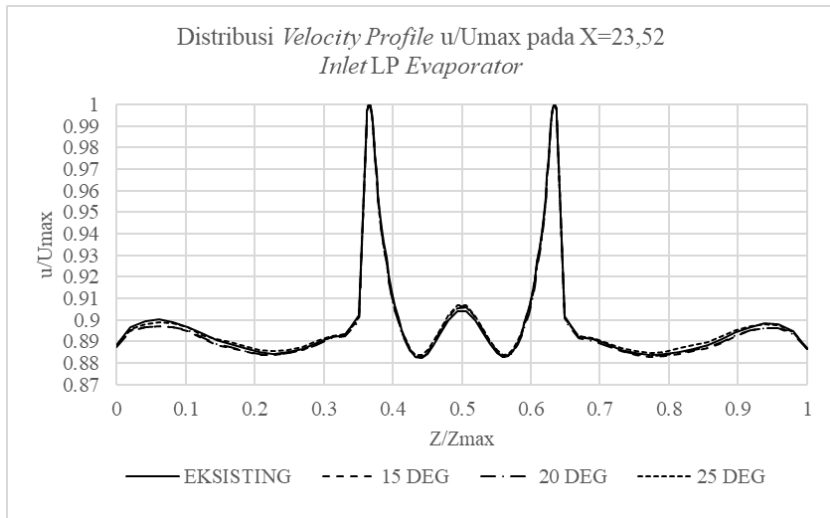
Pada gambar 4.7 menampilkan grafik distribusi u/U (*velocity profile*) disetiap titik sepanjang garis $X=23,52$ yang dinyatakan dengan z/dh . Terlihat pada Gambar 4.6 bahwa grafik yang dihasilkan oleh HRSG modifikasi 1 pada seluruh posisi z/dh

lebih tersebar merata dibandingkan dengan eksisting, modifikasi 2 dan 3. Semua Grafik HRSG memiliki trendline yang sama namun modifikasi 1 memiliki nilai yang lebih merata. Dengan demikian penambahan 2 *turning vane* di sisi *inlet transition zone* dengan sudut *vane* 15° dan 15° pada HRSG eksisting dapat membuat nilai u/U (*velocity profile*) lebih merata pada $X = 23,52$ kontur kecepatan inlet HP *superheater 2*

4.3.2.2 Data Kuantitatif Kecepatan Inlet Low Pressure Evaporator



Gambar 4. 8 Grafik Distribusi *velocity profile* u/U inlet LP evaporator pada $Z=2,6$



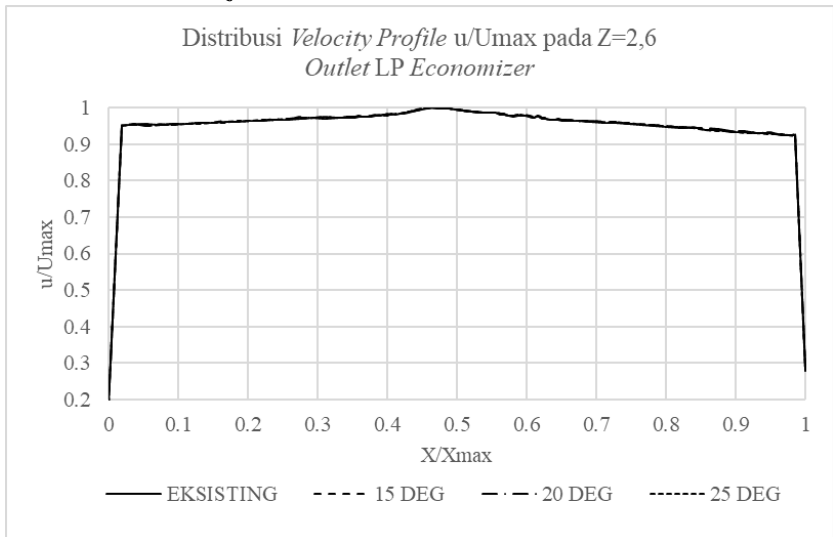
Gambar 4. 9 Grafik distribusi *velocity profile* u/U inlet LP evaporator pada $X=23,52$

Gambar 4.8 menampilkan grafik distribusi u/U (*velocity profile*) disetiap titik sepanjang garis $Z=2,6$ pada *inlet LP Evaporator* yang dinyatakan dengan x/dh . Berdasarkan Gambar 4.7 didapatkan bahwa nilai *velocity magnitude* tertinggi adalah pada nilai u/U sebesar 1. Diharapkan bahwa *velocity* tertinggi terdapat pada *inlet LP Evaporator* modifikasi 3 dengan nilai sebesar 4,312 m/s. Sedangkan untuk eksisting sebesar 4,309 m/s, modifikasi 1 sebesar 4,297 m/s dan modifikasi 2 sebesar 4,299 m/s. Terlihat pada Gambar 4.7 bahwa *trenline* grafik distribusi u/U yang dihasilkan oleh seluruh modifikasi HRSG telah tersebar merata. Hal tersebut diakibatkan oleh penambahan 2 *turning* di sisi *inlet transition zone* pada HRSG sehingga aliran *flue gas* yang masuk HRSG terbagi lebih merata.

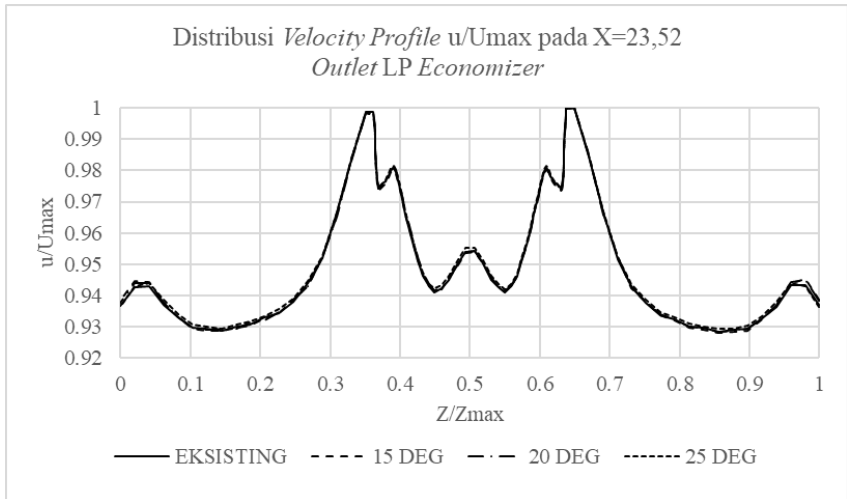
Pada gambar 4.9 menampilkan grafik distribusi u/U (*velocity profile*) disetiap titik sepanjang garis $X=23,52$ yang dinyatakan dengan z/dh . Terlihat pada Gambar 4.8 bahwa *trenline* grafik yang dihasilkan oleh seluruh modifikasi HRSG pada posisi

z/dh tersebar dengan bentuk yang sama, dimana bagian tengah memiliki fluktuasi yang lebih tinggi. Namun modifikasi 1 memiliki keseragaman *velocity* yang lebih baik. Dengan demikian penambahan 2 *turning vane* di sisi *inlet transition zone* dengan sudut *vane* 15° dan 15° pada HRSG eksisting dapat membuat nilai u/U (*velocity profile*) lebih merata pada $X = 23,52$ kontur kecepatan inlet HP *superheater 2*.

4.3.2.3 Data Kuantitatif Kecepatan Outlet Low Pressure Economizer



Gambar 4. 10 Grafik Distribusi *velocity profile* u/U outlet LP economizer pada $Z=2,6$



Gambar 4. 11 Grafik distribusi *velocity profile* u/U outlet LP *economizer* pada $X=23,52$

Gambar 4.10 menampilkan grafik distribusi u/U (*velocity profile*) disetiap titik sepanjang garis $Z=2,6$ pada *outlet LP Economizer* yang dinyatakan dengan x/dh . Berdasarkan Gambar 4.9 didapatkan bahwa nilai *velocity magnitude* tertinggi adalah pada nilai u/U sebesar 1. Dihasilkan bahwa *velocity* tertinggi terdapat pada *outlet LP Economizer* modifikasi 3 dengan nilai sebesar 3,1563 m/s. Sedangkan untuk eksisting sebesar 3,1558 m/s, modifikasi 1 sebesar 3,1519 m/s dan modifikasi 2 sebesar 3,1529 m/s. Terlihat pada Gambar 4.7 bahwa *trenline* grafik distribusi u/U yang dihasilkan oleh seluruh modifikasi HRSG telah tersebar merata. Hal tersebut diakibatkan oleh penambahan 2 *turning* di sisi *inlet transition zone* pada HRSG sehingga aliran *flue gas* yang masuk HRSG terbagi lebih merata.

Pada gambar 4.11 menampilkan grafik distribusi u/U (*velocity profile*) disetiap titik sepanjang garis $X=23,52$ yang dinyatakan dengan z/dh . Terlihat pada Gambar 4.10 bahwa *trenline* grafik yang dihasilkan oleh seluruh modifikasi HRSG pada posisi

z/dh tersebar dengan bentuk yang sama, dimana bagian tengah memiliki fluktuasi yang lebih tinggi. Namun modifikasi 1 memiliki keseragaman *velocity* yang lebih baik. Dengan demikian penambahan 2 *turning vane* di sisi *inlet transition zone* dengan sudut *vane* 15° dan 15° pada HRSG eksisting dapat membuat nilai u/U (*velocity profile*) lebih merata pada $X = 23,52$ kontur kecepatan inlet HP *superheater* 2.

4.3.3 Hasil Kuantitatif Tekanan

Pressure drop aliran *flue gas* melewati *heat exchanger* dapat dilihat pada Tabel 4.10. Dari Tabel terlihat bahwa *pressure drop* relatif sama untuk semua model. *Pressure drop* total eksisting mempunyai selisih 208 Pascal dengan pemodelan.

Tabel 4. 10 *Pressure drop* aliran *flue gas* melewati setiap HE

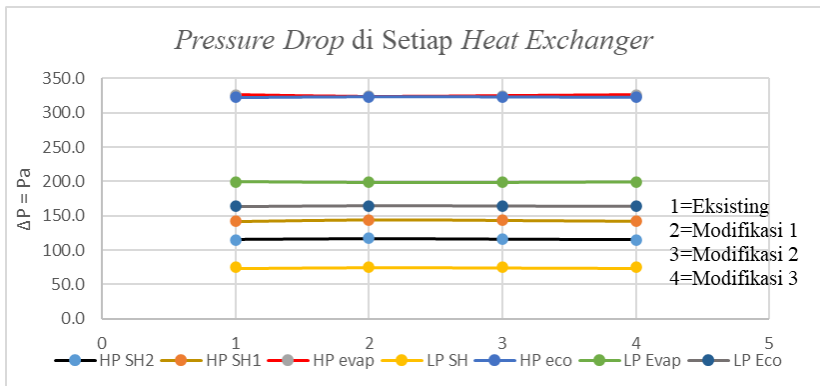
Permodelan		Pressure Drop Hasil Simulasi Di HE			
HE	P. Drop	Eksisting	Modifikasi 1	Modifikasi 2	Modifikasi 3
	Pascal	Pascal	Pascal	Pascal	Pascal
HP SH2	119.08	115.36	116.87	115.84	114.94
HP SH1	144.98	141.84	143.89	143.19	142.24
HP evap	422.27	326.17	323.66	324.86	326.17
LP SH	77.59	74.70	74.99	74.90	74.74
HP eco	349.25	322.88	323.29	323.22	323.00
LP Evap	257.53	199.26	199.15	199.16	199.22
LP Eco	182.31	164.74	164.78	164.77	164.76
Total	1553.01	1344.96	1346.63	1345.94	1345.05

Tabel 4. 11 *Error* terhadap hasil perhitungan di *heat exchanger*

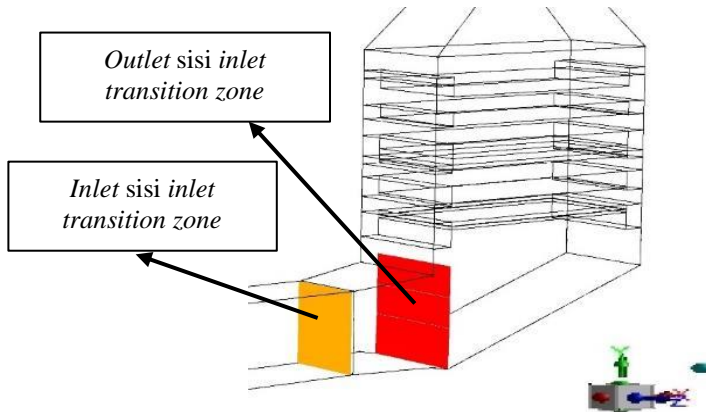
Error terhadap perhitungan	Eksisting (%)	Modifikasi 1 (%)	Modifikasi 2 (%)	Modifikasi 3 (%)
HP SH2	3.12	1.85	2.72	3.48
HP SH1	2.17	0.76	1.24	1.90
HP evap	22.76	23.35	23.07	22.76
LP SH	3.72	3.35	3.47	3.67
HP eco	7.55	7.43	7.45	7.52
LP Evap	22.63	22.67	22.66	22.64
LP Eco	9.64	9.61	9.62	9.63
Total	13.40	13.29	13.33	13.39

Tabel 4. 12 Persentase perhitungan modifikasi terhadap eksisting

Persentase Perhitungan Modifikasi Terhadap Eksisting	Modifikasi 1 (%)	Modifikasi 2 (%)	Modifikasi 3 (%)
HP SH2	1.31	0.41	0.37
HP SH1	1.44	0.95	0.28
HP evap	0.77	0.40	0.00
LP SH	0.39	0.26	0.06
HP eco	0.13	0.11	0.04
LP Evap	0.05	0.05	0.02
LP Eco	0.02	0.02	0.01
Total	0.12	0.07	0.01

Gambar 4. 12 Grafik *pressure drop* di setiap HE untuk berbagai kasus

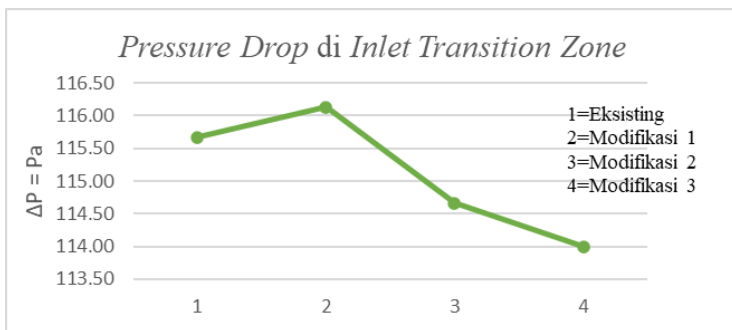
Berdasarkan Tabel 4.13 bahwa penambahan *turning vane* meningkatkan *pressure drop* di sisi aliran *flue gas*. Semakin banyak *turning vane*, *pressure drop* dihasilkan semakin meningkat. Peningkatan *pressure drop* diakibatkan adanya gesekan antara *flue gas* dengan dinding *turning vane*. Semakin banyak *turning vane* yang dipasang, maka bidang kontak *flue gas* dengan *turning vane* makin besar sehingga *pressure drop* yang dihasilkan makin besar.



Gambar 4. 13 Titik pengambilan data pada *inlet transition zone*

Tabel 4. 13 *Pressure drop* di daerah *Inlet transition zone*

Satuan	<i>Pressure drop</i> di <i>Inlet transition zone</i>			
	Eksisting	Modifikasi 1	Modifikasi 2	Modifikasi 3
Pascal	115.67	116.13	114.66	113.99

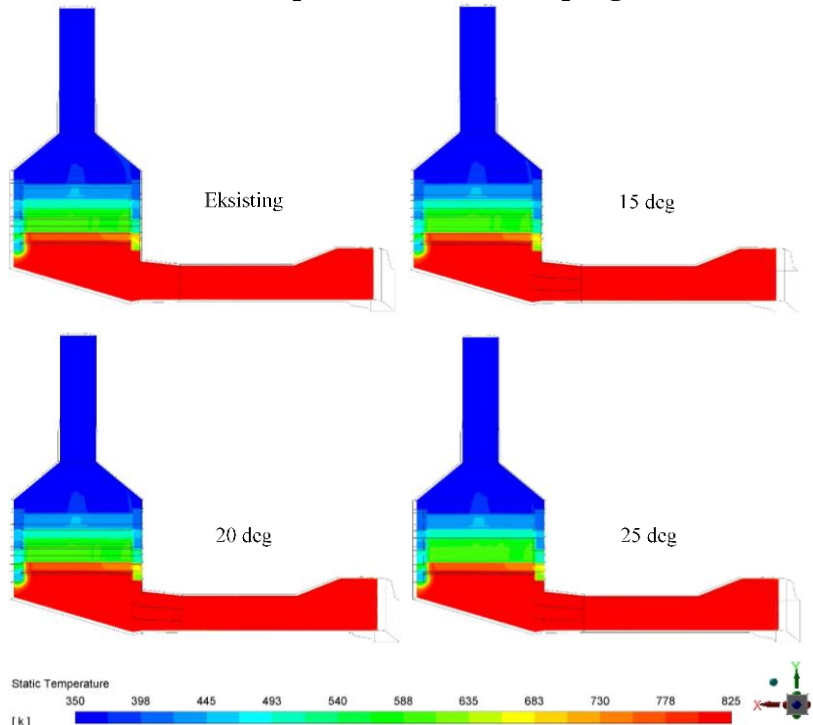


Gambar 4. 14 Grafik *pressure drop* di *inlet sisi inlet transition zone* HRSG

4.4 Data Kualitatif

4.4.1 Distribusi Temperatur

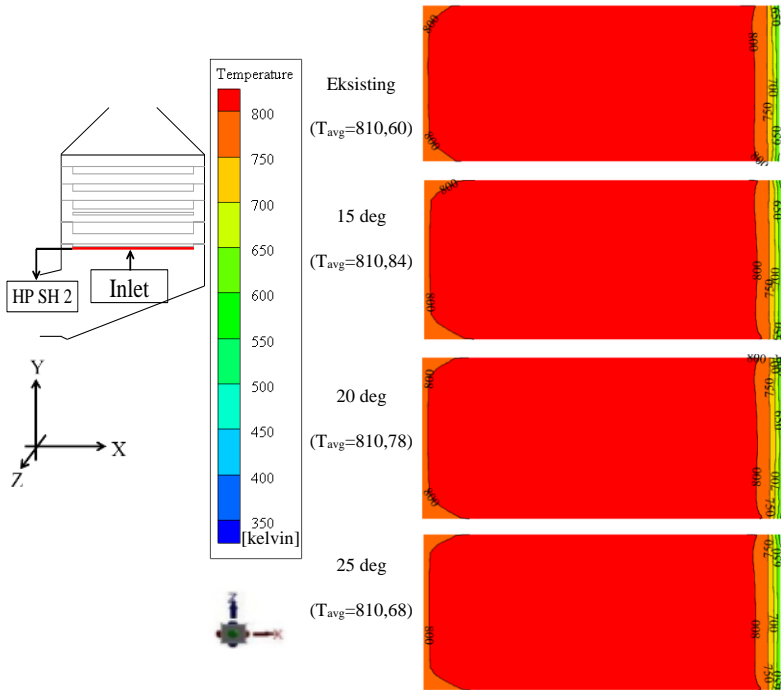
4.4.1.1 Distribusi Temperatur Posisi Penampang Vertikal



Gambar 4. 15 Distribusi temperatur penampang vertikal pada $z=2,6$

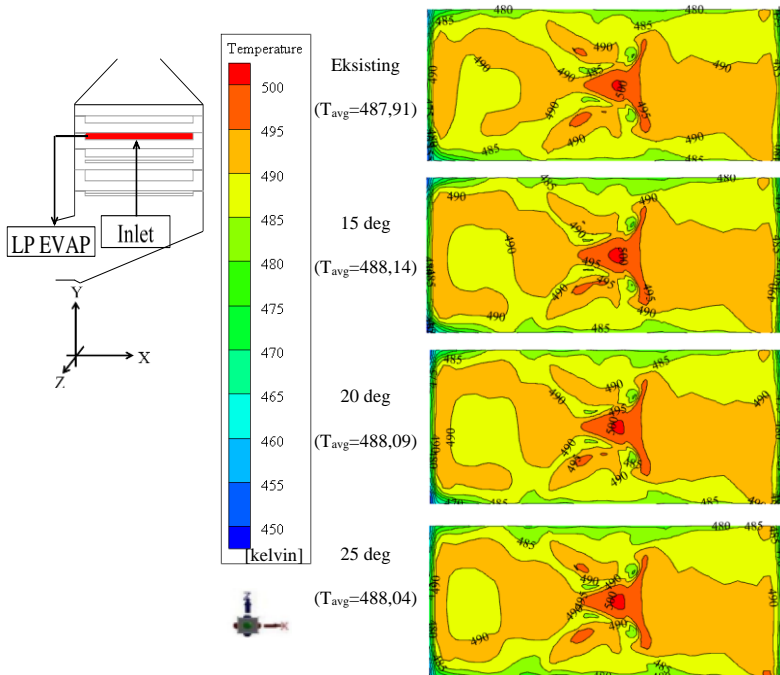
Berdasarkan Gambar 4.15 dengan pengambilan data pada penampang vertikal $Z = 2.6$ didapatkan bahwa penambahan 2 *turning vane* di sisi *inlet transition zone* pada model eksisting mampu menghasilkan distribusi temperatur yang lebih merata, terlihat dengan warna oranye dan hijau di badan HRSG yang lebih merata pada pengambilan data penampang vertikal $Z = 2,6$. Pada lampiran C3 ditampilkan hasil pengambilan data temperatur di penampang vertikal $Z = 0,1$ serta $Z = 5,1$.

4.4.1.2 Distribusi Temperatur *Heat Exchanger* Posisi Horizontal



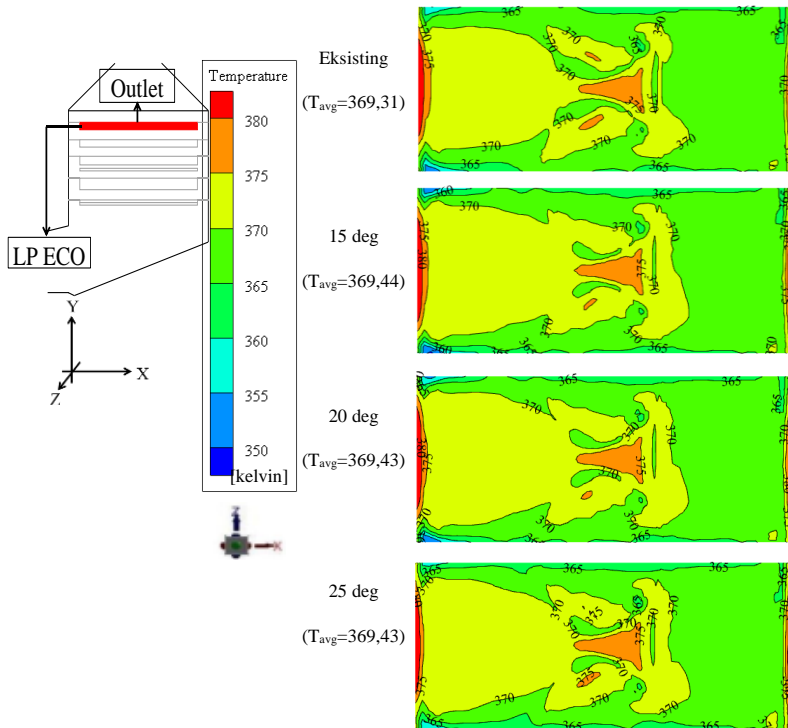
Gambar 4. 16 Distribusi temperatur *flue gas* di sisi *inlet* HP SH 2

Berdasarkan Gambar 4.16 dengan pengambilan data distribusi temperatur pada sisi *inlet* HP *superheater* 2, didapatkan bahwa distribusi temperatur pada modifikasi 1 (2 *turning vane* di sisi *inlet transition zone* sudut 15° dan 15°) lebih merata dibandingkan HRSG eksisting, modifikasi 2 (2 *turning vane* di sisi *inlet transition zone* sudut 15° dan 20°) dan modifikasi 3 (2 *turning vane* di sisi *inlet transition zone* sudut 15° dan 25°). Hal tersebut menyebabkan daerah serapan kalor di *inlet* HP *superheater* 2 pada modifikasi 1 lebih tinggi.



Gambar 4. 17 Distribusi temperatur *inlet* LP evaporator

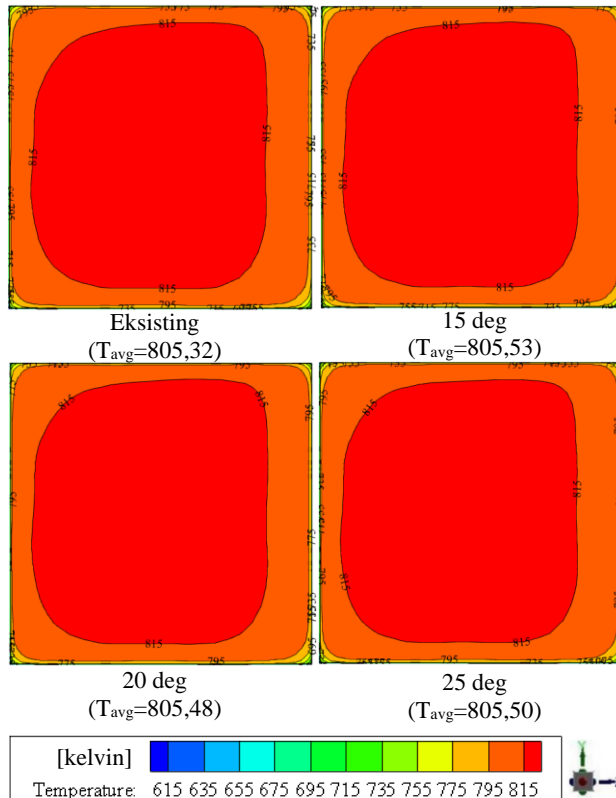
Berdasarkan Gambar 4.17 dengan pengambilan data distribusi temperatur pada sisi *inlet* LP *Evaporator*, didapatkan bahwa distribusi temperatur pada modifikasi 1 (2 *turning vane* di sisi *inlet transition zone* sudut 15° dan 25°) lebih merata dibandingkan HRSG eksisting, modifikasi 2 (2 *turning vane* di sisi *inlet transition zone* sudut 15° dan 15°) dan modifikasi 3 (2 *turning vane* di sisi *inlet transition zone* sudut 15° dan 20°). Hal tersebut menyebabkan daerah serapan kalor di *inlet* LP *Evaporator* pada modifikasi 3 lebih tinggi.



Gambar 4. 18 Distribusi temperatur *flue gas* di *outlet LP economizer*

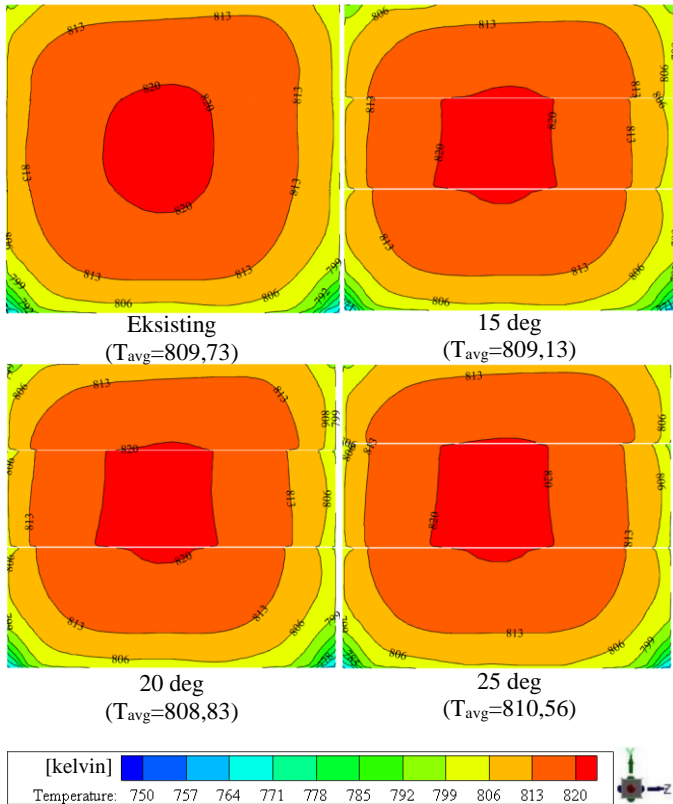
Berdasarkan Gambar 4.18 dengan pengambilan data distribusi temperatur pada sisi *outlet LP economizer*, didapatkan bahwa distribusi temperatur pada modifikasi 1 (2 *turning vane* di sisi *inlet transition zone* sudut 15° dan 25°) lebih merata dibandingkan HRSG eksisting, modifikasi 2 (2 *turning vane* di sisi *inlet transition zone* sudut 15° dan 15°) dan modifikasi 3 (2 *turning vane* di sisi *inlet transition zone* sudut 15° dan 20°). Hal tersebut menyebabkan daerah serapan kalor di *outlet LP economizer* pada modifikasi 3 lebih tinggi. Pengambilan data kualitatif temperatur di *heat exchanger* terdapat pada lampiran C1.

4.4.1.3 Distribusi Temperatur pada *Inlet Transition Zone* HRSG



Gambar 4. 19 Distribusi temperatur *flue gas* di *inlet sisi inlet transition zone*

Berdasarkan Gambar 4.19 pengambilan data distribusi temperatur pada *inlet sisi Inlet transition zone*, terlihat bahwa distribusi temperatur pada modifikasi 1, 2, dan 3 lebih merata dibandingkan HRSG eksisting. Berdasarkan Gambar 4.19 didapatkan bahwa distribusi temperatur pada modifikasi 1, 2, dan 3 di *inlet sisi inlet transition zone* terlihat mirip.

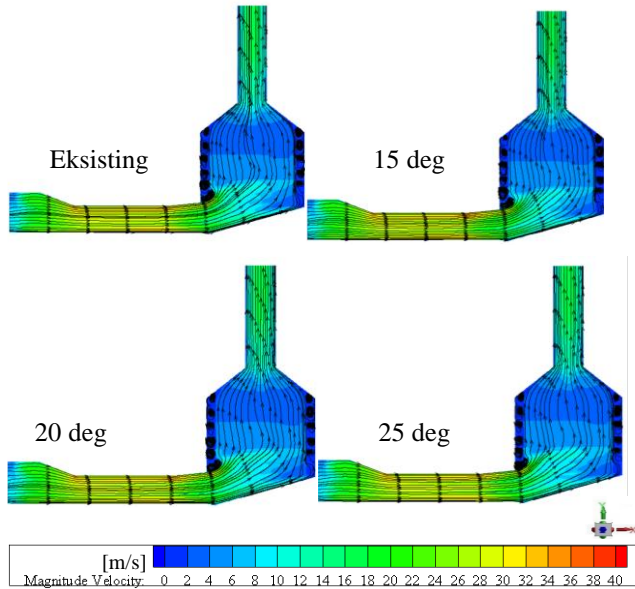


Gambar 4. 20 Distribusi temperatur *flue gas* di *outlet sisi inlet transition zone*

Berdasarkan Gambar 4.20 pengambilan data distribusi temperatur pada *outlet sisi inlet transition zone*, terlihat bahwa distribusi temperatur pada modifikasi 1, 2, dan 3 lebih merata dibandingkan HRSG eksisting. Berdasarkan Gambar 4.20 didapatkan bahwa distribusi temperatur pada modifikasi 1, 2, dan 3 di *outlet sisi inlet transition zone* terlihat mirip. Pengambilan Data distribusi temperature pada ducting terdapat di lampiran C2.

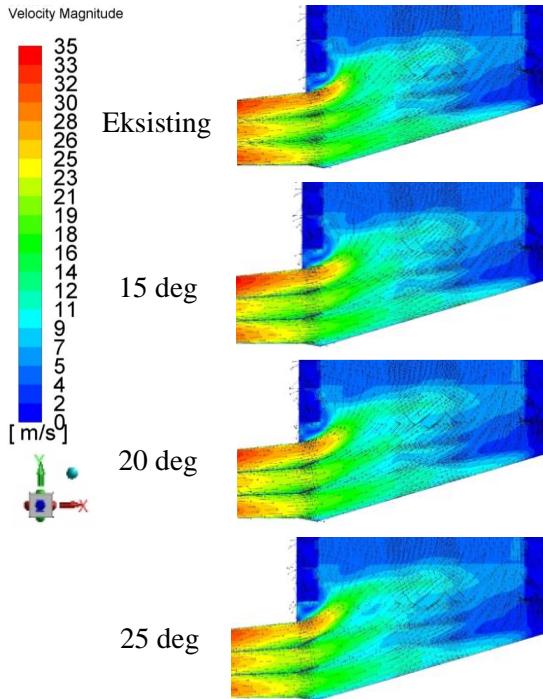
4.4.2 Distribusi Kecepatan

4.4.2.1 Distribusi Kecepatan pada Penampang Vertikal



Gambar 4. 21 Sreamline pada Kontur Kecepatan Penampang Vertikal $Z=2,6$

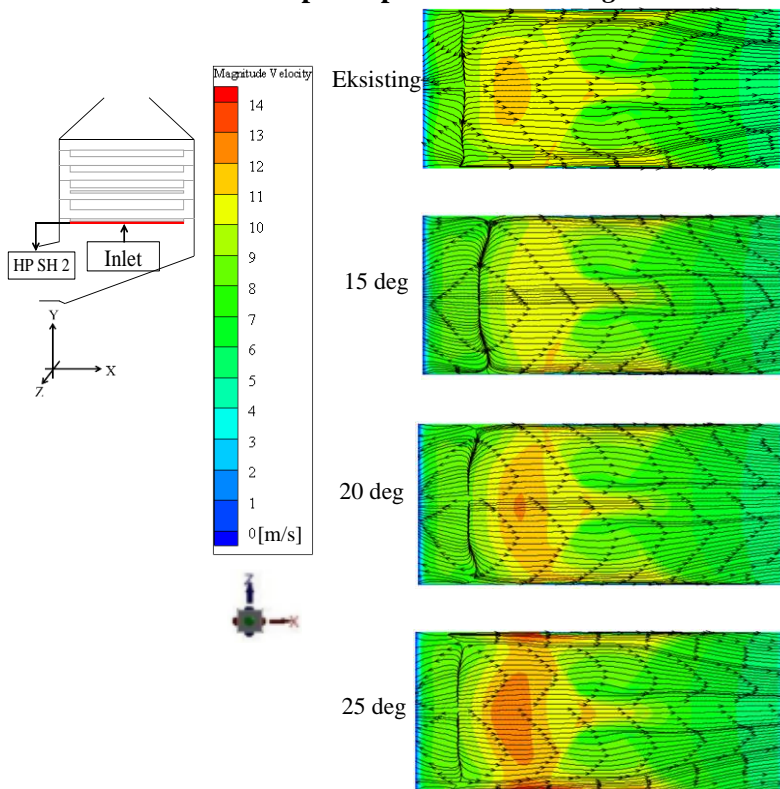
Berdasarkan Gambar 4.21 pengambilan data pada penampang vertikal $Z = 2.6$ terlihat bahwa distribusi kecepatan di badan HRSG pada modifikasi 3 lebih merata dibandingkan dengan HRSG eksisting dan modifikasi 1 serta 2. Luasan *secondary flow* yang terjadi di *corner inlet transition zone* pada penampang vertikal $Z = 2.6$ untuk HRSG eksisting dan modifikasi 1, 2, serta 3 terlihat mirip. Dengan demikian penambahan *turning vane* di sisi *inlet transition zone* dapat membuat distribusi kecepatan di HRSG lebih merata pada penampang vertikal $Z = 2.6$. Pada lampiran D1 telah dicantumkan *streamline* kontur kecepatan penampang vertikal untuk $Z=0,1$ dan $Z=5,1$.



Gambar 4. 22 Vektor *velocity* di sisi *transition zone* $Z=2,6$ (*center*)

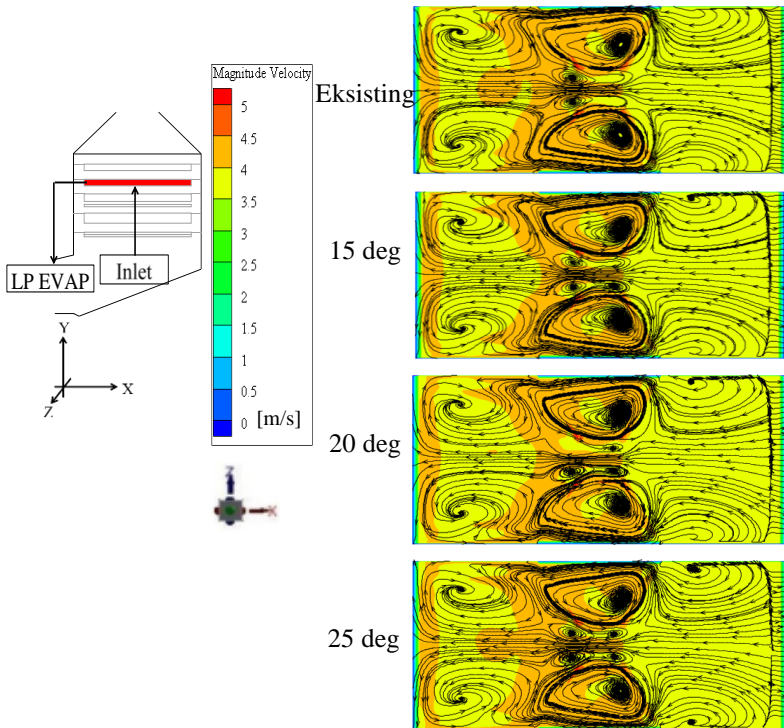
Berdasarkan gambar 4.22 serta lampiran D4 tentang vektor *velocity* di penampang vertikal $Z=0,1$, $Z=2,6$ dan $Z=5,1$ terlihat bahwa terjadi *secondary flow* terbesar di $Z=5,1$ dan semakin berkurang ketika posisi z menuju $Z=0,1$. Hal ini menyebabkan penyerapan kalor tertinggi terjadi di sisi bagian $Z=0,1$ pada *heat exchnager*. Kemudian dari gambar 4.21 terlihat bahwa *secondary flow* di bagian *transition zone* semakin berkurang seiring penambahan *turning vane* dengan modifikasi 1,2 dan 3. Dengan demikian diketahui bahwa dengan penambahan 2 *turning vane* dapat memperbaiki distribusi aliran menjadi lebih merata yang pada akhirnya akan memperbaiki penyerapan kalor di *heat exchanger*.

4.4.2.2 Distribusi Kecepatan pada *Heat exchanger*



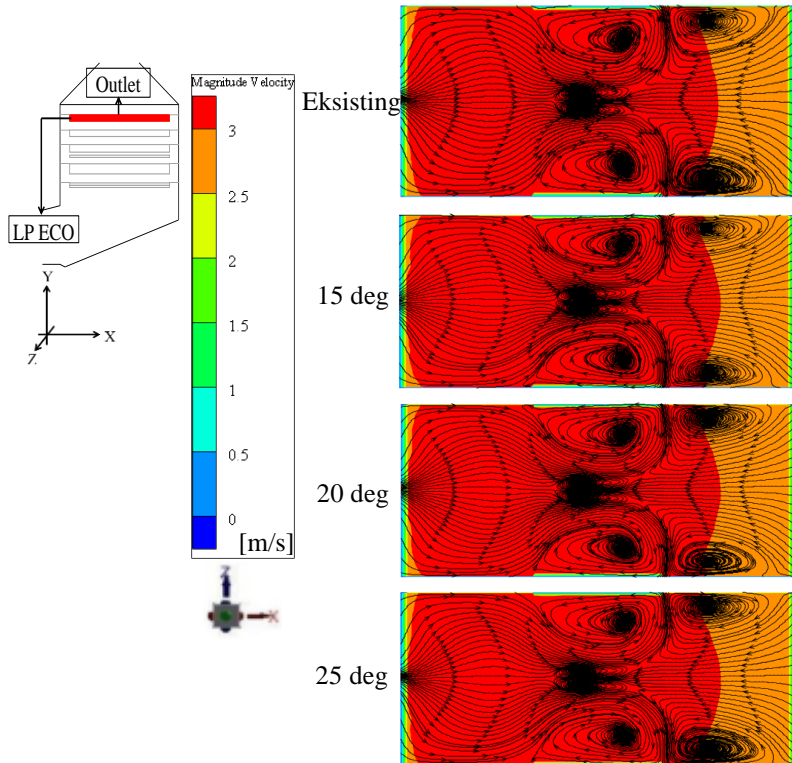
Gambar 4. 23 *Streamline* kecepatan *flue gas* pada *Inlet* HP *superheater 2*

Berdasarkan Gambar 4.23 pada pengambilan data distribusi kecepatan *inlet* HP *superheater 2*, terlihat bahwa distribusi kecepatan modifikasi 1 (2 *turning vane* di sisi *inlet transition zone* sudut 15° dan 15°) lebih baik dibanding HRSG eksisting dan modifikasi 2 serta 3. Penambahan *turning vane* di sisi *inlet transition zone* pada HRSG eksisting menghasilkan distribusi kecepatan yang memiliki *streamline* lebih condong ke arah sumbu X+ pada sisi *inlet* HP *Superheater 2*.



Gambar 4. 24 *Streamline* kecepatan flue gas pada inlet LP evaporator

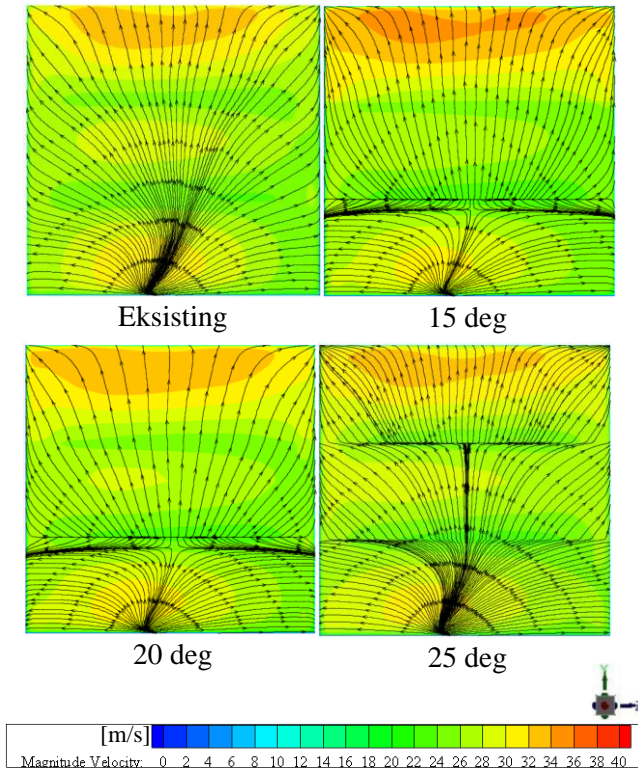
Berdasarkan Gambar 4.24 pada pengambilan data distribusi kecepatan inlet LP evaporator, terlihat bahwa distribusi kecepatan modifikasi 1 (2 turning vane di sisi inlet transition zone sudut 15° dan 15°) lebih baik dibanding HRSG eksisting dan modifikasi 2 serta 3. Pada kontur velocity modifikasi 1 dan 2 terlihat mirip. Penambahan turning vane di sisi inlet transition zone pada HRSG eksisting menghasilkan vortex/pusaran lebih banyak dibandingkan dengan eksisting pada inlet LP evaporator.



Gambar 4. 25 *Streamline* kecepatan *flue gas* pada *outlet LP economizer*

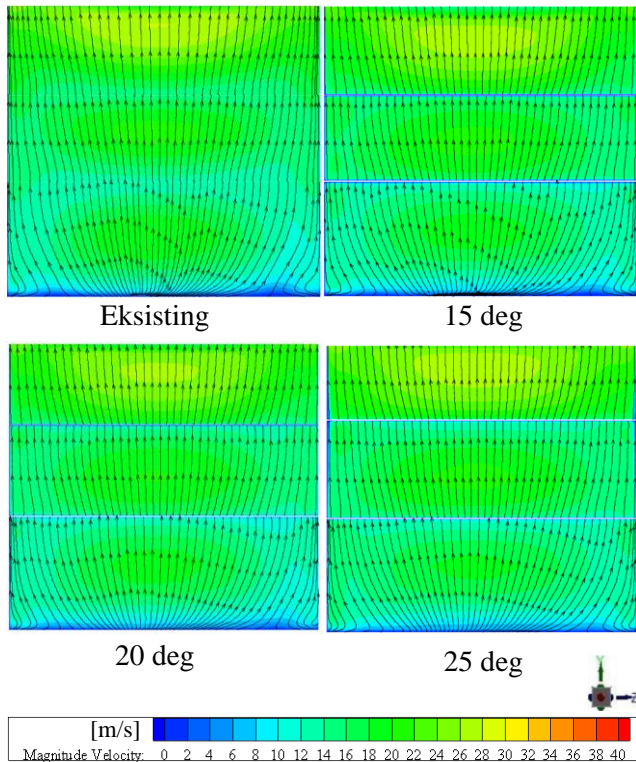
Berdasarkan Gambar 4.25 pada pengambilan data distribusi kecepatan *outlet LP economizer*, terlihat bahwa distribusi kecepatan modifikasi 1 (2 *turning vane* di sisi *inlet transition zone* sudut 15° dan 15°) lebih baik dibanding HRSG eksisting dan modifikasi 2 serta 3. Pada kontur *velocity* modifikasi 1 dan 2 terlihat mirip. Penambahan *turning vane* di sisi *inlet transition zone* pada HRSG eksisting menghasilkan *vortex*/pusaran lebih banyak dibandingkan dengan eksisting pada *outlet LP economizer*. Pada lampiran D2 telah dicantumkan pengambilan data distribusi kecepatan di setiap *inlet* dan *outlet heat exchanger*.

4.4.2.3 Distribusi Kecepatan pada *Inlet Transition Zone* HRSG



Gambar 4. 26 *Streamline* kecepatan *flue gas* pada *inlet sisi inlet transition zone*

Berdasarkan Gambar 4.26 dengan pengambilan data pada *inlet sisi Inlet transition zone*, terlihat bahwa distribusi kecepatan pada modifikasi 1, 2, dan 3 lebih merata dibandingkan HRSG eksisting. Berdasarkan Gambar 4.26 didapatkan bahwa semakin besar sudut *vane* yang digunakan maka arah aliran akan terbagi lebih banyak terlihat dari *streamline* yang ditampilkan.

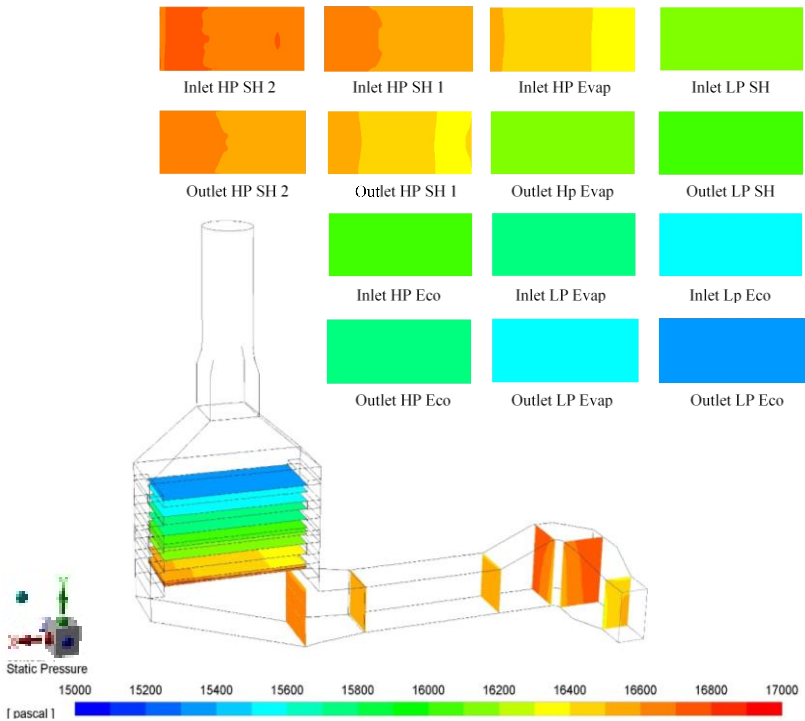


Gambar 4. 27 *Streamline* kecepatan *flue gas* pada *outlet* sisi *inlet transition zone*

Berdasarkan Gambar 4.27 dengan pengambilan data pada *outlet* sisi *Inlet transition zone*, terlihat bahwa distribusi kecepatan pada modifikasi 1, 2, dan 3 lebih merata dibandingkan HRSG eksisting. Berdasarkan Gambar 4.27 didapatkan bahwa *streamline* pada modifikasi 1, 2 dan 3 terlihat mirip dominan ke arah Y^+ . Pada lampiran D3 telah dicantumkan pengambilan data distribusi kecepatan di *ducting* HRSG.

4.4.3 Distribusi Tekanan

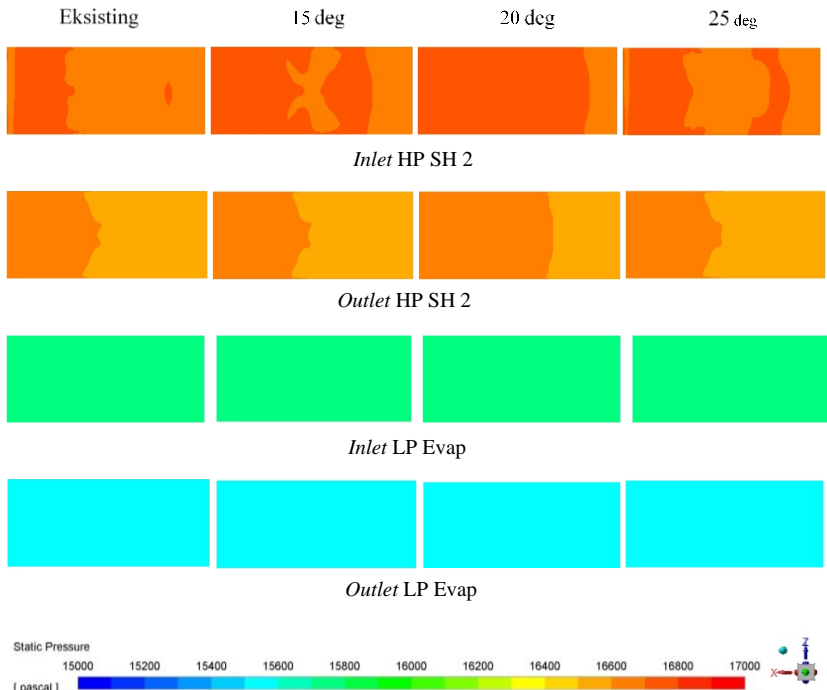
Pada gambar 4.28 berikut ini ditampilkan distribusi tekanan statik pada model eksisting HRSG. Di daerah sisi *inlet transition zone* terlihat terjadinya peningkatan tekanan statis dari *inlet* ke *outlet*. Hal ini diakibatkan oleh perbesaran bentuk geometri (*enlargement*) HRSG, dan dengan penambahan *turning vane* di sisi *inlet transition zone* akan semakin meningkatkan *pressure drop* di daerah tersebut.



Gambar 4. 28 Distribusi tekanan statik *flue gas* di *inlet* dan *outlet* *heat exchanger* HRSG eksisting (referensi)

Berdasarkan Gambar 4.29 pengambilan data distribusi tekanan statis di *inlet* dan *outlet* HP *Superheater* 2 dan LP *Evaporator* terlihat bahwa tekanan statis lebih merata dengan

penambahan *turning vane*, yang berarti modifikasi 1,2 dan 3 menghasilkan tekanan statik yang lebih merata dibandingkan dengan eksisting. Pada lampiran E1 dan E2 sssstelah dicantumkan data pengambilan distribusi tekanan untuk eksisting, modifikasi 1,2, 3 serta daerah ducting HRSG.



Gambar 4. 29 Distribusi tekanan statik *flue gas* di *inlet* dan *outlet* HP *superheater* dan LP *evaporator* HRSG.

Berdasarkan Gambar 4.30 pengambilan data tekanan statis pada *inlet* dan *outlet* sisi *inlet transition zone* terlihat bahwa tekanan yang terjadi pada tiap variasi penelitian berbeda satu dengan yang lain. Dengan demikian distribusi tekanan statis yang terjadi pada *downstream ducting* dipengaruhi oleh penambahan

turning vane di sisi *curve bend* dan sisi *inlet transition zone* serta sudut *vane* yang digunakan.

- *Inlet Turning Vane*



- *Outlet Turning Vane*



Gambar 4. 30 Distribusi tekanan statis pada *inlet* dan *outlet* sisi *inlet transition zone* pada HRSG.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan penelitian yang menggunakan software *Computational Fluid Dynamic (CFD)* dengan memodelkan jajaran *heat exchanger* di HRSG unit 1 PLTGU Muara Karang blok 1 sebagai *porous medium* dan dengan *ungroup macro heat exchanger* serta analisa data hasil simulasi numerik yang dihasilkan dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Penambahan 2 *turning vane* di sisi *inlet transition zone* pada HRSG eksisting mampu memperbaiki distribusi kecepatan dan temperatur *flue gas* serta mengurangi besarnya aliran sekunder di *transition zone*.
2. Penambahan 2 *turning vane* di sisi *inlet transition zone* HRSG mampu menghasilkan penghematan energi sebesar 0,45 MW dibandingkan dengan HRSG eksisting (referensi).

5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Diperlukan 2 buah *turning vane* di sisi *inlet transition zone* dengan jarak sama terhadap dinding *inlet transition zone* untuk mendapatkan distribusi temperatur dan kecepatan yang seragam
2. Diperlukan penelitian dengan penggunaan model turbulensi lain untuk dapat menangkap seluruh fenomena simulasi numerik dengan lebih akurat.
3. Diperlukan penelitian pengaruh variasi geometri *turning vane* di *inlet transition zone* HRSG terhadap distribusi kecepatan dan temperatur *flue gas* di HRSG untuk mendapatkan geometri *turning vane* yang dapat menghasilkan distribusi kecepatan dan temperatur *flue gas* terbaik.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

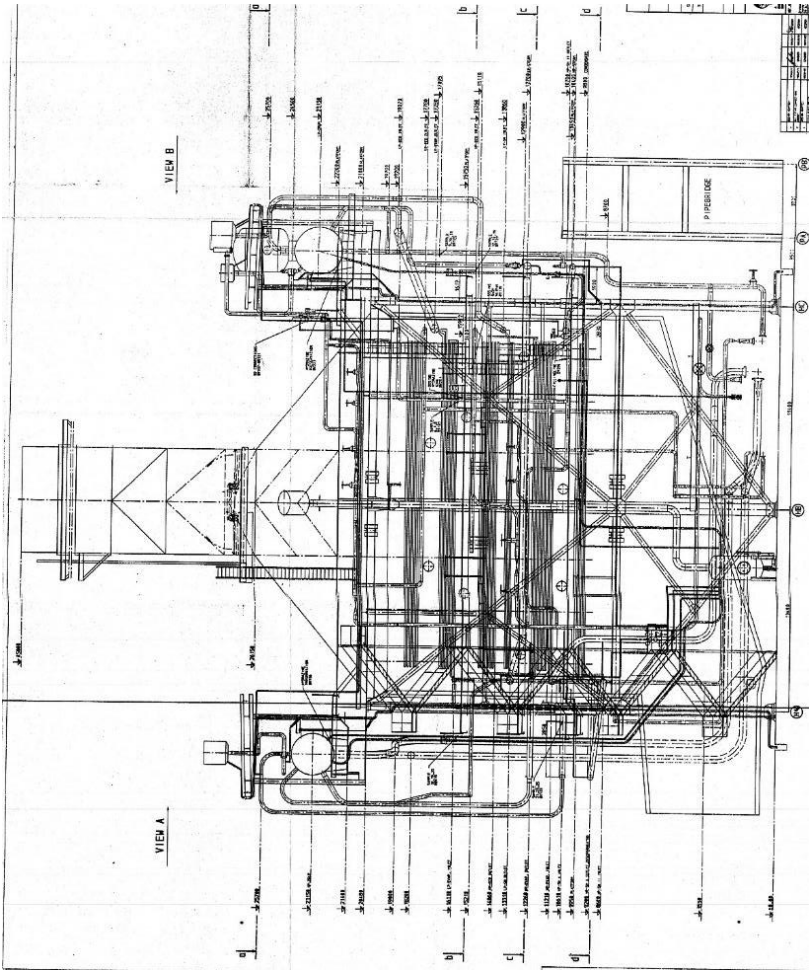
DAFTAR PUSTAKA

- Andika, Eri. (2018), “Studi Numerik Untuk Peningkatan Unjuk Kerja HRSG PLGU Muara Karang Blok 1 dengan Modifikasi Geometri *Transition zone* dan Penggunaan *Turning vane* pada Sisi *Inlet Duct*”. Tugas akhir ITS, Hal; 1-105.
- ANSYS (2009), ANSYS *FLUENT* User’s Guide 19.1, ANSYS.
- Buecker, B. (2002), *Basics of Boiler and HRSG Design*, PennWell, Tulsa, Oklahoma.
- Daiber, J. (2006), *Fluid dynamics of the HRSG gas side*, Vogt Power International Inc., www.powermag.platts.com.
- Heat exchanger Design Handbook*, (1983), Humisphere Publishing Corporation, USA
- Hedge, N., Han, I, Lee, T. W., Roy, R. P. (2007), “*Flow and Heat Transfer in Heat Recovery Steam Generator*”, *Journal of Energy Resource Technology*, Vol 129, No. 3, hal 232-242.
- Hyun, K. S., Tae, H. J., Yong, H. L., Bon, C. K., Do, H. L.(2017), “*Design Optimization of HRSG Inlet Duct Geometry for Improving Flow Uniformity Using Meta-Heuristic Algoritm*”, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Springer, Seoul.s
- IEA (International Energy Agency) (2016). *Reducing emissions from fossil-fired generation: Indonesia, Malaysia and Viet Nam*. Paris: IEA.
- Incropera, Frank P., Dewitt, David P., Bergman, Theodore L., Lavine, Andrienne S. (2007), *Fundamental of Heat and Mass Transfer*, 6th edition, John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey.
- Irawan, Medwin. (2019), “Studi Numerik Tentang Unjuk Kerja *Heat Recovery Steam Generator* Tipe Vertikal dengan Penambahan *Turning vane* dengan Variasi Sudut Kemiringan Vane pada Sisi *Inlet transition zone*”. Tugas Akhir ITS Hal; 1-135

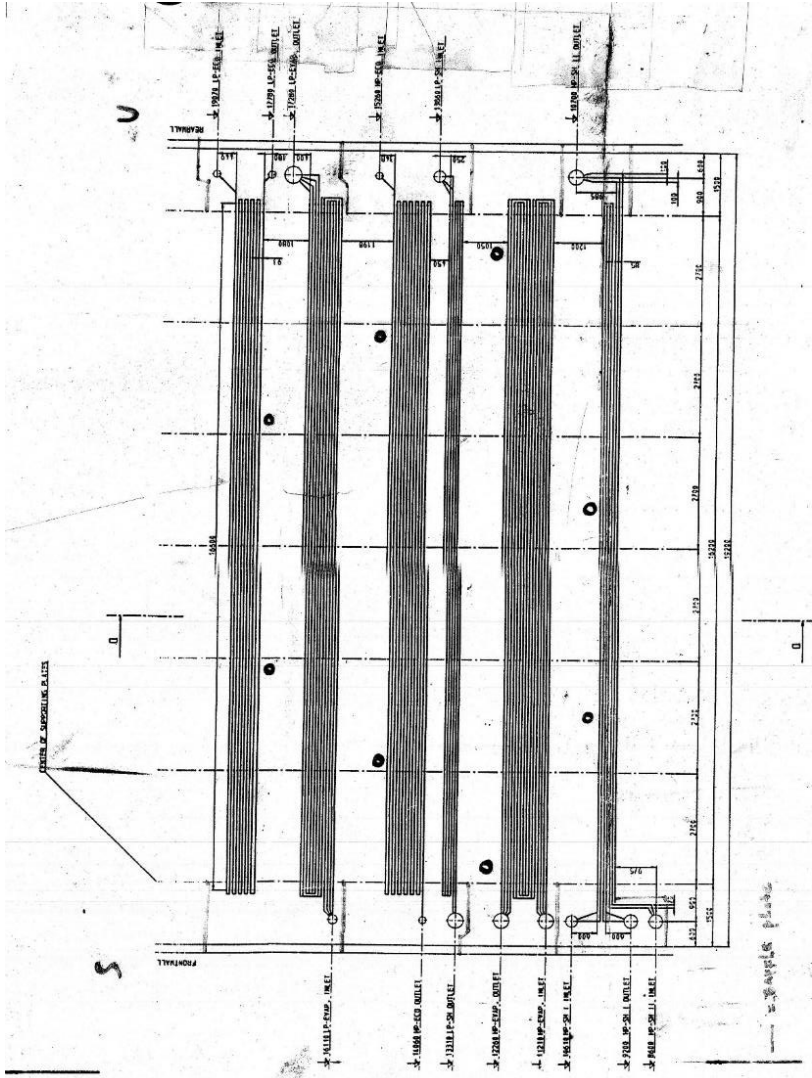
- Khanna, M. & Rao, N. D. (2010). "Supply and Demand of Electricity in the Developing World", Annual Review of Resource Economics, California.
- Kurniawan R. & Hazwi M. (2014), "Analisa Performansi Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap (PLTGU) Sicanang Belawan", Jurnal e-Dinamis, Vol 10, Sumatera Utara.
- MEMR (Ministry of Energy and Mineral Resources of the Republic of Indonesia) (2016). Handbook of energy & economic statistics of Indonesia, 2016. Jakarta: MEMR.
- Moran, Michael J. & Shapiro, Howard N. (2006), *Fundamental of Engineering Thermodynamics*, 5th edition, John Wiley & Sons, Chicester.
- Munson, B. R., Young, D. F. (2009), "Fundamentals of Fluid Mechanics", John Wiley & Sons, United States of America. Hal; 421.
- N. Patil, M. Kavade, A. Patil. (2012), Study of gas flow behavior in HRSG inlet duct with CFD tools, Int. J. Mech. Eng. Appl. Res. 3.
- Pritchard J. Philip. & Leylegian C. John (2011), "Fox and McDonals Introduction of Fluid Mechanics", 8th Edition,
- Shin, H., Kim, D., Ahn, H., Choi, S., Myoung, G. (2012), "Investigation of *Flow* pattern in a Complex *Inlet* Duct of a Heat Recovery Steam Generator", *Energy and Power*, Vol 2, No. 1, hal. 1-8.
- Sumitomo Corporation (1994), *Maintenance manual Heat Recovery Steam Generator Muara Karang CCP II*, volume 1, Tokyo.
- Sutardi., Wawan, A. W., Ibnu, Affan., Iswati., M. D. Sutrisno. (2010), "Experimental Study on the Effect of Guide Vane Insertion and Reynolds Numbers on the *Flow Pressure drop* in a 90° Rectangular *Elbow*", Regional Conference on Mechanical and Aerospace Technology, Bali.

LAMPIRAN


A.1 Gambar teknik HRSG PLTGU Muara Karang blok 1




A.2 Gambar teknik spesifikasi HRSG PLTGU Muara Karang blok 1



A.3 Data desain ke-1 HRSG PLTGU Muara Karang blok 1

 <p style="font-size: small;">A U S T R I A N ENERGY & ENVIRONMENT SOP/MAAGHER BPO QMSH</p>	<p>Operating Manual</p> <p>HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR</p> <p>MUARA KARANG CCPP II</p>	<p>Volume : Section :3.0 Page :2/6 Status :31.Oct.1995</p>
<hr/>		
3.0 <u>Design and operating data:</u>		
3.1 <u>HRSG-design data:</u>		
3.1.1 Manufactures Number:		
HRSG 1		
High pressure water a. steam system		3034
Low pressure water a. steam system		3037
HRSG 2		
High pressure water a. steam system		3035
Low pressure water a. steam system		3038
HRSG 3		
High pressure water a. steam system		3036
Low pressure water a. steam system		3039
3.1.2 Dimensions of HRSG:		
Width (seen from GT side)		7050 mm
Depth (seen from GT side)		19200 mm
Height of rectangular cross section		13440 mm
Top of the stack		45000 mm
3.1.3 Heat transfer surfaces:		
Low pressure water a. steam system		34620 m ²
High pressure water a. steam system		52256 m ²
Total heating surface		86876 m ²

A.4 Data desain ke-2 HRSG PLTGU Muara Karang blok 1

 <p style="font-size: small; text-align: center;">PT. PALM OIL MILL INDONESIA ENERGY & ENVIRONMENT SGP/NAAGENER-010 CMBH</p>	<p>Operating Manual</p> <p>HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR</p> <p>MUARA KARANG CCPP II</p>	<p>Volume : Section :3.0 Page :3/6 Status :31.Oct.1995</p>
---	--	--

3.1.4 Volumes:

Low pressure water and steam system (total)	94,80 m ³
Low pressure Economizer	9,05 m ³
Deaerator	8,89 m ³
Low pressure drum	42,50 m ³
Low pressure evaporator	11,960 m ³
Low pressure superheater	6,40 m ³
Low pressure connection lines	16,00 m ³
High pressure water and steam system (total)	80,90 m ³
High pressure economizer	10,78 m ³
High pressure drum	24,50 m ³
High pressure evaporator	13,41 m ³
High pressure superheater I & II	7,21 m ³
High pressure connection lines	25,0 m ³
Total volume of HRSG	175,70 m³

3.1.5. High pressure system:

		Superheater		Evaporator	Economizer
		SH2	SH1		
Design pressure	bar (g)	110	110	111	111
Design temperatur	°C	525	490	319	319
Calculated pressure drop	bar (g)	1,0	0,7	2,0	1,5
Exhaust gas temperature inlet	°C	541,3	523	468	305
Exhaust gas temperature outlet	°C	523	468	313	234
Transfer water temperature	°C				157,6

Total water circulation ratio	4,5
Losses (radiation) %	0,2

A.5 Data desain ke-3 HRSG PLTGU Muara Karang blok 1



Operating Manual
HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR
MUARA KARANG CCPP II

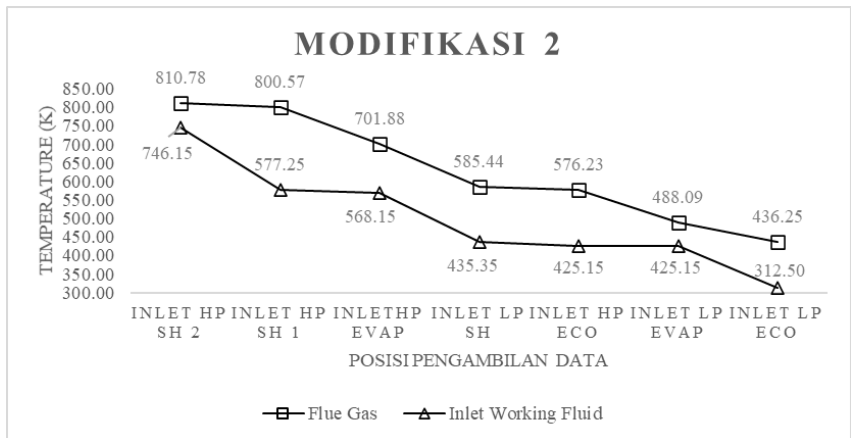
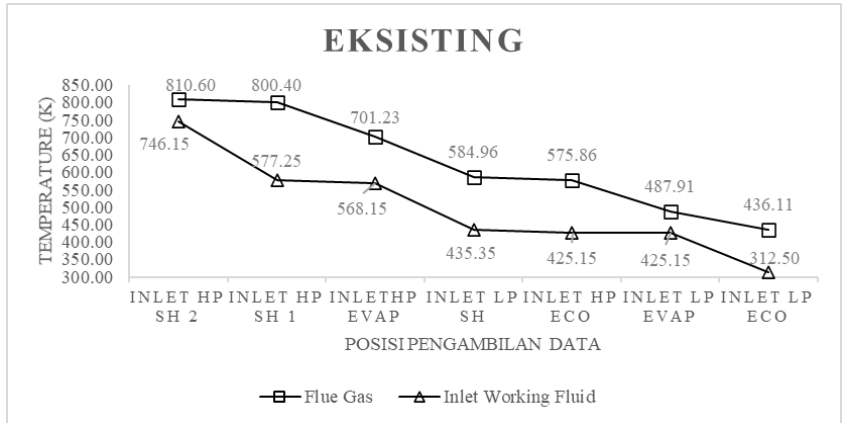
Volume :
Section :3.0
Page :4/6
Status :31.Oct.1995

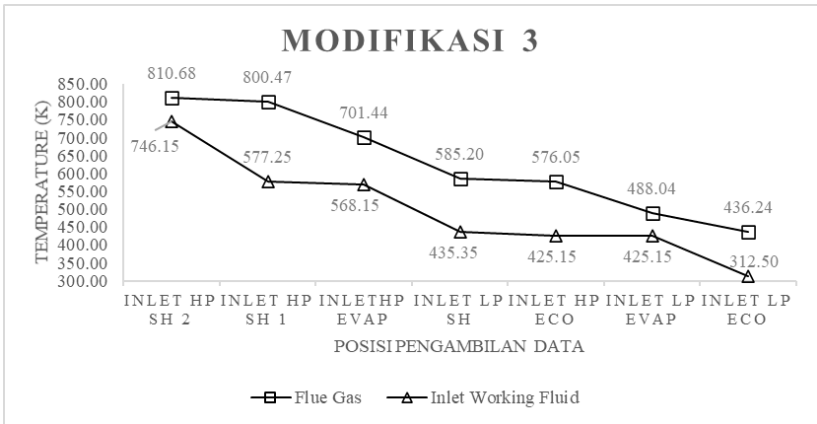
3.1.6. Low pressure system:

		Superheater	Evaporator	Economizer
Design pressure	bar (g)	10,0	10,0	33,0
Design temperatur	°C	318	183	214
Calculated pressure drop	bar (g)	0,2	1,5	1,5
Exhaust gas temperature inlet	°C	313	234	170
Exhaust gas temperature outlet	°C	305	170	104,5
Condensate temp.	°C			42,3

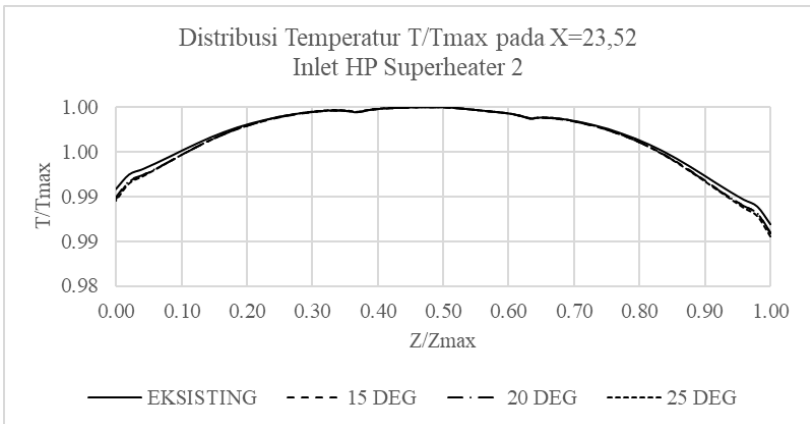
Total water circulation ratio. 5,0
Losses (radiation) % 0,2

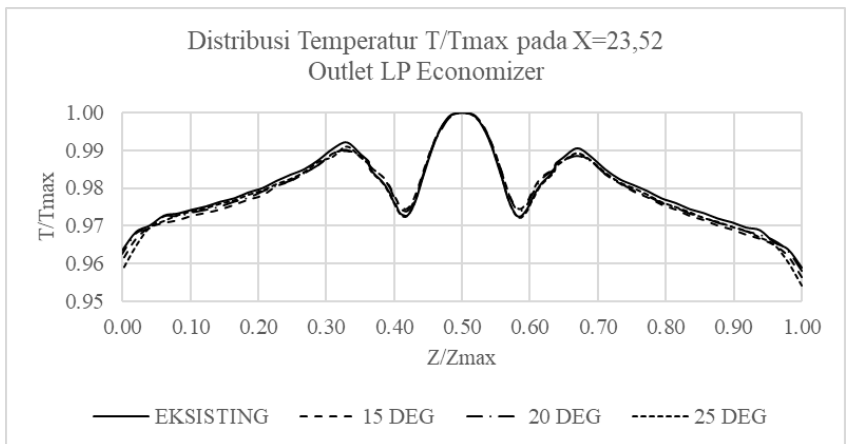
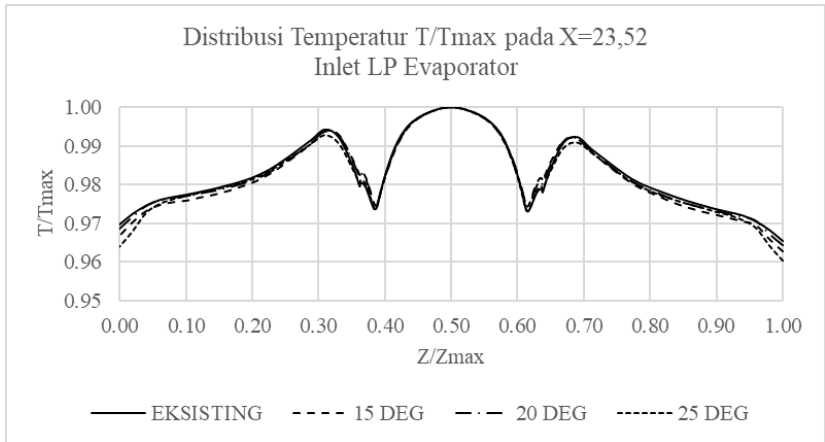
B.1 Lampiran Kuantitatif Distribusi Temperatur Inlet Flue Gas Vs Inlet Working Fluid



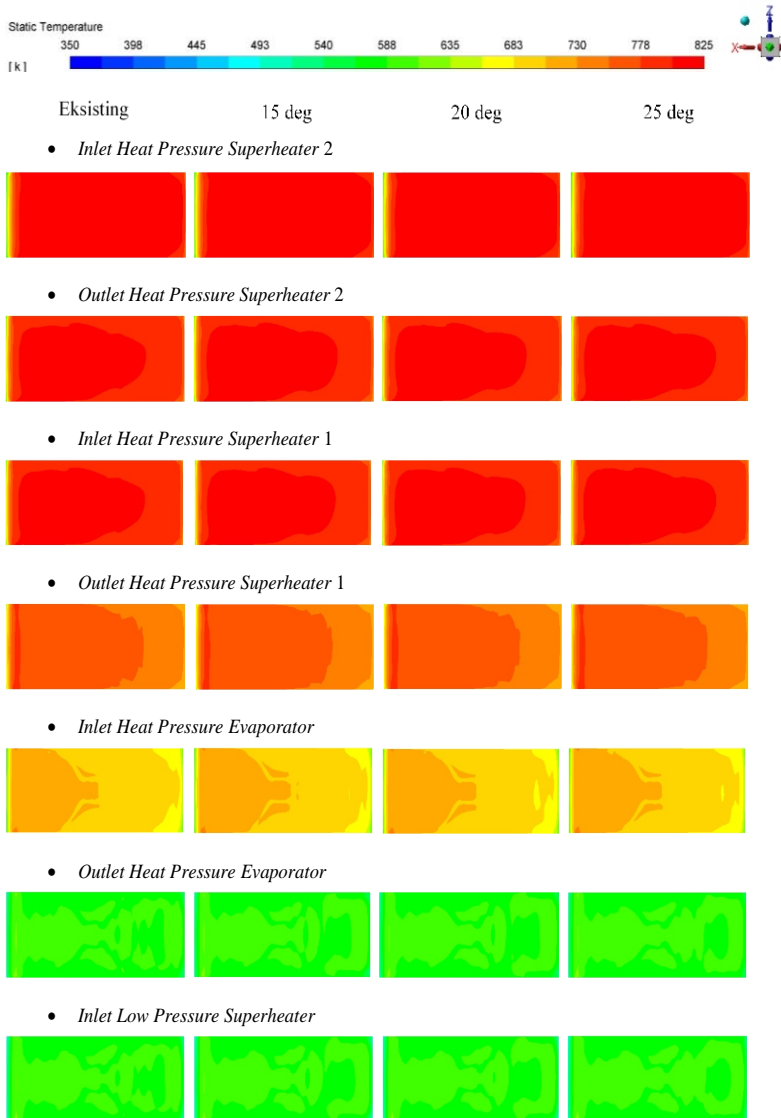


B.2 Lampiran Distribusi Temperatur T/Tmax pada X=23,52





C.1 Lampiran Distribusi Temperature di *Heat exchanger*



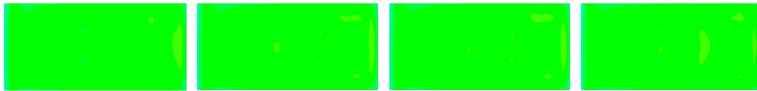


Eksisting 15 deg 20 deg 25 deg

- *Outlet Low Pressure Superheater*



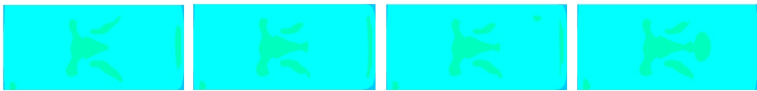
- *Inlet High Pressure Economizer*



- *Outlet High Pressure Economizer*



- *Inlet Low Pressure Evaporator*



- *Outlet Low Pressure Evaporator*



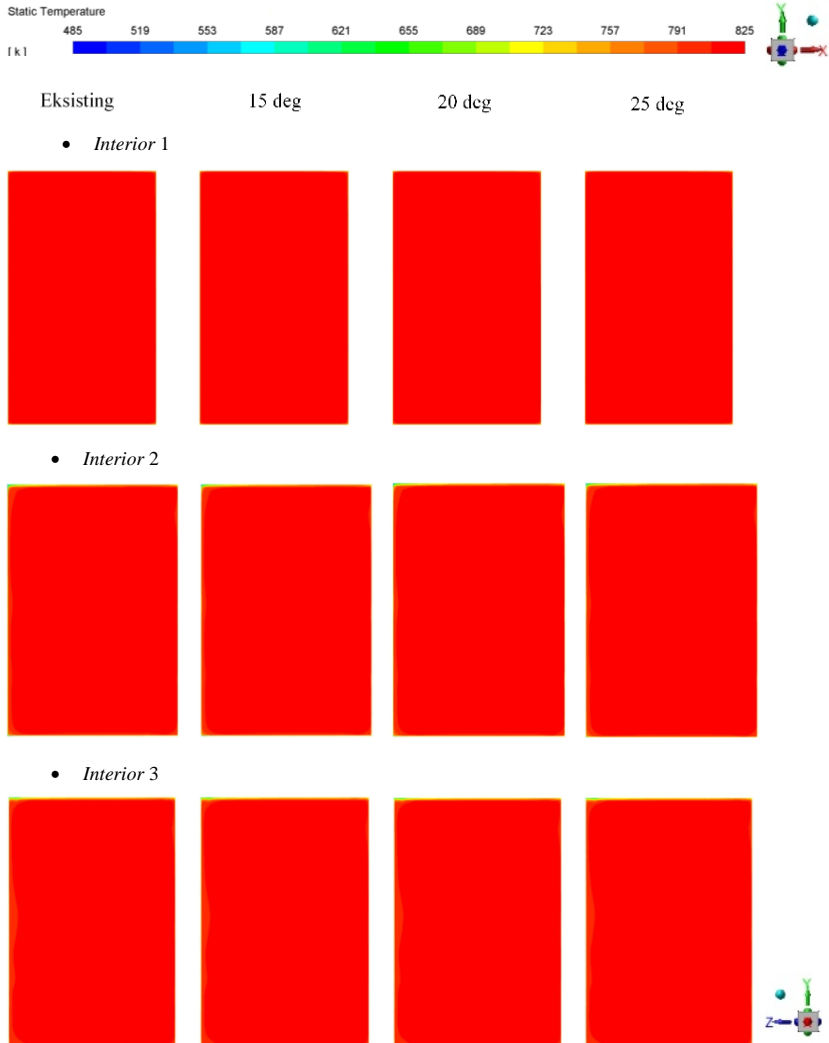
- *Inlet Low Pressure Economizer*



- *Outlet Low Pressure Economizer*



C.2 Lampiran Distribusi Temperatur di *Ducting*





- *Interior 4*



- *Inlet Turning Vane*

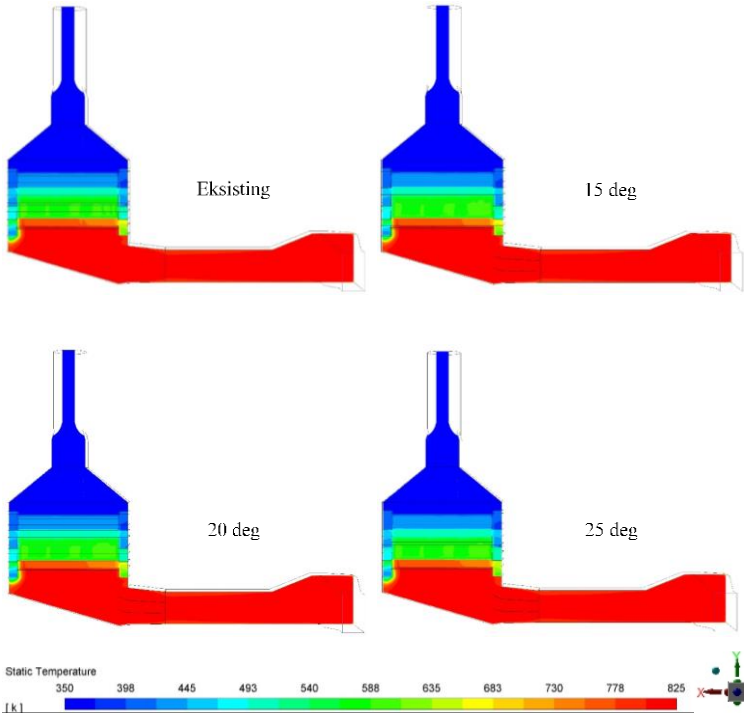


- *Outlet Turning Vane*

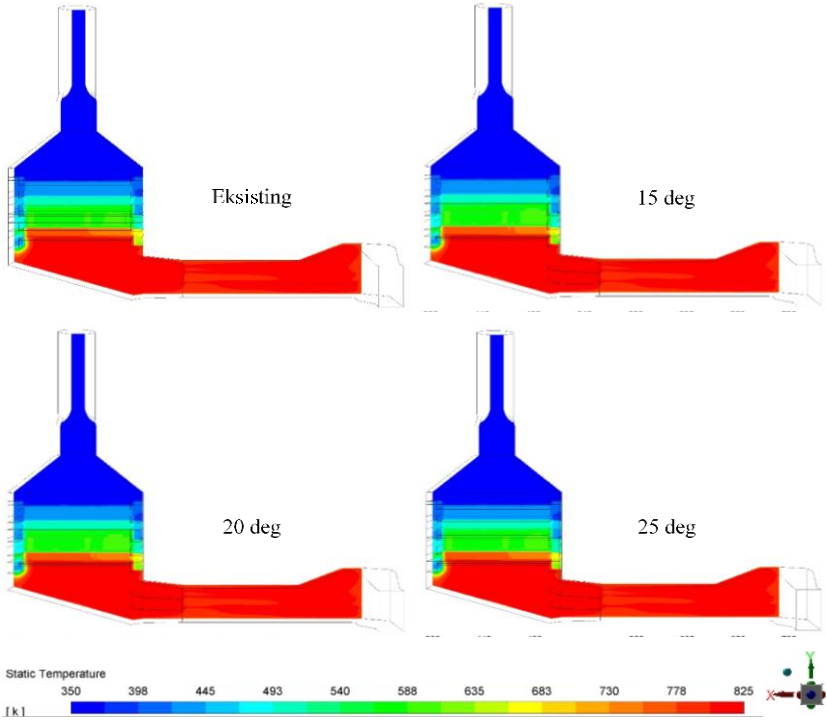


C.3 Distribusi Temperatur Penampang Vertikal

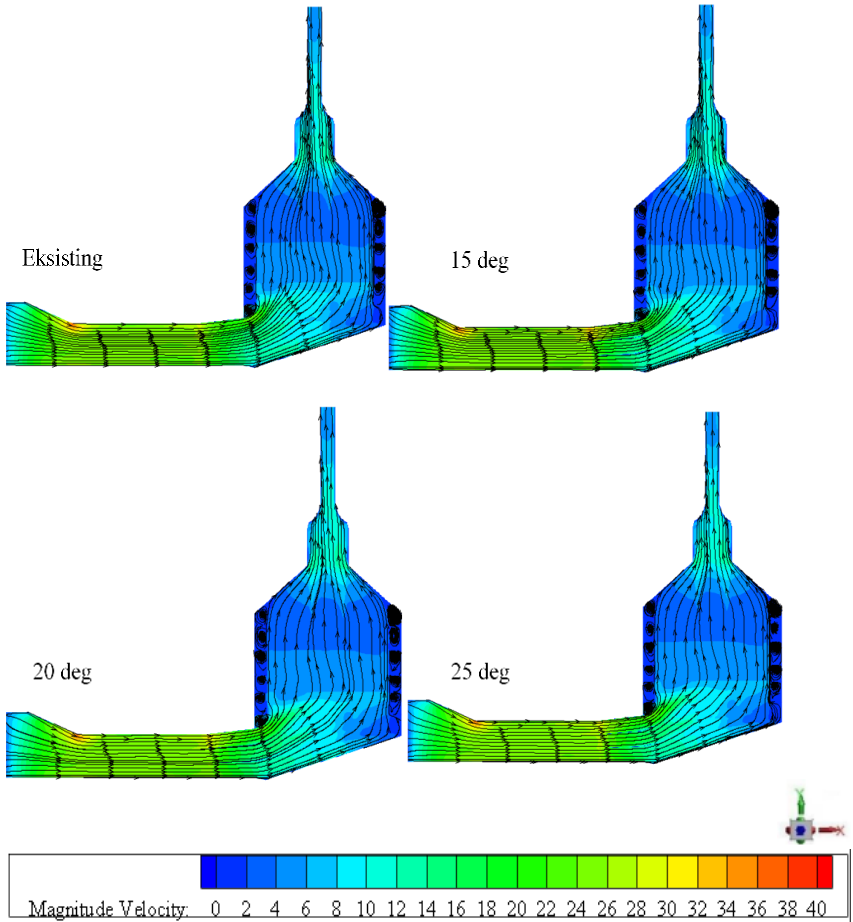
Distribusi Temperatur Penampang Vertikal Z = 0,1



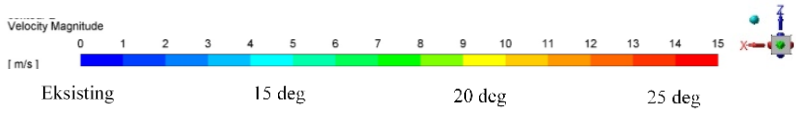
Distribusi Temperatur Penampang Vertikal Z = 5,1



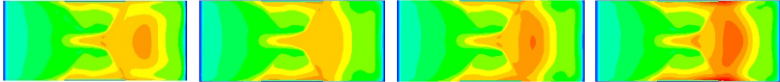
Streamline Kecepatan Penampang Vertikal Z=5.1



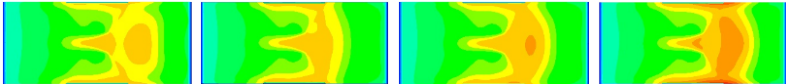
D.2 Lampiran Distribusi Kecepatan di *Heat exchanger*



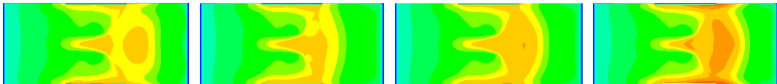
- *Inlet Heat Pressure Superheater 2*



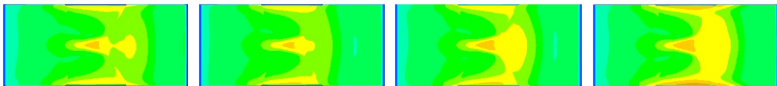
- *Outlet Heat Pressure Superheater 2*



- *Inlet Heat Pressure Superheater 1*



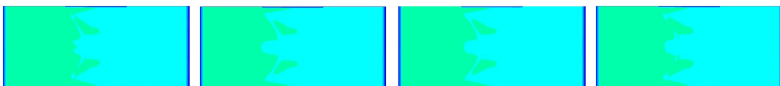
- *Outlet Heat Pressure Superheater 1*



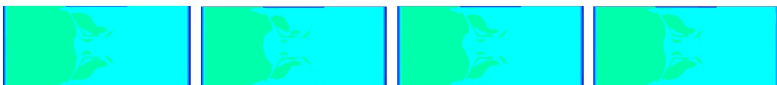
- *Inlet Heat Pressure Evaporator*

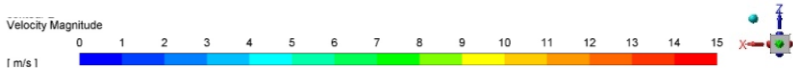


- *Outlet Heat Pressure Evaporator*



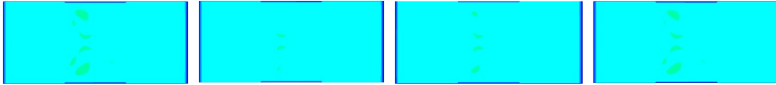
- *Inlet Low Pressure Superheater*



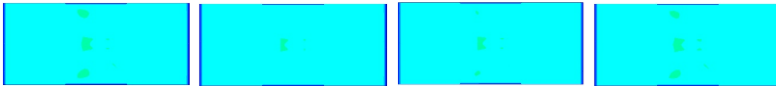


Eksisting 15 deg 20 dcg 25 deg

- *Outlet Low Pressure Superheater*



- *Inlet High Pressure Economizer*



- *Outlet High Pressure Economizer*



- *Inlet Low Pressure Evaporator*



- *Outlet Low Pressure Evaporator*



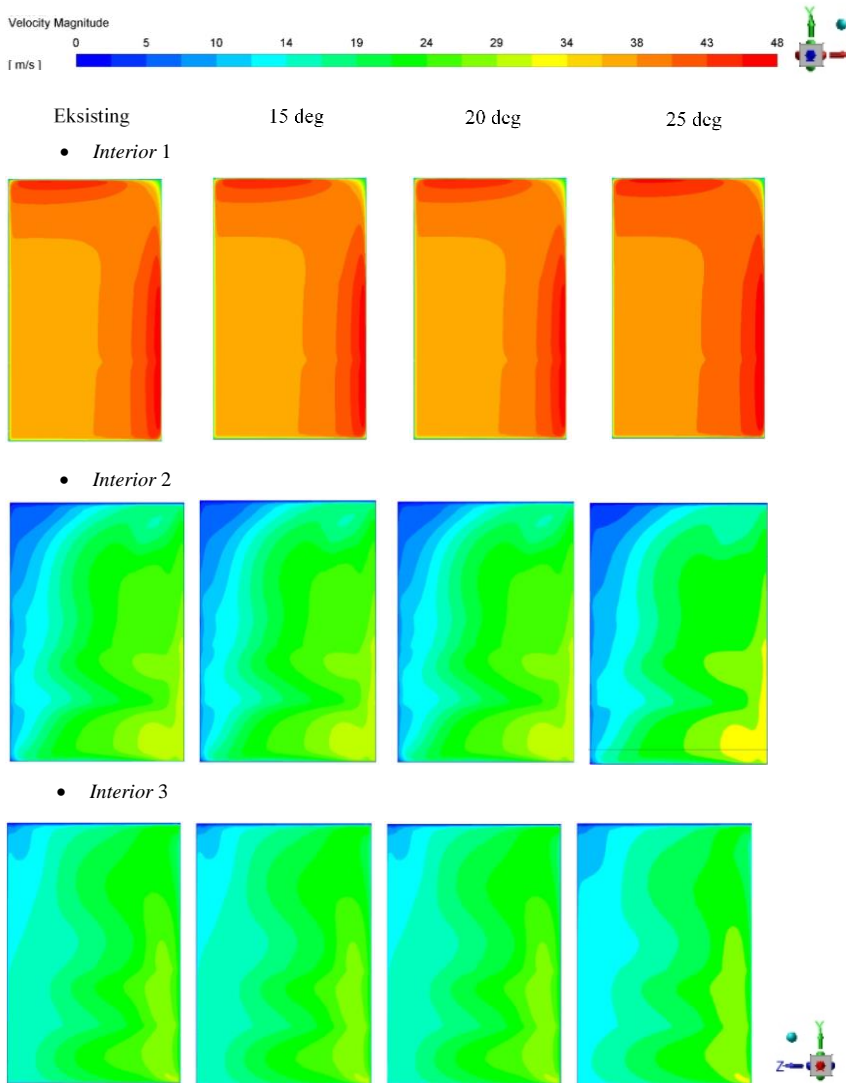
- *Inlet Low Pressure Economizer*

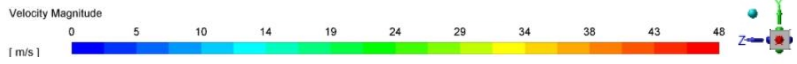


- *Outlet Low Pressure Economizer*



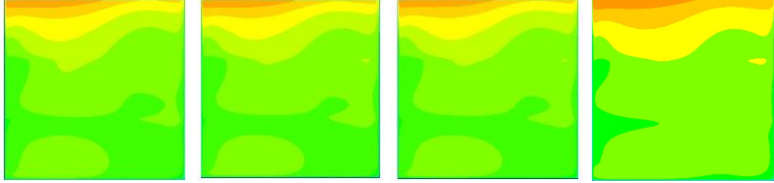
D.3 Lampiran Distribusi Kecepatan di *Ducting*



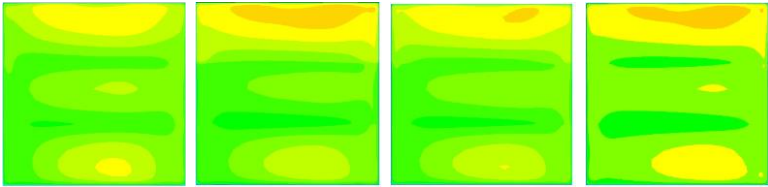


Eksisting 15 deg 20 deg 25 deg

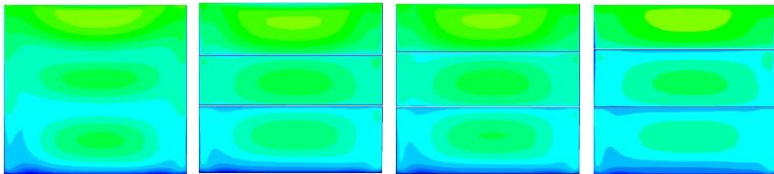
- Interior 4

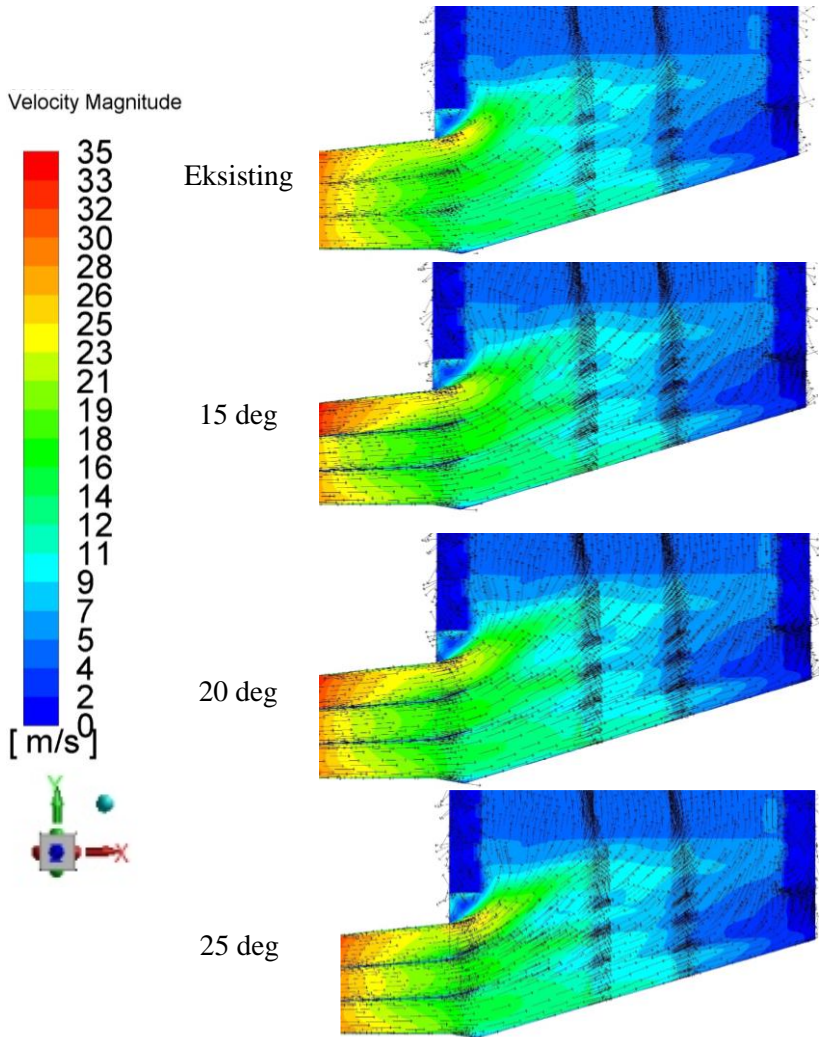


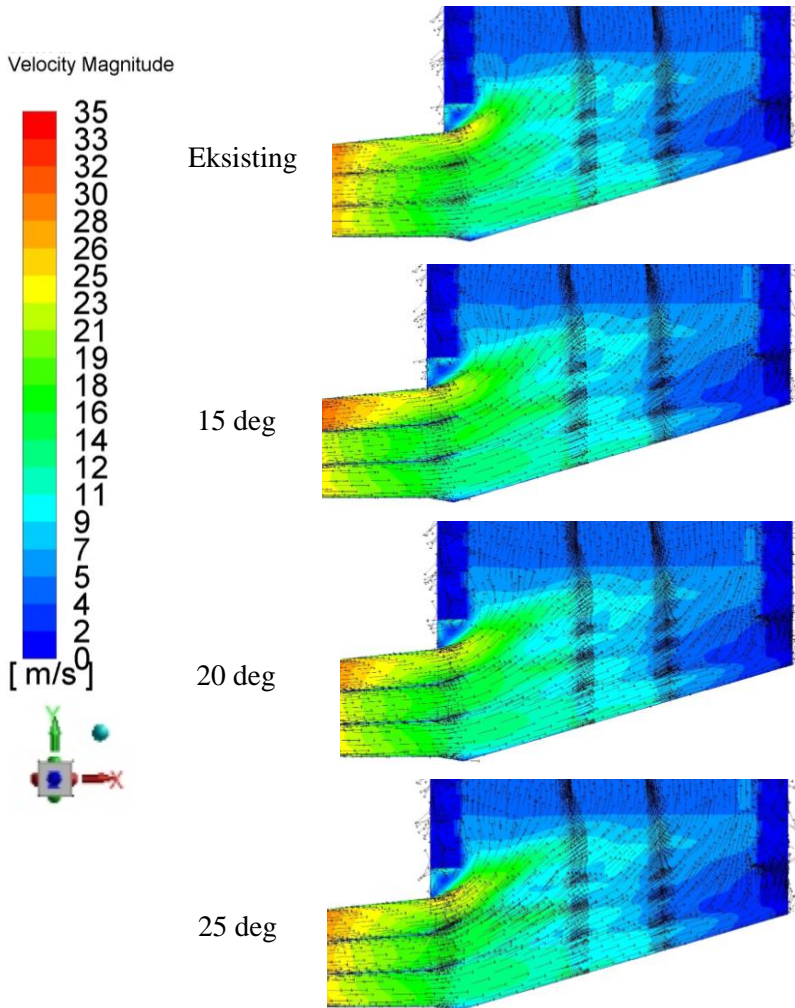
- Inlet Turning Vane



- Outlet Turning Vane

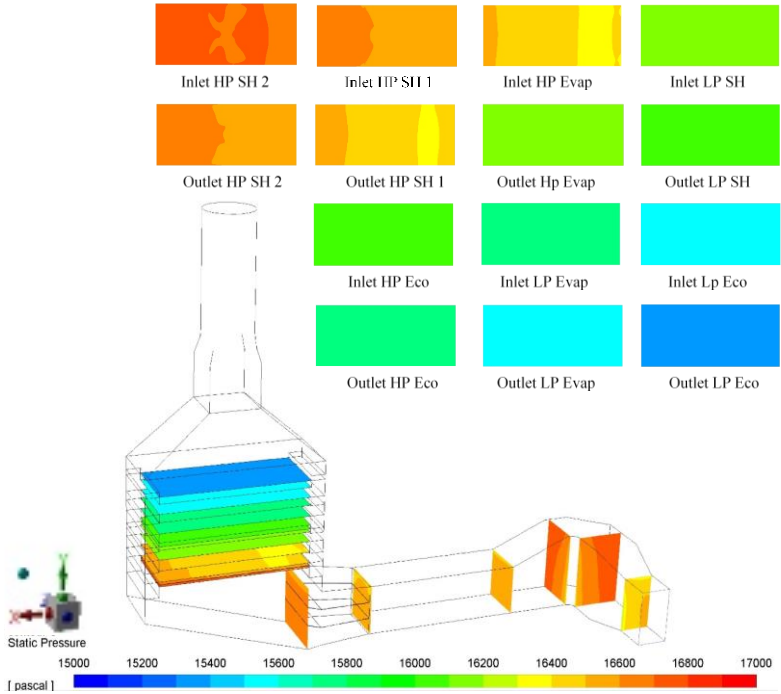


D.4 Lampiran Vektor Kecepatan di *Transition zone* $Z=0.1$ 

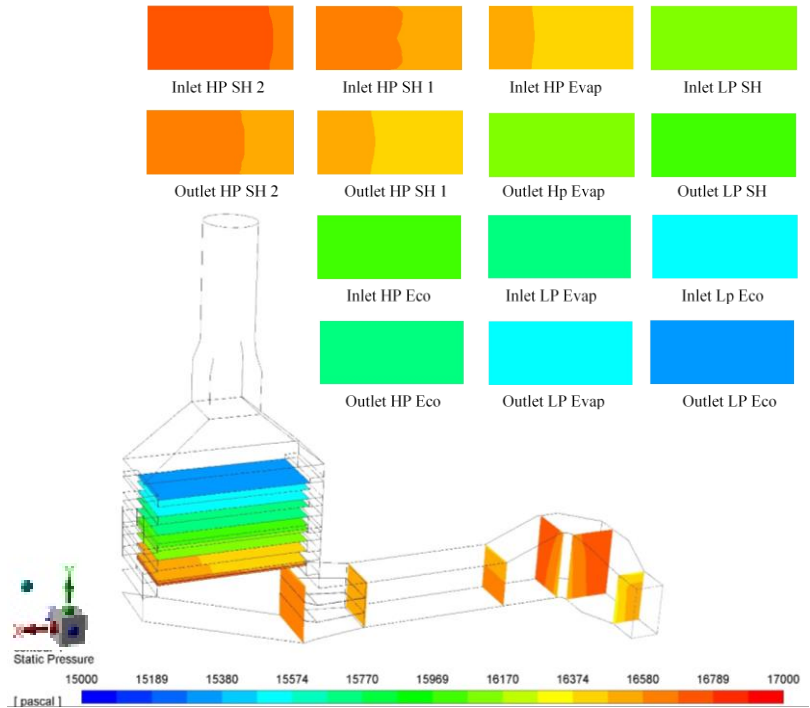
D.4 Lampiran Vektor Kecepatan di *Transition zone* Z=5.1

E.1 Lampiran Distribusi Tekanan di *Heat exchanger*

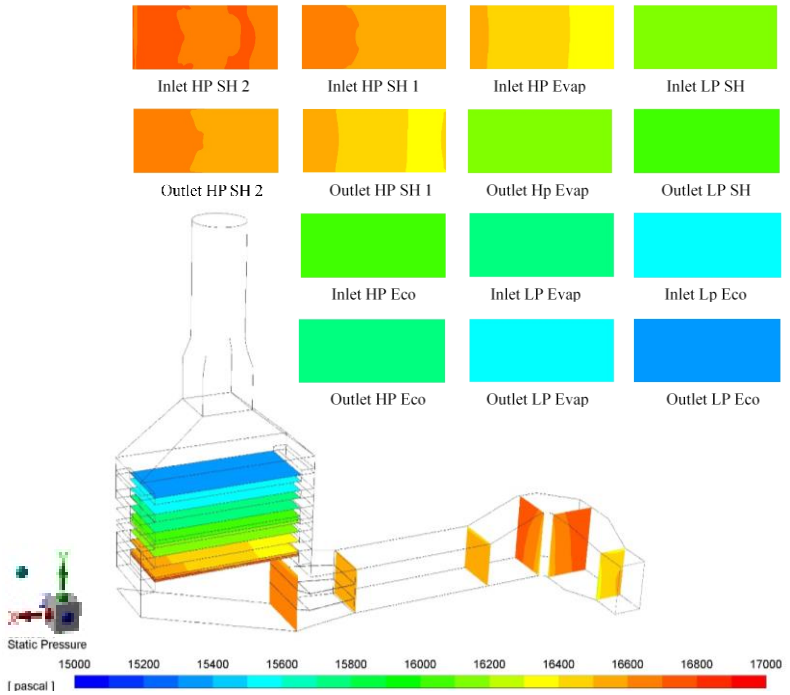
1. Distribusi Tekanan pada Modifikasi 1



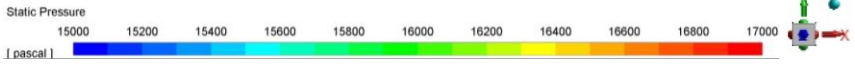
2. Distribusi Tekanan pada Modifikasi 2



3. Distribusi Tekanan pada Modifikasi 3

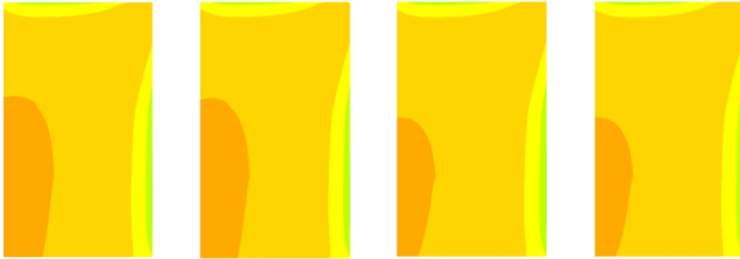


E.2 Lampiran Distribusi Tekanan di *Ducting*



Eksisting 15 deg 20 deg 25 deg

- Interior 1

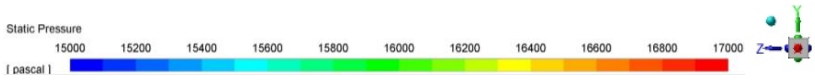


- Interior 2



- Interior 3





Eksisting

15 deg

20 deg

25 deg

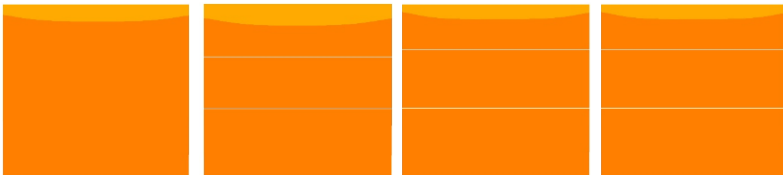
- *Interior 4*



- *Inlet Turning Vane*



- *Outlet Turning Vane*



(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BIODATA PENULIS



Penulis dengan nama lengkap Rozi Oktiryuda, dilahirkan di Saruaso pada tanggal 29 oktober 1997 dan dibesarkan di Saruaso, kab. Tanah Datar, Sumatera Barat. Penulis merupakan anak ke-3 dari empat bersaudara dari pasangan Bapak Yonadri dan Ibu Zulfarida. Pendidikan formal yang telah ditempuh dimulai dari sekolah dasar di SDN 06 Saruaso Barat, kemudian melanjutkan ke sekolah menengah pertama di SMPN 5 Batusangkar dan setelah itu melanjutkan ke sekolah menengah atas di SMAN 1 Padang Panjang. Penulis melanjutkan jenjang pendidikan Strata-1 ke Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada tahun 2016 hingga lulus tahun 2020. Pengalaman penulis dimulai pada tahun ajaran 2017/2018, yang mana diterima sebagai staff Hubungan Luar Ash-Shaff Teknik Mesin FTIRS-ITS. Dan pada tahun 2018/2019 diberi tanggung jawab sebagai kepala departemen Hubungan Luar Ash-Shaff Teknik Mesin FTIRS-ITS. Penulis juga pernah menjadi Asisten Praktikum Mekanika Fluida 1 di tahun ajaran 2018/2019. Kemudian pada bulan Juli - Agustus 2019 Penulis memulai pengalaman kerja praktek di PT Pertamina EP *Field* Jatibarang di bidang Reliability Availability and Maintenance (RAM). Penulis sendiri merupakan anggota laboratorium Rekeyasa Termal Teknik Mesin FTIRS-ITS. Apabila ada yang ingin berdiskusi dan ada masukan serta saran tentang studi ini dapat menghubungi email: roziyuda29@gmail.com .

“Born to Be Happy! People Plans, Allah Decide”