



TESIS

**PERMODELAN *STEAM COIL AIR HEATER (SCAH)*
SEBAGAI *POROUS MEDIUM* UNTUK MENGETAHUI
KARAKTERISTIK ALIRAN DAN MENGURANGI
PEMAKAIAN ENERGI SENDIRI PADA PLTU UNIT 1
GRESIK**

**EKO ARIYANTO
2116207719**

**DOSEN PEMBIMBING
Dr. WAWAN ARIES WIDODO, S.T.,M.T.**

**PROGRAM MAGISTER
BIDANG KEAHLIAN MANAJEMEN ENERGI
KERJASAMA PT. PJB
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOVENBER
SURABAYA
2018**



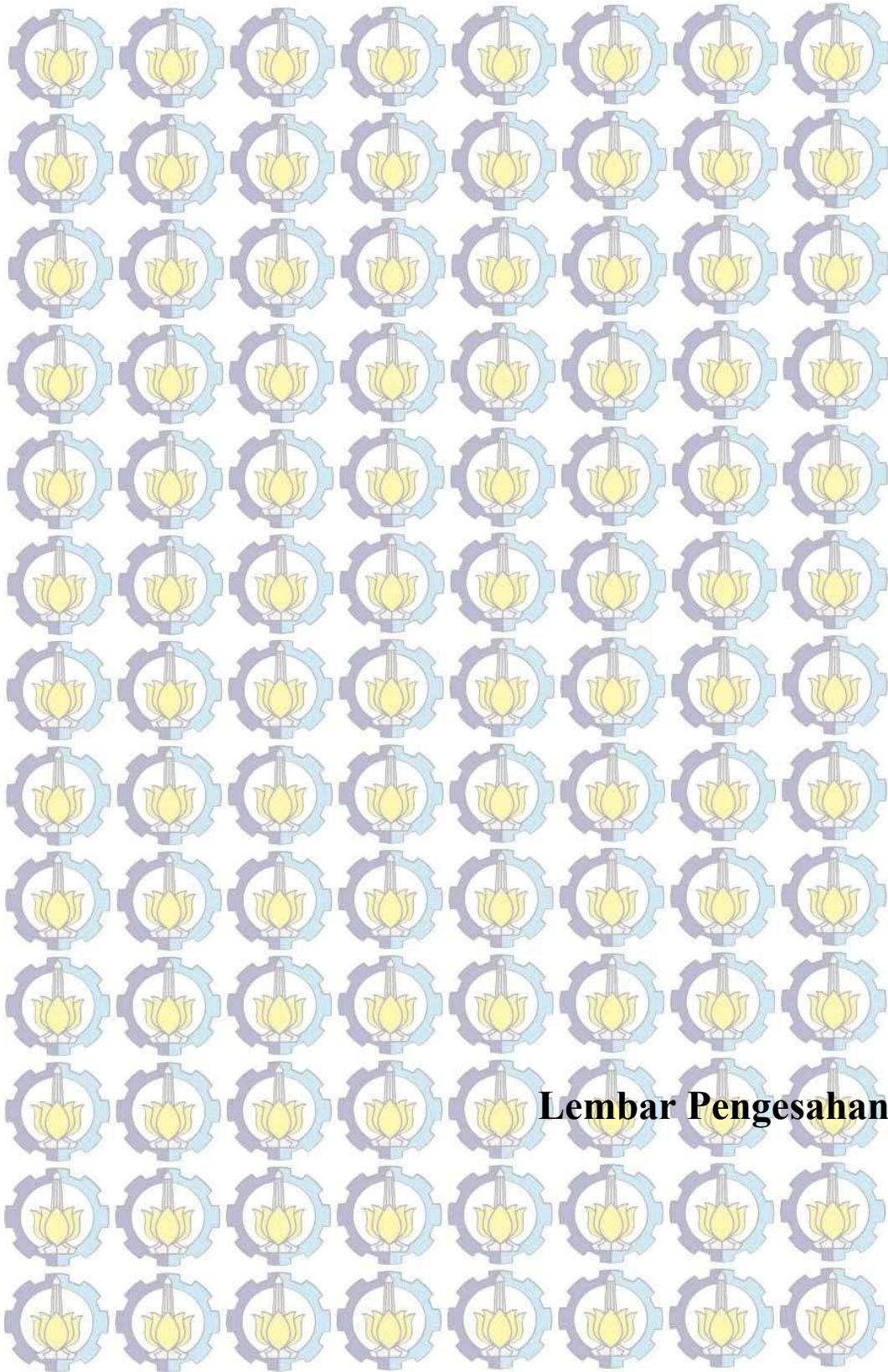
TESIS

**STEAM COIL AIR HEATER (SCAH) MODELING AS
POROUS MEDIUM TO ANALYZE FLOW
CHARACTERISTIC AND REDUCE SELF ENERGY
USAGE IN GRESIK UNIT 1 STEAM POWER PLANT**

**EKO ARIYANTO
2116207719**

**SUPERVISOR
Dr. WAWAN ARIES WIDODO, S.T.,M.T.**

**MASTER PROGRAM
FIELD STUDY OF ENERGY MANAGEMENT
IN COOPERATION WITH PT. PJB
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018**



Lembar Pengesahan

LEMBAR PENGESAHAN

TESIS

**Telah disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (M.T)**

Di

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

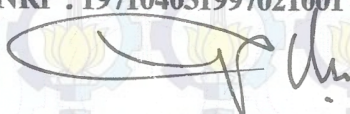
**Eko Ariyanto
NRP:2116207719**

**Tanggal Ujian : 21 Juli 2018
Periode Wisuda : September 2018**

Disetujui Oleh:


**1.Dr. Wawan Aries Widodo, S.T.,M.T,
NRP : 197104051997021001**

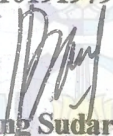
(Pembimbing)


**2.Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.
NRP : 196505051990031005**

(Penguji)



**3.Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng.
NRP : 195310191979031002**

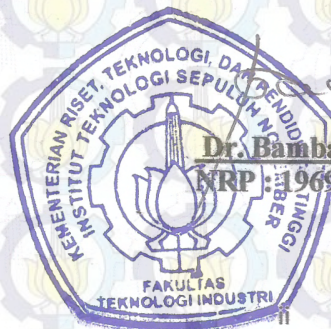
(Penguji)

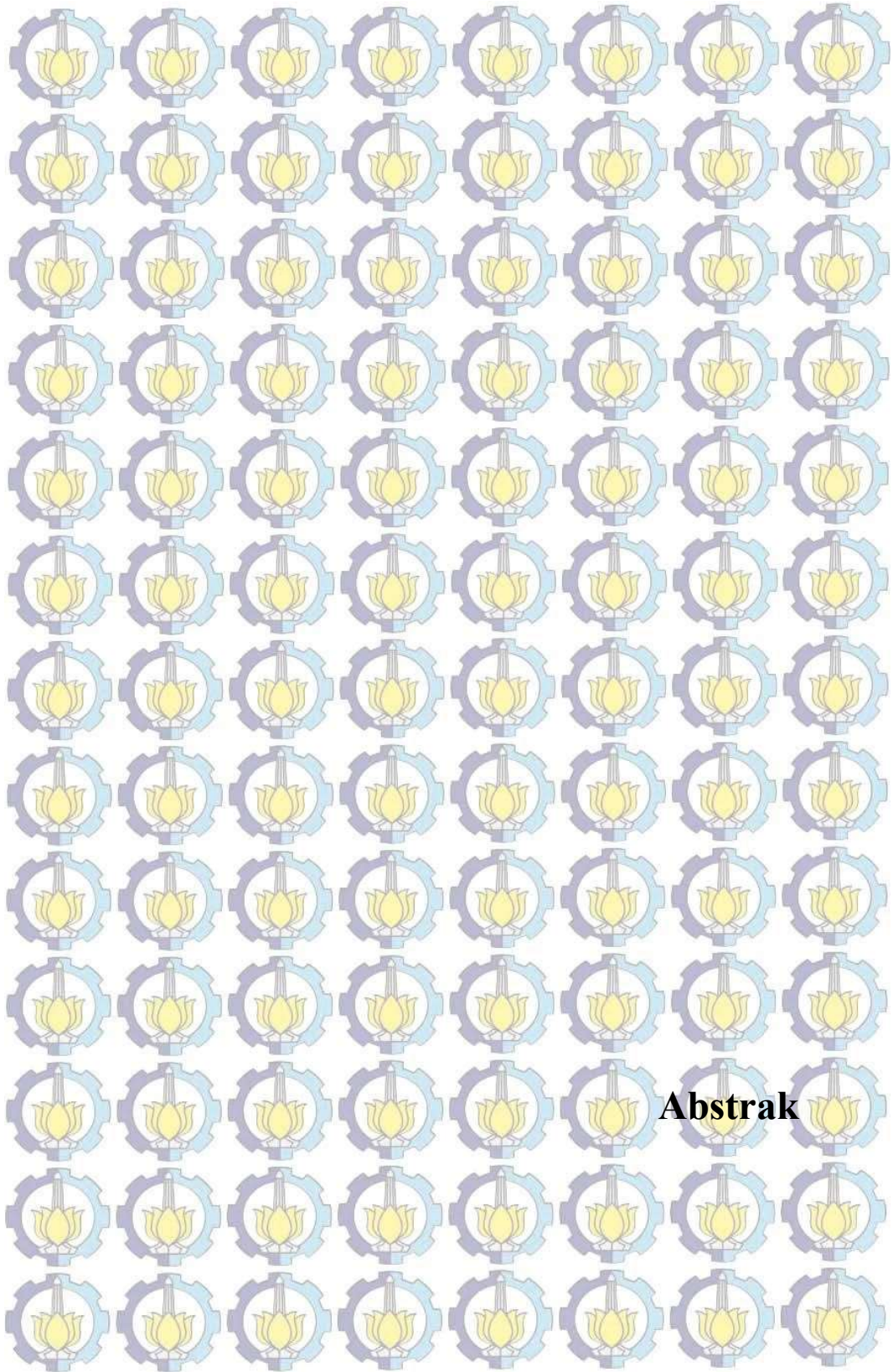

**4.Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.
NRP : 197301161997021001**

(Penguji)

Dekan Fakultas Teknologi Industri


**Dr. Bambang Lelono Widjiantoro, ST., M.T.
NRP : 196905071995121001**





PERMODELAN STEAM COIL AIR HEATER (SCAH) SEBAGAI POROUS MEDIUM UNTUK MENGETAHUI KARAKTERISTIK ALIRAN DAN MENGURANGI PEMAKAIAN ENERGI SENDIRI PADA PLTU UNIT 1 GRESIK

Nama Mahasiswa : Eko Ariyanto
NRP : 2116207719
Pembimbing : Dr. Wawan Aries Widodo, S.T.,M.T.

ABSTRAK

Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) Unit 1 Gresik dibangun pada tahun 1980 an. PLTU ini pada awalnya didesain menggunakan bahan bakar *residual oil* (RO), akan tetapi dengan alasan ekonomis pada 2003 dilakukan modifikasi agar bisa beroperasi dengan dua bahan bakar *residual oil* dan *Natural Gas* (NG). Ketika beroperasi dengan *residual oil* maka *supply* udara pembakaran dari *Forced Draft Fan* (FDF) akan melewati sebuah *heat exchanger* yang disebut *Steam Coil Air Heater* (SCAH) untuk menaikkan temperaturnya dan mencegah terjadinya kondensasi sulfur pada *flue gas*. Dengan beroperasi menggunakan *natural gas* maka fungsi SCAH ini sudah tidak diperlukan lagi. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui karakteristik aliran dan *heat transfer* melalui SCAH jika sebagian atau seluruh bundle tube pada SCAH dilepas. Melepas sebagian atau keseluruhan bundle tube pada SCAH ini dapat menurunkan energi yang dibutuhkan oleh FDF dan menambah pasokan udara pembakaran.

Penelitian dilakukan menggunakan software *Computational Fluid Dynamic* (CFD). Model yang dibuat menggunakan parameter energy model “on”, heat exchanger model “on”, *realizable k-Epsilon* model untuk model turbulen dan SCAH diperlakukan sebagai *porous medium* (PM). Simulasi akan memodelkan tiga variasi beban dan lima skenario (S1= modul 1,2 on, S2= modul 1,3 on, S3= modul 2,4 on, S4= modul 3,4 on, S5= semua off) pelepasan modul SCAH.

Hasil dari penelitian adalah data data kualitatif dan kuantitatif terkait dengan karakteristik aliran dan perpindahan panas. Model dengan kondisi seperti aktual memberikan hasil yang mirip dengan parameter data hasil komisioning. Data kontur menunjukkan terjadinya aliran sekunder akibat perbesaran luas penampang aliran. Total *pressure drop* dari masing masing skenario turun menjadi 32,27% untuk S1, 51,29% untuk S2, 47,04% untuk S3, dan 65.25% untuk S4. Dan kenaikan suhu udara keluar juga turun menjadi 29.29 (S1), 46,51(S2), 47,92%(S3), 68,28%(S3). Pada skenario S5 tidak ada penurunan tekanan dan kenaikan temperatur karena seluruh modulnya disimulasikan dilepas.

Kata kunci : *Porous Medium* (PM), *Steam Coil Air Heater* (SCAH), *numerical simulation*, PLTU, *pressure drop*, *Computational Fluid Dynamic* (CFD).

STEAM COIL AIR HEATER (SCAH) MODELLING AS POROUS MEDIUM TO ANALYZE FLOW CHARACTERISTIC AND REDUCE SELF ENERGY USAGE IN GRESIK UNIT 1 STEAM POWER PLANT

NamaMahasiswa : Eko Ariyanto
NRP : 2116207719
Pembimbing : Dr. Wawan Aries Widodo, S.T.,M.T.

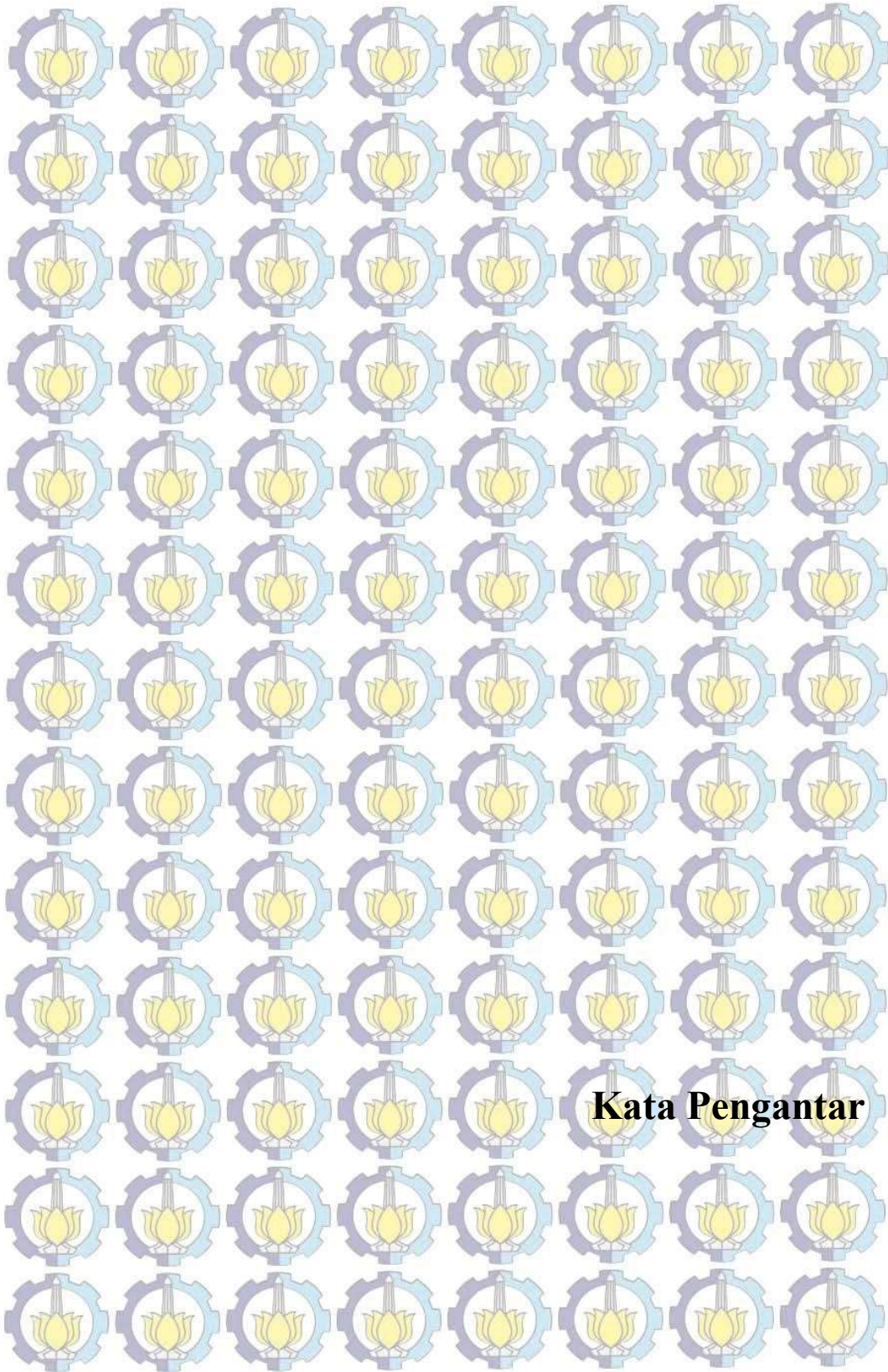
ABSTRACT

Gresik Unit 1 Steam Turbin Power Plant was built in 1980 and designed to burn Residual Oil. In 2003, due to economic and availability reasons it was modified to operate with dual fuel, Residual Oil and Natural Gas. Combustion air supplied by Forced Draft Fan (FDF) will pass a Heat Exchanger called Steam Coil Air Heater (SCAH) to prevent sulphur condensation in Air Heater flue gas side when utilized Residual Oil. SCAH will off when power plant utilized Natural Gas as a fuel, because there is no issue with sulphur in the fuel. This study deals with flow and heat transfer characteristic in SCAH if its tube modules completely or partially dismantled. Dismantling SCAH tube modules will reduce FDF power and increase combustion air flow.

This study use a numerical simulation model with commercial computational fluid dynamic (CFD) software. The model use energy model "on", Heat Exchanger Model "on" and realizable k-Epsilon for turbulence model and SCAH modelled as Porous Medium (PM). 3 different load (100%, 75%, 50%) and fives scenarios of tube module dismantling will be simulated. Tube modul dismantling skenarios are S1= Module 1,2 assembled, S2= Module 1, 3 assembled, S3=Module 2, 4 assembled, S3= Module 3, 4 Assembled and S5= all module disassembled.

This study result are both quantitative and qualitative data coressponded with flow and heat transfer characteristic such as pressuredrop, velocity and temperature. The model with original scenarios give good result in terms of pressure and outlet temperature with commisioning data. The contour data results show there are several secondary flow due to enlargement of flow area. Total Pressure drop for each S1,S2,S3,S4 are reduce to 32.27%, 51.29%, 47.04%, 65.25% respectively.And temperature rise for each schenario will decrease to 29.29% (S1), 46.51% (S2) , 47.92% (S3), 68.28% (S4). S5 have no pressure drop and temperature rise since all module are dismantled.

Keywords : Porous Medium (PM), Steam Coil Air Heater (SCAH), Numerical Simulation, Power Plant, Flow Characteristic, Computattional Fluid Dynamic (CFD).



Kata Pengantar

KATA PENGANTAR

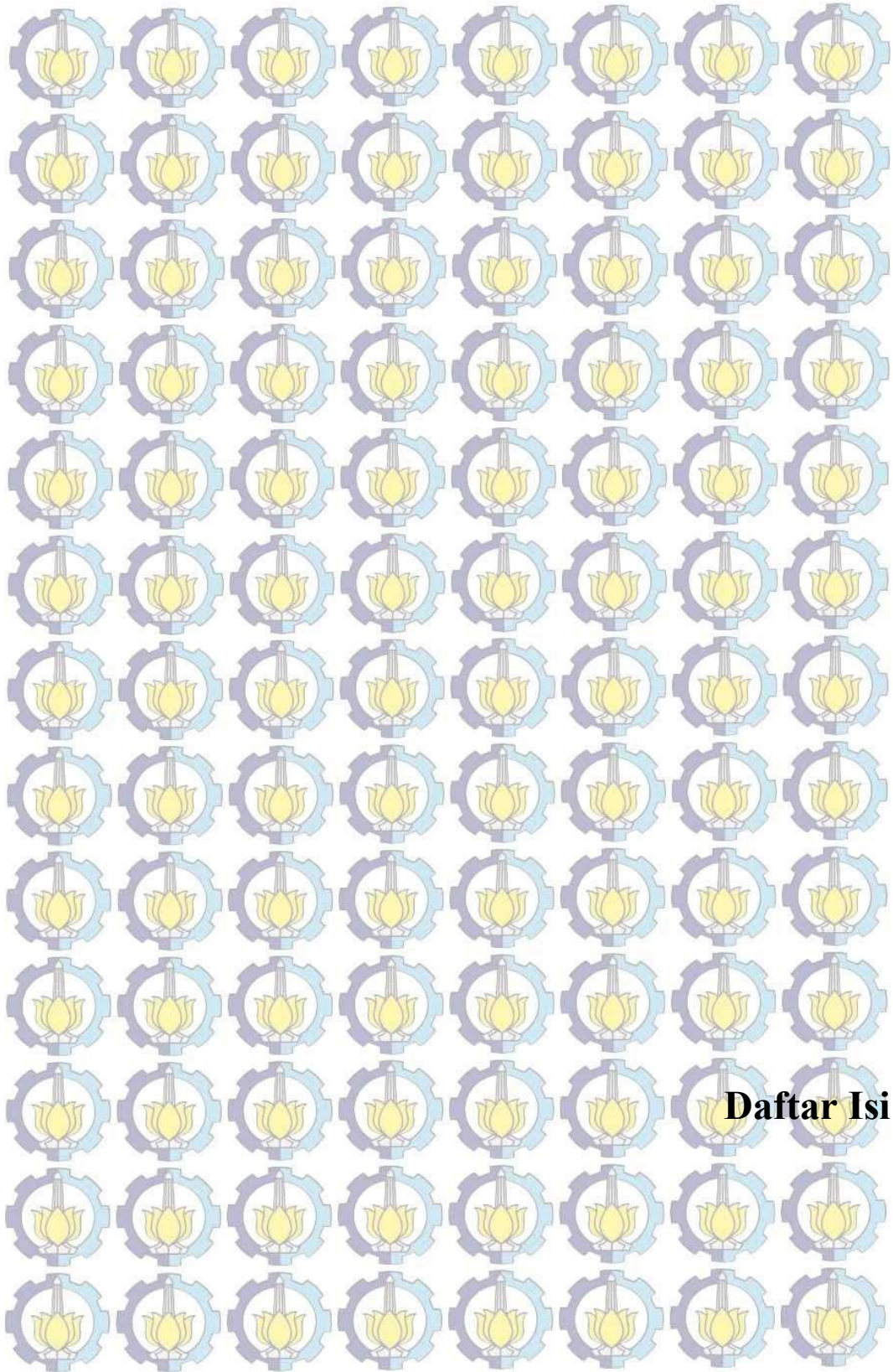
Puji dan Syukur penulis curahkan kepada Allah SWT atas limpahan rahmat dan karunia-Nya tesis ini dapat terselesaikan tepat waktu. Pada kesempatan ini penulis mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak yang sangat berperan dalam penyelesaian tesis ini.

1. Istri dan anak-anak tercinta Nuning Sri M, Hanun, Dayu, orang tua, mertua dan seluruh keluarga yang telah memberikan dukungan dan doanya.
2. Dr. Wawan Aries Widodo, ST.MT selaku dosen pembimbing tesis yang telah memberikan bimbingan selama penyusunan tesis.
3. Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng, Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng, Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT selaku dosen penguji.
4. Prof. Dr. Ir. Eng. Prabowo, M.Eng selaku Ketua Prodi Pasca Teknik Mesin.
5. Ir. Bambang Pramujati, M.Sc., Ph.D selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin ITS.
6. Bapak-bapak dan ibu-ibu dosen pengajar, seluruh staf dan karyawan Teknik Mesin FTI ITS Surabaya
7. Seluruh jajaran direksi dan manajemen PT. PJB, manajemen dan karyawan UPHT, UP Gresik dan PT PJBI atas kesempatan, fasilitas, bantuan dan dukungan yang telah diberikan.
8. Rekan-rekan mahasiswa Manajemen Energi Teknik Mesin FTI-ITS.
9. Dan semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu.

Kekurangan atau kesalahan tentu masih ada yang semata karena kekhilafan dan keterbatasan penulis. Akhir kata, semoga Tesis ini dapat bermanfaat bagi pembaca serta dapat memberikan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan. Aamiin yaa robbal'alamiin.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

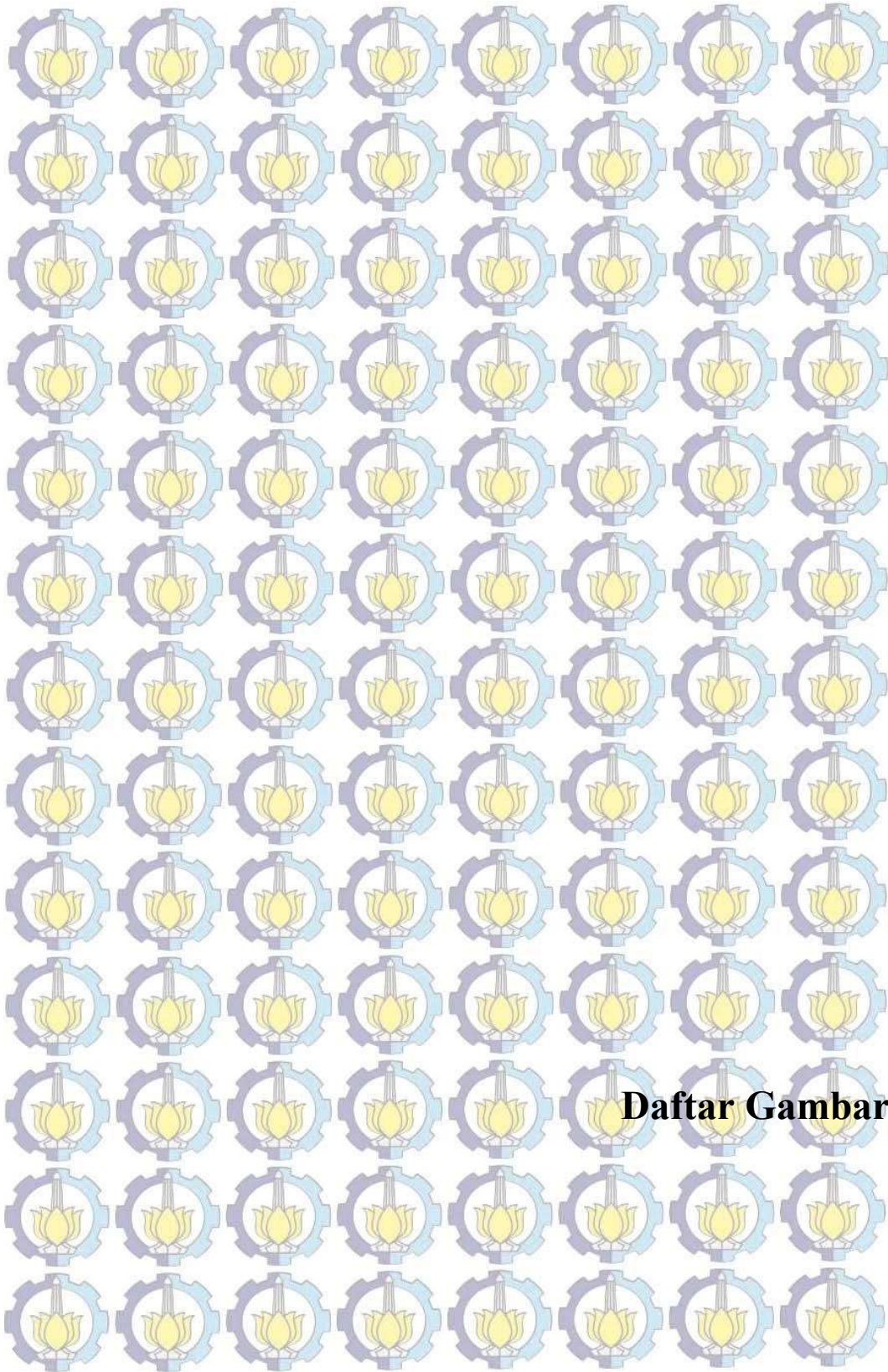


Daftar Isi

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	ii
ABSTRAK.....	iii
<i>ABSTRACT</i>	iv
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	vi
DAFTAR GAMBAR.....	viii
DAFTAR TABEL.....	xi
BAB I. PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	4
1.3 Tujuan Penelitian	5
1.4 Batasan Masalah	6
1.5 Manfaat Penelitian	6
BAB II. TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Siklus Kerja PLTU.....	7
2.2 <i>Air Heater</i>	8
2.2.1 Klasifikasi <i>Air Heater</i>	8
2.2.2 Performance <i>Air Heater</i>	11
2.2.3 Operasional <i>Air Heater</i>	13
2.3 <i>Heat Exchanger Effectiveness</i>	14
2.4 Proses Pembakaran dan Sistem Pemasok Udara Pembakaran	15
2.5 <i>Pressure Drop</i>	19
2.6 <i>Porous Medium</i>	22
2.6.1 <i>Porous Medium Porosity</i>	23
2.6.2 <i>Inertial Resistance Coefficient</i>	24
2.5 Penelitian Terdahulu.	25
BAB III METODE PENELITIAN	
3.1 Tahap-tahap Penelitian	43
3.2 Diagram Alir Penelitian	44
3.3 Pemodelan dan Simulasi	46
3.3.1 Tahap <i>Pre-Processing</i>	46
3.3.2 Domain Permodelan... ..	47
3.3.3 <i>Meshing</i>	47
3.3.4 Tahap <i>Processing</i>	48
3.3.5 Validasi dan <i>Grid Independency test</i>	50
3.3.6 Rancangan Simulasi Numerik.....	50
3.3.7 Tahap <i>Post-Processing</i>	51
3.4 Alokasi waktu penelitian.....	56
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN	
4.1 Data Perhitungan.....	57

4.2 Perhitungan.....	59
4.2.1 Perhitungan Perpindahan Panas.....	59
4.2.2 Perhitungan <i>Heat Exchanger Effectiveness</i>	61
4.2.3 Perhitungan <i>Porous Medium Porosity</i>	61
4.2.4 Perhitungan <i>Pressure Drop</i> dan <i>Inertial Resistance Coefficient</i> ..	62
4.3 Validasi dan <i>Grid Independency</i>	62
4.4 Analisa Hasil Simulasi.....	64
4.4.1 Kontur Kecepatan.....	64
4.4.2 Kontur Tekanan.....	72
4.4.3 Kontur Temperatur.....	78
4.4.4 Data Kuantitatif.....	85
4.5 Diskusi.....	97
 BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan.....	101
5.2 Saran.....	102
 DAFTAR PUSTAKA.....	103
LAMPIRAN.....	104



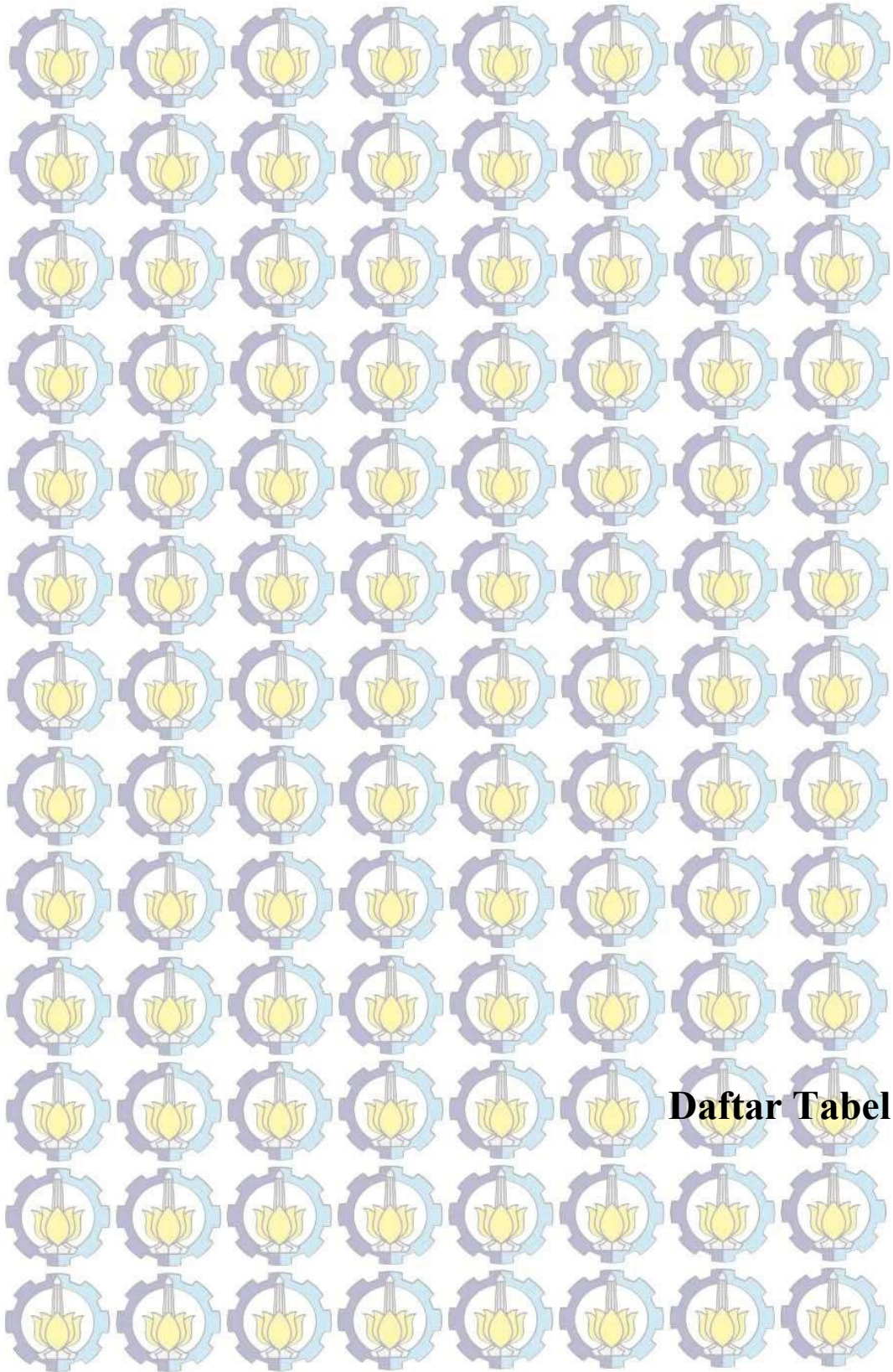
Daftar Gambar

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Konstruksi SCAH PLTU unit 1 Gresik.....	5
Gambar 2.1 <i>Temperatur-Entropi Diagram</i>	7
Gambar 2.2 <i>Recuperative Air Heater Plate Air Heater (a), Tubular Air Heater (b), Steam Coil Air Heater (c)</i>	10
Gambar 2.3 <i>Regenerative Air Heater Rothemuhle Air Heater (a) Ljungstrom AirHeater (b)</i>	11
Gambar 2.4 Susunan tube <i>Inline</i> dan <i>Staggered</i>	21
Gambar 2.5 Model Geometri <i>Oil Cooler</i>	29
Gambar 2.6 Visualisasi aliran berdasarkan distribusi Tekanan dan Temperatur.....	31
Gambar 2.7 Distribusi <i>Temperatur</i> dan <i>Pressure</i> pada <i>porous medium</i>	32
Gambar 2.8 Model Geometri <i>Finned Plate Heat Exchanger</i>	33
Gambar 2.9 <i>Perforated Fin</i> pada <i>Distribution</i> dan <i>Heat Exchanger Area</i>	34
Gambar 2.10 Model CFD <i>Perforated Fin</i>	35
Gambar 2.11 Skema alat <i>experimental</i>	36
Gambar 2.12 Distribusi tekanan dan aliran.....	37
Gambar 2.13 Grafik perubahan viskositas terhadap penurunan tekanan dan <i>flow distribution</i>	38
Gambar 2.14 Grafik Penurunan tekanan dan <i>flow distribution</i> dengan dan tanpa <i>perforated plate</i>	39
Gambar 2.15 Grafik <i>Reynold Number</i> ,penurunan tekanan dan <i>flow distribution</i>	39
Gambar 2.16 Visualisasi aliran dalam header dengan dan tanpa <i>perforated plate</i> dalam <i>header</i>	40
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian	45
Gambar 3.2 Model Geometri SCAH.....	46
Gambar 3.3 Meshing tipe <i>hexahedral map</i>	47
Gambar 3.4 Posisi pengambilan data <i>isosurface</i>	52
Gambar 3.5 Posisi pengambilan data grafik.....	52

Gambar 3.6 Posisi pengambilan data <i>facet average</i>	52
Gambar 4.1 Distribusi kecepatan beban 100% pada penampang Y dan Z.....	65
Gambar 4.2 Distribusi kecepatan beban 75% pada penampang Y dan Z.....	66
Gambar 4.3 Distribusi kecepatan beban 50% pada penampang Y dan Z.....	67
Gambar 4.4 <i>Streamtrace</i> penampang Z3 pada beban 100% (A) dan pada penampang Y4 (B).....	69
Gambar 4.5 Kontur kecepatan penampang Z1 pada berbagai skenario.....	70
Gambar 4.6 Distribusi kecepatan penampang Y4 pada berbagai skenario.....	70
Gambar 4.7 <i>Streamtrace</i> pada penampang Z dan Y skenario 5.....	71
Gambar 4.8 Distribusi <i>pressure</i> penampang Z dan Y pada beban 100%.....	73
Gambar 4.9 Distribusi <i>pressure</i> pada beban 75%.....	74
Gambar 4.10 Distribusi tekanan pada beban 50%.....	75
Gambar 4.11 Distribusi tekanan pada berbagai skenario pelepasan modul....	76
Gambar 4.12 Distribusi tekanan penampang Y2 pada berbagai skenario.....	77
Gambar 4.13 Distribusi temperatur penampang Y dan Z pada beban 100%..	79
Gambar 4.14 Distribusi temperatur penampang Y dan Z pada beban 75%....	80
Gambar 4.15 Distribusi temperatur penampang Y dan Z pada beban 50%....	81
Gambar 4.16 <i>Streamtrace</i> dan distribusi temperature beban 100% penampang Z(A) dan penampang Y(B).....	83
Gambar 4.17 <i>Streamtrace</i> dan distribusi temperatur permukaan outlet pada beban 100% (A), 75% (B) dan 50% (C).....	84
Gambar 4.18 Distribusi temperature pada penampang Z2 dengan berbagai skenario.....	85
Gambar 4.19 Grafik kecepatan sepanjang aliran.....	86
Gambar 4.20 Grafik <i>static pressure</i> sepanjang aliran.....	87
Gambar 2.1 Grafik <i>total pressure</i> sepanjang aliran.....	88
Gambar 2.2 Grafik Temperature sepanjang aliran.....	89
Gambar 4.23 Grafik <i>Velocity</i> sepanjang aliran untuk berbagai skenario.....	91
Gambar 4.24 Grafik <i>Static Pressure</i> sepanjang aliran untuk berbagai skenario.....	92
Gambar 4.25 Grafik <i>Total Pressure</i> sepanjang aliran untuk berbagai	

skenario.....	93
Gambar 4.26 Grafik temperatur sepanjang aliran untuk berbagai skenario...	94
Gambar 4.27 Perbandingan <i>pressure drop</i> untuk berbagai skenario.....	97
Gambar 4.28 Kontur tekanan kondisi original (a) dan kondisi saat ini (b).....	98

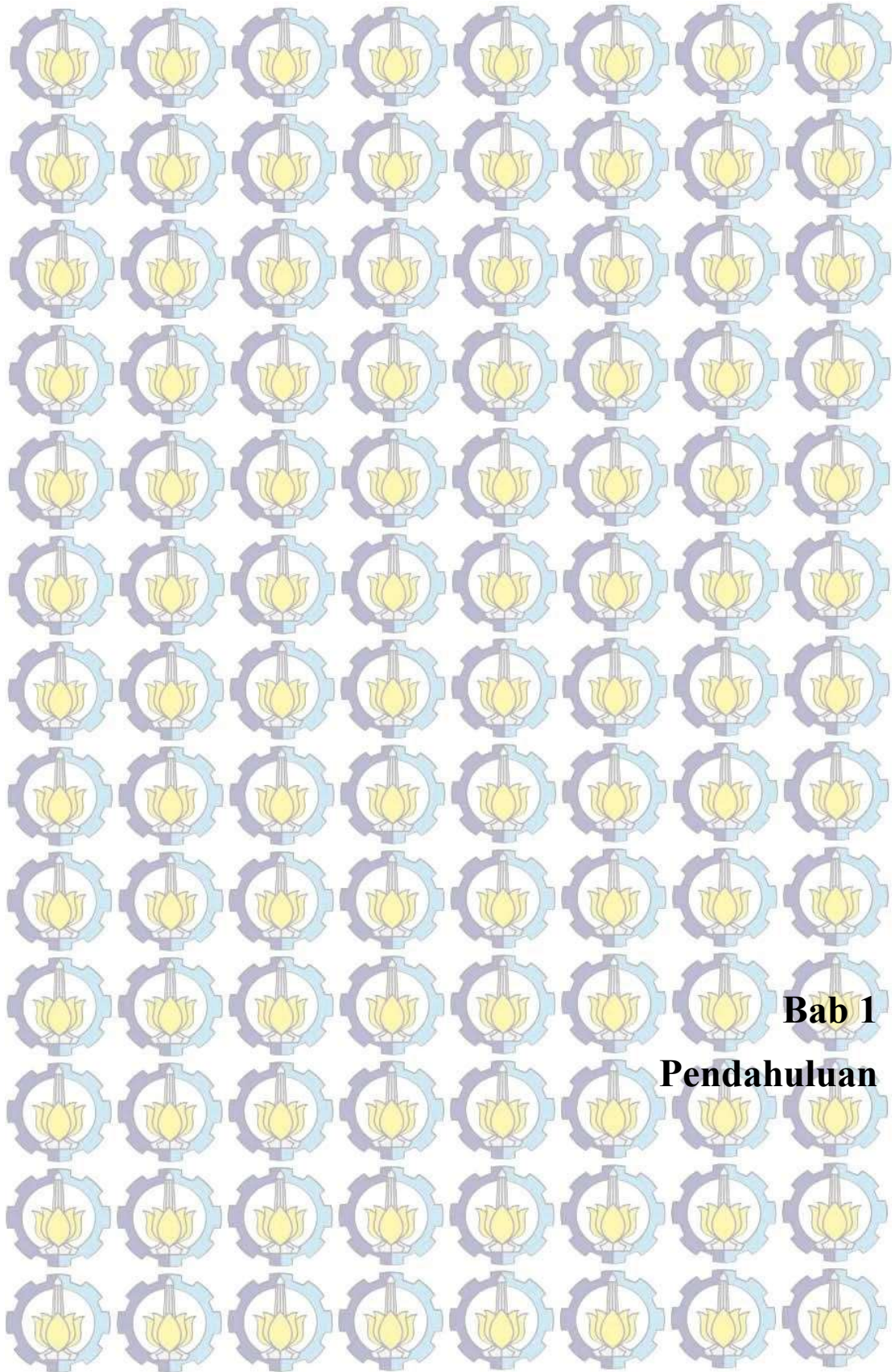


Daftar Tabel

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Data performance SCAH	12
Tabel 2.2 Komposisi udara.....	15
Tabel 2.3 Perbandingan Komposisi <i>Residual Oil</i> vs <i>Natural Gas</i>	18
Tabel 2.4 Faktor koreksi jumlah baris tube susunan <i>Inline</i>	20
Tabel 2.5 faktor koreksi jumlah baris untuk susunan tube <i>staggered</i>	21
Tabel 2.6 Daftar penelitian terkait <i>Maldistribution</i>	26
Tabel 2.7 Daftar penelitian terkait <i>Fouling</i>	26
Tabel 2.8 Daftar penelitian terkait Penurunan tekanan.....	27
Tabel 2.9 Daftar penelitian terkait <i>Thermal Analysis</i>	28
Tabel 2.10 Skema Pendekatan Bertahap.....	30
Tabel 2.11 Data hasil analisis.....	31
Tabel 2.12 Perbandingan hasil <i>modelling</i> dan <i>experimental</i>	36
Tabel 2.13 Perbandingan perbaikan <i>flow distribution</i>	41
Tabel 3.1 Nilai Parameter Model.....	48
Tabel 3.2 Properti udara pada beberapa variasi beban.....	49
Tabel 3.3 Rancangan Simulasi Numerik.....	51
Tabel 3.4 Faktor emisi Gas rumah kaca untuk berbagai bahan bakar (kg/TJ).....	55
Tabel 3.5 Alokasi Waktu Penelitian.....	56
Tabel 4.1 Data komisioning dan dimensi SCAH.....	57
Tabel 4.2 <i>Specific Heat</i> pada temperature rata rata masing masing beban....	59
Tabel 4.3 Entalpi uap pada masing masing beban.....	60
Tabel 4.4 Perpindahan panas pada masing masing beban.....	60
Tabel 4.5 Perpindahan panas tiap modul SCAH (kW).....	60
Tabel 4.6 Q_{max} dan <i>Effectiveness</i>	61
Tabel 4.7 <i>Porosity</i> tiap module SCAH.....	61
Tabel 4.8 <i>Pressure drop</i> tiap module.....	62
Tabel 4.9 <i>Inertial Resistance Coefficient (C2)</i>	62
Tabel 4.10 Validasi data simulasi.....	63
Tabel 4.11 Hasil <i>Grid Independency Test</i>	63

Tabel 4.12 Data kuantitatif <i>facet average</i> sebelum dan sesudah SCAH.....	96
Tabel 4.13 Pengurangan Pemakaian Energi Sendiri.....	99
Tabel 4.14 Pengurangan emisi Gas Rumah Kaca.....	100



Bab 1

Pendahuluan

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 LATAR BELAKANG

Untuk menghasilkan tenaga listrik yang dapat dimanfaatkan oleh manusia maka diperlukan mesin mesin pembangkit listrik yang merubah energi primer menjadi listrik. Ada beberapa jenis pembangkit listrik yang beroperasi saat ini antara lain Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) berbahan bakar minyak, gas, batubara, Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap (PLTGU), Pembangkit Listrik Tenaga Air (PLTA), Pembangkit Listrik Tenaga Diesel (PLTD) dan beberapa jenis pembangkit dari Energi Baru dan Terbarukan (EBT) seperti panas bumi, *Solar PV*, dll.

Salah satu PLTU yang beroperasi untuk memenuhi kebutuhan energi listrik di pulau Jawa saat ini adalah PLTU unit 1,2 Gresik. PLTU ini memiliki kapasitas terpasang sebesar 100 MW dengan desain awal menggunakan bahan bakar *Residual Oil*. PLTU 1,2 Gresik dibangun pada tahun 1980 an. Peralatan utama dalam sebuah Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) antara lain Boiler Turbin dan Generator. Proses konversi energi dalam sebuah PLTU mengikuti siklus *Rankine* dimana *fluida* kerja bertekanan dalam hal ini air/uap yang mendapatkan panas dari hasil pembakaran di Boiler sehingga keluar dari boiler sudah dalam kondisi *superheated steam*. Dari boiler *superheated steam* masuk ke turbin yang mengkonversi energi termal menjadi energi mekanik dalam bentuk putaran turbin yang kemudian menggerakkan generator untuk menghasilkan listrik. Uap dari turbin membuang panas dan terkondensasi didalam kondensor yang kemudian di pompa menuju ke boiler kembali.

Proses pembakaran didalam boiler merupakan salah satu faktor penentu kinerja sebuah PLTU. Salah satu faktor yang mempengaruhi proses pembakaran adalah kecukupan jumlah udara untuk bereaksi dengan seluruh bahan bakar yang ada. Hal ini biasa tercermin dalam nilai *Air Fuel Ratio (AFR)*. Nilai *AFR* untuk tiap jenis bahan bakar berbedabeda tergantung komposisi bahan bakar tersebut.

Udara untuk pembakaran tersebut di suplai oleh 2 buah *Forced Draft Fan (FDF)* yang beroperasi bersamaan. Udara dari FDF dialirkan melalui saluran udara masuk menuju *Air Heater* untuk dipanasi dengan gas buang. Setelah itu udara masuk ke *windbox* dan diatur jumlahnya untuk masuk ke masing masing burner. Sebelum *air heater* terdapat pemanasan awal udara menggunakan uap yang biasa disebut sebagai *Steam Coil Air Heater (SCAH)*. SCAH ini bertujuan untuk menjaga agar temperatur gas buang diatas *dew point* sulfur yang terkandung dalam gas buang. Hal ini untuk menjaga agar sulfur dalam ga buang tidak mengendap di air heater yang dapat menyebabkan kerusakan elemen elemen air preheater.

Karena pertimbangan ekonomis dan ketersediaan supply maka pada tahun 2003 PLTU 1,2 Gresik melakukan program gasifikasi untuk PLTU 1,2 Gresik. Program ini memungkinkan PLTU 1,2 Gresik beroperasi baik dengan gas ataupun *Residual Oil*. Saat ini hampir 100% operasional PLTU Gresik menggunakan gas sebagai bahan bakarnya.

Dengan semakin banyaknya pembangkit listrik di pulau jawa yang beroperasi maka persaingan antara pembangkit pun tidak dapat dihindari. Pengatur beban (*dispatcher*) akan memberikan porsi operasi yang besar untuk pembangkit pembangkit dengan efisiensi termal yang lebih baik. Hal ini menjadi isu besar bagi PLTU 1,2 Gresik yang menggunakan teknologi lama. Saat ini efisiensi PLTU 1,2 Gresik relatif rendah dibandingkan dengan pembangkit lain yang beroperasi di pulau jawa sehingga hanya dibebani dengan *capacity factor* yang rendah. Beberapa upaya sudah dilakukan untuk memperbaiki efisiensi PLTU 1,2 Gresik.

Salah satu ide memperbaiki efisiensi adalah dengan memperbaiki proses pembakaran dengan menambahkan pasokan udara dan mengurangi Pemakaian Energi Sendiri (PES). PES adalah energi listrik yang dibutuhkan oleh power plant untuk menjalankan peralatan peralatan bantuannya dan kebutuhan domestik lainnya (penerangan, kantor dll). Ketika beroperasi dengan bahan bakar gas maka jumlah udara yang dibutuhkan akan lebih besar dibandingkan dengan minyak. Dan ketika

beroperasi dengan gas maka *Steam Coil Air Heater* (SCAH) yang terpasang sebelum *air heater* sudah tidak diperlukan lagi karena kandungan sulfur dalam bahan bakar gas yang hampir tidak ada. Oleh karena untuk meningkatkan jumlah udara pembakaran ke ruang bakar dapat dilakukan dengan mengurangi jumlah tube yang ada di SCAH agar hambatan aliran udara berkurang. Dengan berkurangnya hambatan dalam aliran udara pembakaran juga dapat mengurangi tenaga yang dibutuhkan untuk memutar *Forced Draft Fan* (FDF).

Ide penelitian ini adalah mensimulasikan jika beberapa bagian atau seluruh bagian dari SCAH dilepas dan pengaruhnya terhadap suplai udara pembakaran dari sisi aliran dan temperatur. Untuk itu digunakan permodelan dengan software Fluent dan mensimulasikan SCAH yang merupakan *heat exchanger* dengan barisan *tube tube* menjadi sebuah *Porous Medium* (PM). Beberapa penelitian terdahulu sudah menggunakan permodelan *Porous Medium* ini untuk memodelkan sebuah *Heat Exchanger*.

Bhuta, dkk (2012) membuat penelitian mengenai penggunaan CFD untuk aplikasi design bermacam jenis *Heat Exchanger*. Berdasarkan penelitian tersebut dapat diketahui bahwa CFD dengan bermacam produk komersial yang ada saat ini dapat digunakan untuk menganalisa bermacam macam tipe *heat exchanger* seperti *plate heat exchanger, shell and tube, vertical mantle, compact and printed circuit heat exchanger*. Analisa pada *heat exchanger* tersebut dapat digunakan untuk menganalisa isu terkait : *Flow Maldistribution, Fouling, Penurunan tekanan dan Thermal Analysis*.

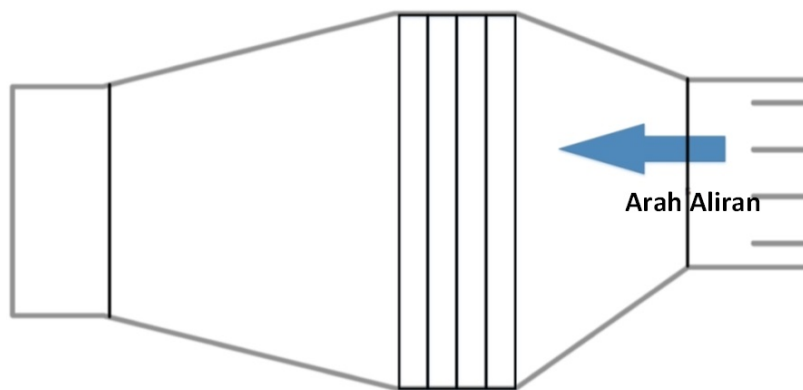
Musto, dkk (2014) melakukan penelitian dengan mensimulasikan *heat exchanger* untuk *oil cooler* pada pesawat dengan memodelkan sebagai *porous medium*. Salah satu kesimpulannya adalah bahwa memodelkan *heat exchanger* sebagai *porous medium* pada CFD bisa digunakan ketika data *performance* penurunan tekanan, *heat rejection* dan *mass flow rate* tersedia.

Wang, dkk(2013) juga melakukan penelitian pada *finned plate heat exchanger* yang dimodelkan sebagai *porous medium*. Salah satu hasil dari penelitian tersebut bahwa permodelan *porous medium* untuk *heat exchanger* bisa

menghasilkan simulasi yang mirip dengan kondisi aktual dan dapat digunakan untuk menganalisa distribusi tekanan dan pola aliran didalam *heat exchanger*. Validasi model dibandingkan dengan penelitian experimental yang menghasilkan deviasi untuk *flow distribution* adalah 8.10% sedangkan untuk penurunan tekanan 4.56%.

1.2 Perumusan Masalah

Saat ini PLTU unit 1 Gresik lebih banyak beroperasi menggunakan gas. Hal ini menyebabkan SCAH sudah sangat jarang difungsikan lagi karena tidak ada kandungan sulfur dalam bahan bakar gas. Jajaran tube SCAH yang terpasang hanya memberikan hambatan aliran bagi udara pembakaran yang menuju boiler. Sementara saat ini banyak pembangkit pembangkit baru dengan efisiensi yang tinggi sudah banyak beroperasi. Salah satu upaya untuk menaikkan efisiensi netto pembangkit adalah dengan menurunkan pemakaian energi sendiri (PES). Melepas sebagian atau seluruh jajaran tube SCAH akan mengurangi hambatan udara pembakaran yang pasok FDF. Mengurangi hambatan aliran ini berarti menurunkan energi yang dibutuhkan oleh FDF dan mengurangi PES. Melepas jajaran tube ini juga dapat menambah pasokan udara pembakaran ke boiler yang diharapkan dapat memperbaiki efisiensi PLTU. Berdasarkan kajian yang sudah dilakukan perusahaan salah satu kemungkinan penyebab dari rendahnya efisiensi PLTU unit 1 Gresik adalah kurangnya udara pembakaran ketika beroperasi dengan gas, karena desain awal PLTU ini menggunakan *Residual Oil* sebagai bahan bakarnya. *Air Fuel Ratio (AFR)* gas lebih besar jika dibandingkan dengan *Residual oil* sehingga dibutuhkan udara yang lebih banyak ketika beroperasi menggunakan gas. Konstruksi SCAH PLTU unit 1 Gresik dapat dilihat dari gambar 1.1 berikut :



Gambar 1.1 Konstruksi SCAH PLTU unit 1 Gresik (Sumitomo Corporation,1981)

Secara konstruksi SCAH terdiri dari 4 *bundle tube* yang masing masing memiliki *inlet* dan *outlet header*. Tiap *bundle tube* tersebut terpisah dan tersusun dalam modul terpisah. Konstruksi seperti ini memungkinkan untuk melepas sebagian atau keseluruhan *tube bundle* yang terpasang saat dilakukan *major overhaul*.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian permodelan aliran pada SCAH PLTU 1 Gresik ini adalah :

1. Mengetahui karakteristik aliran udara melewati SCAH dengan variasi beban dan beberapa skenario pengurangan module SCAH.

2. Mengetahui karakteristik perpindahan panas yang terjadi dengan variasi beban dan beberapa skenario pengurangan module SCAH.
3. Mengetahui karakteristik permodelan heat exchanger sebagai porous medium menggunakan software CFD.
4. Mengetahui efek pengurangan sebagian atau seluruhnya module SCAH terhadap Pemakaian Energi Sendiri (PES) dan pengurangan emisi.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah yang diambil pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Aliran pada kondisi *steady*.
2. Aliran sepanjang saluran udara dianggap turbulen
3. Penelitian dilakukan pada PLTU unit 1 Gresik.
4. Data diambil dari hasil komisioning juni 1981.
5. Perpindahan panas dengan lingkungan diabaikan (adiabatis).

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang ingin dicapai dari penelitian ini adalah :

1. Menggambarkan karakteristik aliran dan *heat transfer* dengan permodelan *Porous Medium (PM)*.
2. Memperoleh gambaran dan perbandingan karakteristik aliran jika *tube* SCAH dilepas secara keseluruhan atau sebagian.



Bab 2

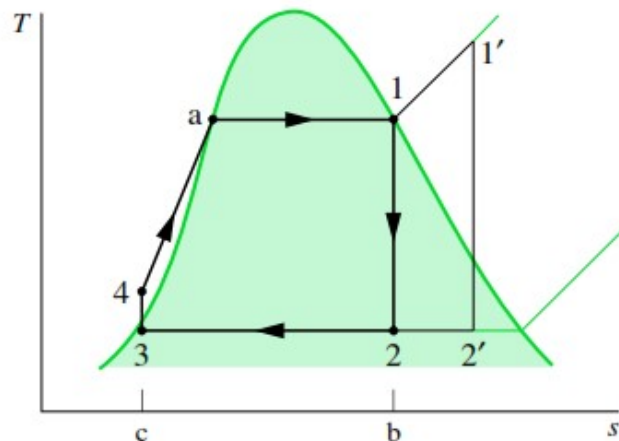
Tinjauan Pustaka

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 SIKLUS KERJA PLTU (*RANKINE*)

Sebuah PLTU beroperasi berdasarkan siklus tertutup yang disebut siklus *Rankine*. Secara ideal siklus *Rankine* bisa digambarkan sebagai berikut :



Gambar 2.1 *Temperatur-Entropi* Diagram (Micael J. Moran, 2006)

Proses 1 – 2 / 1' – 2' adalah proses ekspansi isentropis pada turbin dari tekanan inlet turbin ke tekanan kondenser. Pada proses ini dihasilkan kerja yang digunakan untuk memutar generator yang merubah energi mekanik menjadi energi listrik. Pada proses ini uap masuk ke turbin dalam kondisi jenuh ataupun *superheat*. Setelah berexpansi didalam turbin uap masuk ke kondensor pada kondisi campuran dengan kualitas uap tertentu (titik 2/2').

Proses 2 – 3 adalah proses pelepasan panas dari uap ke air pendingin di kondensor. Pada proses ini uap didalam kondensor akan berubah fase menjadi cair pada tekanan konstan.

Proses 3 – 4 adalah proses kompresi yang menaikkan tekanan dari tekanan kondensor ke tekanan boiler yang dilakukan oleh pompa.

Proses 4 – a – 1 adalah proses penyerapan panas pada tekanan konstan yang terjadi di boiler.

Proses 4-a-1 adalah proses produksi uap yang digunakan pada siklus *Rankine*. Proses di boiler ini melibatkan 2 fluida kerja utama yaitu air/uap dan fluida gas/udara. Pada proses produksi uap aliran fluida gas dan udara berada diluar siklus *Rankine* namun hal ini sangat mempengaruhi proses produksi uap di boiler.

Udara di suplai oleh *Forced Draft Fan* melalui serangkain *ducting* menuju *windbox* untuk didistribusikan ke masing masing *burner*. Sebelum sampai ke *windbox* udara dipanaskan oleh *air heater*. Beberapa *Air Heater* dilengkapi juga dengan *Steam Coil Air heater* yang bertujuan untuk menghindari terjadinya kondensasi gas akibat tercapainya *dew point Temperatur*. Kondensasi gas ini dapat mengakibatkan kerusakan pada elemen elemen *air heater*.

2.2 *Air Heater*

Air heater digunakan untuk menaikkan *overall* efisiensi boiler dengan mengambil energi yang masih tersimpan dalam gas buang sebelum dibuang ke lingkungan. Setiap penurunan 22 °C temperatur gas buang yang dibuang ke lingkungan maka efisiensi boiler naik sebesar 1%. *Air heater* mengambil panas yang terkandung dalam gas buang untuk memanaskan udara pembakaran. Selain memperbaiki efisiensi hal ini juga membuat proses pembakaran lebih baik. *Air heater* dapat menaikkan efisiensi *overall* boiler 5 – 10 % (2). *Air heater* juga dapat menggunakan *steam* atau sumber pemanas lain untuk memanaskan udara pembakaran. Hal ini biasanya digunakan untuk mengontrol temperatur udara pembakaran dan gas buang pada *Main Air Heater*.

2.2.1 Klasifikasi *Air Heater*

Secara garis besar *air heater* diklasifikasikan menjadi *Recuperative* dan *Regenerative air heater*. Pada *recuperative air heater* proses perpindahan panas terjadi melalui permukaan perpindahan panas yang solid dan memisahkan aliran

gas panas dan udara dingin. Pada *regenerative air heater* perpindahan panas terjadi secara tidak langsung antara gas panas dan udara dingin. Medium penyimpan panas digunakan dan secara periodik terpapar pada gas panas dan udara dingin. Hal ini bisa dilakukan dengan menggunakan mekanisme *rotary* atau *switching valve*.

Beberapa tipe *recuperative air heater* antara lain :

Tubular Air Heater

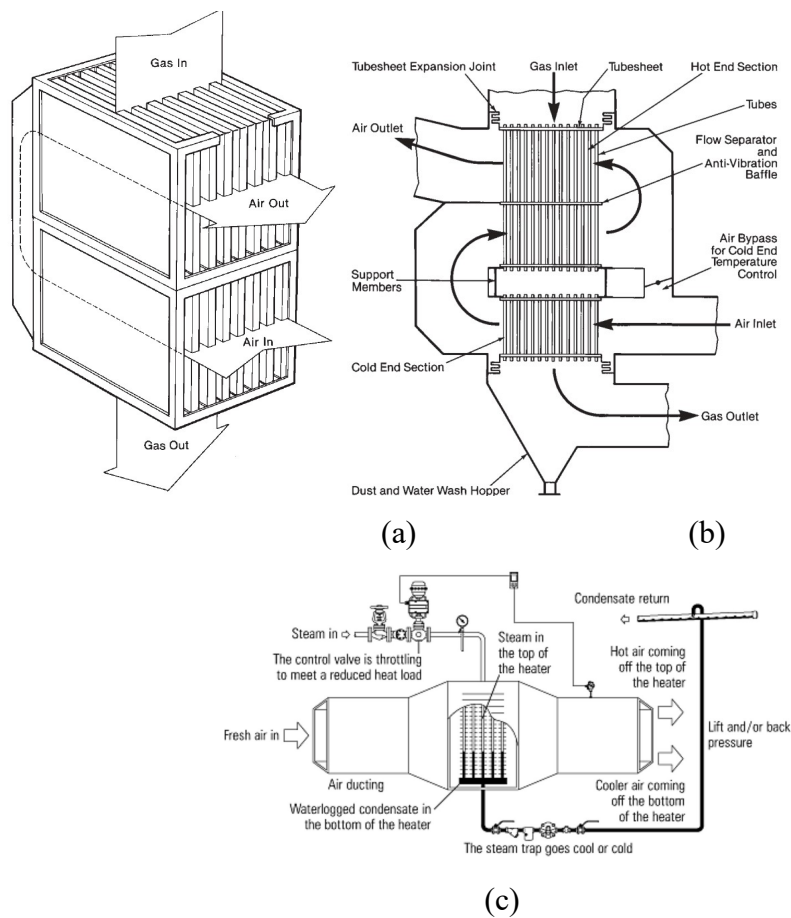
Terdiri dari susunan *tube tube* lurus dimana gas panas mengalir didalam *tube* sedangkan udara dingin disisi luarnya. Perpindahan panas melalui dinding dinding tipis *tube* yang memisahkan aliran gas panas dan udara dingin.

Plate Air Heater

Plate air heater terdiri dari susunan plat plat paralel dimana gas panas mengalir disatu sisi dan udara dingin disisi plat lainnya yang biasanya mengalir secara *crossflow*.

Steam Coil Air Heater

Tersusun dari *tube tube* kecil yang memiliki *external fin* yang terpasang secara horizontal atau vertikal dilaluan udara pembakaran antara *Forced Draft Fan* dan *Main Air Heater*. Umumnya *Steam Coil air heater* dipasang untuk *preheating* udara pembakaran sebelum masuk *main air heater*. Hal ini untuk mengurangi resiko korosi pada *cold end main air heater*. Udara pembakaran mengalir diluar *tube* sedangkan sisi dalam *tube* dipanasi menggunakan uap dari ekstraksi turbin atau dengan *feedwater*.



Gambar 2.2 *Recuperative Air Heater Plate Air Heater (a), Tubular Air Heater (b), Steam Coil Air Heater (c)*

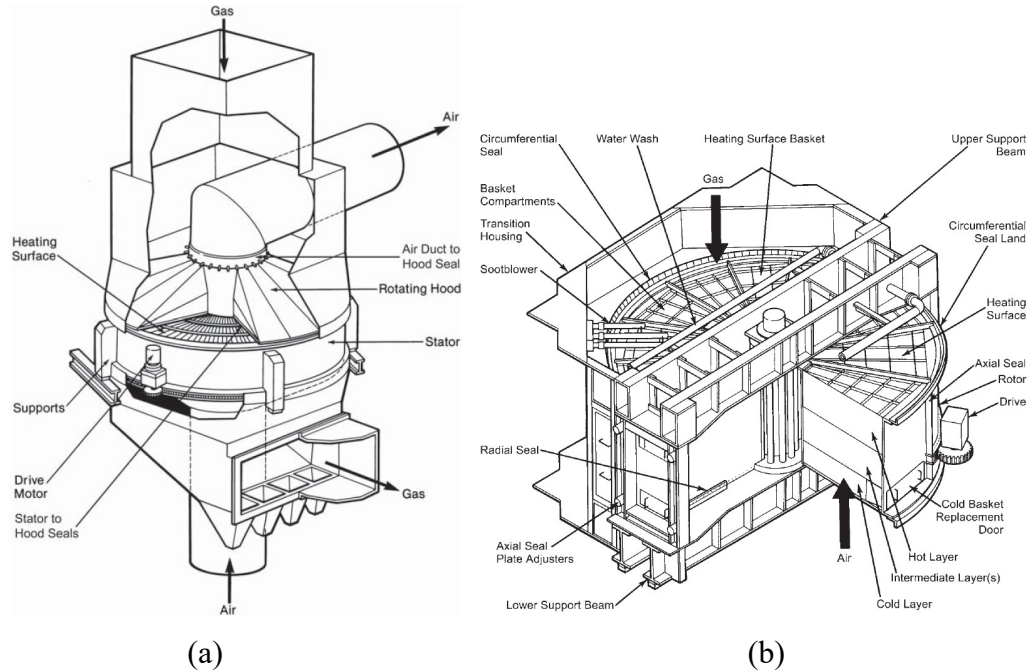
Sedangkan beberapa tipe *regenerative air heater* antara lain :

Ljungstrom air heater.

Terdiri dari *casing* silindris dan rotor yang dilengkapi dengan susunan elemen elemen pemanas. terdapat dua *duct* untuk aliran udara dingin dan gas panas. Rotor berputar melewati udara dan gas panas rotor berputar dengan kecepatan kurang lebih 3 rpm. Saat berada di aliran gas panas elemen pemanas akan dipanasi oleh gas panas, kemudian ketika berputar dan sampai pada aliran udara dingin maka panas pada elemen pemanas akan dilepaskan ke udara dingin.

Rothemuhle

Pada *rothemule air heater* elemen pemanas diam akan tetapi *duct* udara dinginnya berputar. Proses perpindahan panas pada *rothemule air heater* ini sama dengan *Ljungstom air heater* melalui elemen elemen pemanas.



Gambar 2.3 *Regenerative Air Heater Rothemuhle Air Heater (a) Ljungstrom Air Heater (b)*

Jika dibandingkan dengan *heat exchanger* lain dalam boiler maka perbedaan temperatur sisi panas dan sisi dingin pada *air heater* relatif kecil sehingga diperlukan luasan perpindahan panas yang lebih besar. Dari sisi ukuran maka *regenerative air heater* relatif lebih kecil dibandingkan dengan *recuperative air heater*.

2.2.2 Performance Air Heater

Sebuah *air heater* dapat diukur performanya berdasarkan *thermal performance*, *leakage* (kebocoran) dan penurunan tekanan. *Thermal performance* mengukur seberapa besar panas yang bisa ditransfer. *Leakage* menjadi salah satu *performance* untuk *air heater* yang menggunakan gas buang sebagai sumber

pemanasnya. *Leakage* mengukur kebocoran udara bakar ke sisi *fuel* gas. Kebocoran ini merugikan karena udara yang seharusnya digunakan untuk pembakaran sebagian akan langsung terbuang melalui kebocoran ke gas buang. Penurunan tekanan untuk *air heater* yang menggunakan gas buang sebagai pemanasnya menjadi isu operasional ketika terjadi *plugging* pada *air heater* yang berasal dari gas buangnya.

Untuk *recuperative air heater* seperti *Steam Coil Air Heater* maka *performance* yang menyangkut operasionalnya terutama fokus pada *thermal performancenya*. Untuk menghitung *thermal performance* sebuah *steam coil airheater* bisa digunakan analisa perpindahan panas seperti pada *heat exchanger* pada umumnya.

Kemampuan sebuah *Steam Coil Air Heater* sebagai *heat exchanger* dapat dievaluasi dari besarnya panas yang dilepas oleh *steam* sebagai pemanas dan yang diterima oleh udara untuk menaikkan temperatur.

Sisi pemanas/steam

$$q = \dot{m}_{steam} \times \Delta h \quad \text{Persamaan (2.1)}$$

h =entalpi

Sisi udara

$$q = \dot{m}_{udara} \times C_p \times \Delta T \quad \text{Persamaan (2.2)}$$

Cp = *Specific heat* pada tekanan konstan (kcal/kg.°C)

Salah satu contoh adalah data komisioning SCAH PLTU Unit Gresik pada beban 100 MW sebagai berikut :

Tabel 2.1 Data performance SCAH

Sisi Steam (pemanas)				Sisi Udara		
Mass Flow		5.738,00	kg/jam	Mass Flow	361.460,00	kg/jam
Inlet	Pressure	2,65	kg/cm ² g	inlet temperature	40,20	°C
	Temperature	231,00	°C	outlet temp	83,00	°C
	Enthalpi	699,00	kcal/kg	average temp	61,60	°C
Outlet	Pressure	- 72,00	cmHg	Cp @ avrg temp	0,24	kcal/kg°C
	Temperature	51,90	°C			
	Enthalpi	51,90	kcal/kg			

Berdasarkan data tersebut maka panas yang dilepaskan oleh *steam* adalah

$$\begin{aligned}q &= 5.738 \text{ kg/jam} \times (699 - 59,1) \text{ kcal/kg} \\ &= 3.713.059,80 \text{ kcal/jam} = 4.315.400,6 \text{ Watt}\end{aligned}$$

Panas dari *steam* tersebut digunakan untuk memanaskan udara yang melewati SCAH sehingga temperatur nya naik yang dihitung dari persamaan 2.2 menjadi :

$$\Delta T = \frac{q}{\dot{m}_{\text{udara}} \times C_p} \quad \text{Persamaan (2.3)}$$

$$\begin{aligned}\Delta T &= 3.713.059,80 \text{ kcal/jam} / (361.460 \times 0,240) \\ &= 42,80 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Maka panas dari *steam* menaikkan temperatur udara sebesar 42,8 °C dari 40,20 °C menjadi 83 °C. Besarnya panas yang dilepas dan diterima oleh fluida tergantung dari *Overall heat transfer (U)*, luasan perpindahan panas (*A*) dan faktor bentuk/tipe *heat exchanger (F)*. Hubungan ini dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$q = UA F \Delta T_{\text{LMTD}} \quad \text{Persamaan (2.4)}$$

ΔT_{LMTD} =Log Mean Temperatur Difference.

2.2.3 Operasional *Air Heater*

Air heater yang digunakan pada boiler dengan bahan bakar yang mengandung sulfur akan beresiko mengalami korosi pada *cold end* elemennya dan struktur sekitarnya. SO₂ dari hasil pembakaran sebagian akan berubah menjadi SO₃ yang bersama dengan *moisture* akan membentuk uap asam sulfat. Uap asam sulfat ini akan terkondensasi ketika temperatur keluar *air heater* rendah hingga pada *dew poin*-nya. Kondensat asam sulfat ini menempel dan merusak elemen elemen *air heater*. Untuk mencegah terjadinya kondensasi uap asam sulfat maka diperlukan pencegahan. Pencegahan tersebut diklasifikasikan menjadi dua yaitu aktif dan pasif.

Pencegahan aktif bertujuan menaikkan temperatur outlet *air heater* sehingga *dew point* tidak tercapai. Sistem yang biasa digunakan antara lain : *Steam/water coil air preheater* untuk memanaskan udara masuk, *Cold air bypass* dan *Hot air recirculation* dimana sebagian udara panas keluar *air heater* diresirkulasi ke inlet FDF.

Pencegahan pasif adalah terkait dengan desain *air heater* antara lain : penggunaan material elemen yang lebih tebal pada *cold end*, penggunaan material *alloy* untuk elemen, *non metallic coating* untuk elemen dan penggunaan material elemen non metal.

2.3 Heat Exchanger Effectiveness

Perpindahan panas dalam sebuah heat exchanger dapat dihitung dari effectiveness yang sudah diketahui dari hasil uji yang sudah dilakukan sebelumnya. *Heat Exchanger Effectiveness* (ϵ) didefinisikan sebagai perbandingan antara perpindahan panas aktual (Q_{akt}) dibandingkan dengan perpindahan panas maksimal (Q_{max}) yang mungkin terjadi dalam heat exchanger. Hal ini dirumuskan dalam persamaan 2.5 berikut :

$$\epsilon = \frac{Q_{akt}}{Q_{max}} \quad \text{persamaan (2.5)}$$

Secara teoritis Q_{max} tersebut dapat tercapai pada sebuah *Counterflow heat exchanger* dengan panjang yang tidak terbatas. Pada *heat exchanger* seperti itu salah satu fluida akan mengalami kemungkinan perubahan temperatur maksimal sebesar selisih antara temperatur fluida panas masuk (T_{hi}) dengan temperatur fluida dingin masuk (T_{ci}). Q_{max} dirumuskan pada persamaan 2.6 berikut :

$$Q_{max} = C_{min} \times (T_{hi} - T_{ci}) \quad \text{persamaan (2.6)}$$

Dimana C_{min} adalah nilai yang lebih kecil antara C_c dan C_h .

$$C_c = \dot{m}_{udara} \times Cp_{udara} \quad \text{persamaan (2.7)}$$

$$C_h = \dot{m}_{uap} \times Cp_{uap} \quad \text{persamaan (2.8)}$$

Jika dalam proses perpindahan panas dalam heat exchanger terjadi perubahan fase (kondensasi, penguapan) maka nilai C fluida yang mengalami perubahan fase tidak terhingga karena perubahan temperaturnya nol sehingga nilai C_{min} nya adalah nilai C pada fluida yang tidak mengalami perubahan fase.

2.4 Proses Pembakaran dan Sistem pemasok udara pembakaran

Boiler membutuhkan sumber panas dengan temperatur yang cukup untuk memproduksi uap. Sumber panas pada PLTU biasanya didapatkan dari pembakaran bahan bakar didalam *furnace*. Salah satu definisi pembakaran adalah reaksi kimia antara bahan *combustible* dalam bahan bakar dengan oksigen dari udara dengan laju yang dikontrol tertentu untuk menghasilkan energi yang dibutuhkan.

Oksigen yang digunakan untuk pembakaran biasanya di dapatkan dari udara, kecuali untuk kasus khusus yang menggunakan oksigen murni. Komposisi udara kering dari salah satu referensi adalah sebagai berikut:

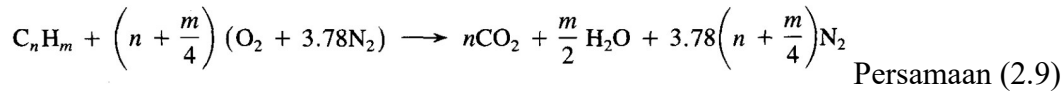
Tabel 2.2 Komposisi udara

Component	Mole Fraction (%)
Nitrogen	78.08
Oxygen	20.95
Argon	0.93
Carbon dioxide	0.03
Neon, helium, methane, and others	0.01

Sumber : Michcael J. Moran (2006)

Untuk perhitungan reaksi pembakaran biasanya di pakai asumsi semua komponen selain oksigen dalam udara dianggap menjadi satu dengan nitrogen. Sehingga udara diasumsikan terdiri dari 20,9% Oksigen dan 79,1% nitrogen (molar basis). Dengan asumsi ini maka perbandingan molar nitrogen dan oksigen adalah $0.791/0.209 = 3.78$, dalam udara bakar setiap 1 mol oksigen akan disertai

oleh 3.78 mol nitrogen. Reaksi umum yang dipakai pada pembakaran bahan bakar dapat dituliskan sebagai berikut :



Jumlah bahan bakar dan udara pada suatu proses pembakaran biasanya dinyatakan dalam bentuk perbandingan yang disebut *Air Fuel Ratio*. Perbandingan ini bisa dalam basis massa ataupun basis molar.

$$\begin{aligned} \frac{\text{mass of air}}{\text{mass of fuel}} &= \frac{\text{moles of air} \times M_{\text{air}}}{\text{moles of fuel} \times M_{\text{fuel}}} \\ &= \frac{\text{moles of air}}{\text{moles of fuel}} \left(\frac{M_{\text{air}}}{M_{\text{fuel}}} \right) \\ AF &= \overline{AF} \left(\frac{M_{\text{air}}}{M_{\text{fuel}}} \right) \end{aligned}$$

Persamaan (2.10)

M_{air} = Berat molekul udara

M_{fuel} = Berat Molekul Bahan bakar

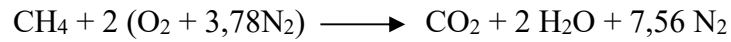
Air Fuel Rasio (AFR) adalah perbandingan antara jumlah udara dan bahan bakar yang terlibat dalam proses pembakaran. Nilai AFR ini berbeda beda untuk bahan bakar jenis yang berbeda atau dengan komposisi yang berbeda.

Jumlah minimum udara yang dibutuhkan untuk pembakaran sempurna bahan bakar disebut stokiometrik atau *theoretical air*. Pada pembakaran ini tidak ada oksigen bebas pada produk pembakarannya.

Pada proses pembakaran aktual biasanya digunakan jumlah udara yang lebih besar dari *theoretical air* untuk memperbesar kemungkinan terjadinya pembakaran sempurna. Kelebihan udara dari *theoretical air* ini biasanya disebut *excess air*. Jumlah kelebihan udara ini biasanya di tuliskan dalam persen *excess air* atau persen *theoretical air*.

Dalam kasus PLTU Gresik yang awalnya menggunakan bahan bakar *residual oil* kemudian diganti dengan *natural gas*, maka kebutuhan udara pembakarannya pun berbeda. Hal ini bisa dilihat dari *theoretical air* yang dibutuhkan dari reaksi pembakaran CH₄ yang mewakili *Natural Gas* (90%

komposisi NG adalah CH₄) dan C₂₅H₅₂ yang mewakili *Residual Oil*. Persamaan reaksi untuk CH₄ berdasarkan persamaan 2.9 adalah :



Berat Molekul CH₄ = 16, O₂ = 32 dan N₂ = 28

Maka Air Fuel Ratio CH₄ dari persamaan 2.10 adalah :

$$AFR = \frac{2 \times (32 + (3,78 \times 28))}{1 \times 16}$$

$$AFR \text{ CH}_4 = 17,32$$

Sedangkan persamaan reaksi untuk C₂₅H₅₂ berdasarkan persamaan 2.9 adalah :



Berat Molekul C₂₅H₅₂ adalah 352.

Maka Air Fuel ratio C₂₅H₅₂ berdasarkan persamaan 2.10 adalah :

$$AFR = \frac{38 \times (32 + (3,78 \times 28))}{1 \times 352}$$

$$AFR \text{ C}_{25}\text{H}_{52} = 14,88$$

Pada prakteknya untuk memastikan bahwa bahan bakar terbakar sempurna maka udara yang di pasok lebih besar dari theoretical air. Dari beberapa *literature*, *excess air* untuk bahan bakar gas sebesar 5 – 10% sedangkan untuk bahan bakar minyak adalah 5 sd 20%. Jika diasumsikan *excess air* CH₄ adalah 10% dan C₂₅H₅₂ adalah 15% maka AFR CH₄ menjadi 18,95 dan C₂₅H₅₂ menjadi 17,11.

Kebutuhan udara pembakaran juga ditentukan oleh laju aliran bahan bakar (\dot{m}_{fuel}) yang dipengaruhi oleh energy listrik yang diproduksi (GGL), nilai kalor bahan bakar (HV) dan *heat rate* (HR) mesin pembangkit yang dapat dihitung dari persamaan berikut:

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{GGL \times HR}{HV} \quad \text{Persamaan (2.11)}$$

$$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{fuel} \times AFR \quad \text{Persamaan (2.12)}$$

Sebagai contoh pada PLTU unit 1 Gresik jika menggunakan bahan bakar *Residual oil* ($C_{25}H_{52}$) dengan nilai kalor sebesar 10.298 kcal/kWh dan *heat rate* dari data komisioning sebesar 2517 kcal/kWh kebutuhan udara pembakaran untuk menghasilkan energi listrik sebesar 100MW dari persamaan 2.11 dan 2.12 adalah 436.430 kg/jam. Sedangkan jika menggunakan *natural gas* (CH_4) dengan nilai kalor sebesar 12.130 kcal/kg dan *heat rate* dari data *performance test* sebesar 3.229,7 kcal/kWh kebutuhan udara untuk menghasilkan listrik sebesar 100 MW adalah 504.557 kg/jam.

PLTU Gresik unit 1 didesain awal menggunakan bahan bakar *residual oil*. Suplai udara pembakaran didapat dari 2 buah *Forced Draft Fan (FDF)* melalui 2 jalur *air duct* menuju ke *windbox* dan kemudian ke ruang bakar. Setelah keluar dari FDF udara akan melewati *Steam Coil Air Heater (SCAH)* untuk menaikkan temperaturnya sebelum masuk ke *Main Air heater*. *Main Air heater* yang terpasang adalah *Ljungstrom Air Heater* yang dipasang secara horizontal. Setelah dari *Main Air Heater* udara pembakaran akan menuju *windbox* dan kemudian ke ruang bakar.

Pada tahun 2003 dilakukan program gasifikasi agar PLTU unit 1 Gresik dapat beroperasi dengan dual fuel. Karena 18sulphur ekonomis maka saat ini PLTU Gresik unit 1 hampir setiap saat beroperasi menggunakan gas.

Berdasarkan data komposisi *residual oil* diketahui bahwa kandungan sulphur pada *residual oil* yang dipakai tinggi, sehingga secara desain dipasang *Steam Coil Air Heater* sebelum *main Air heater* untuk pencegahan korosi.

Tabel 2.3 Perbandingan Komposisi *Residual Oil* vs *Natural Gas*

Unsur	<i>Residual Oil</i>	<i>Natural Gas</i>
C	84,51%	70,27%
H	10,90%	22,23%
O	1,33%	4,60%
S	2,99%	0,00%
N	0,27%	2,90%

Sumber : (Sumitomo Corporation, 1981)

Ketika PLTU dioperasikan dengan gas yang kandungan sulfurnya tidak ada seperti terlihat pada table 2.3 maka sebenarnya *Steam Coil Air Heater* ini sudah tidak diperlukan dan temperatur gas yang keluar *air heater* dapat lebih rendah sehingga diharapkan efisiensi *overall* boiler lebih baik. Dan ketika beroperasi dengan gas maka saat ini suplai *steam ke Steam Coil Air Heater* distop. Oleh karena itu ketika beroperasi dengan gas jajaran *tube Steam Coil Air Heater ini* hanya memberikan *losses* aliran udara masuk tanpa memberikan fungsi perlindungannya terhadap *Main airheater*.

Untuk itu perlu dilakukan penelitian jika *Steam Coil Air Heater* ini dikurangi sebagian atau seluruhnya agar mengurangi beban *fan* dan menambah suplai udara untuk pembakaran. Penelitian aliran udara pada jajaran *tube HeatExchanger* ini bisa dilakukan dengan permodelan CFD. Salah satu teknik untuk memodelkan *Heat Exchanger* ini adalah dengan memodelkan *Heat Exchanger* sebagai *Porous Medium (PM)*.

2.5 Pressure Drop

Pressure drop melewati jajaran tube menjadi salah satu perhatian dalam menganalisa performance *heat exchanger*. Energi yang dibutuhkan untuk mengalirkan fluida melalui jajaran tube menjadi salah satu biaya operasional yang tidak kecil. Beberapa referensi menyampaikn formulasi perhitungan *pressure drop* yang melewati jajaran tube dengan beberapa jenis dan susunan tube.

Untuk menghitung *pressure drop* melewati jajaran fin tube pada penelitian ini digunakan formulasi dari referensi *Heat Exchanger Handbook*.

Dari referensi tersebut didapatkan persamaan untuk *pressure drop* aliran yang melewati jajaran tube sebagai berikut :

$$\Delta p = Eu \frac{\rho u^2}{2} z \quad \text{persamaan (2.13)}$$

Dengan Eu = Euler number
 ρ = massa jenis

u = kecepatan pada *intertube* minimum

z = jumlah baris tube

Dan dari referensi yang sama maka nilai Eu untuk jajaran fin tube dalam susunan inline dinyatakan dengan persamaan *Yudin and Tokhtarova* berikut :

$$Eu = 0.52 \left(\frac{d^*}{d_e} \right)^{0.3} \left(\frac{b-1}{a-1} \right)^{0.68} Re_{d^*}^{-0.08} C_z$$

persamaan (2.14)

- Dengan
- Eu = Euler number
 - d^* = Relative diameter
 - d_e = Hydraulic mean diameter
 - a = Relative transverse pitch = s_1/d
 - b = relative longitudinal pitch = s_2/d
 - Re_{d^*} = Reynoldss number pada d^*
 - C_z = Faktor koreksi jumlah baris tube sesuai tabel 2.4

Tabel 2.4 Faktor koreksi jumlah baris tube susunan *Inline*

No. of rows	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
c_z	2.750	1.600	1.287	1.140	1.056	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
C_z	2.750	2.175	1.879	1.694	1.567	1.472	1.405	1.354	1.315	1.283

Sedangkan untuk jajaran fin tube dengan susunan *staggered* dinyatakan dalam persamaan *Yudin and Tokhtarova* berikut :

$$Eu = 2 \frac{\Delta p}{\rho u^2 z} = 5.4 \left(\frac{d^*}{d_e} \right)^{0.3} Re_{d^*}^{-0.25} C_z$$

persamaan (2.15)

- Eu = Euler number
- d^* = Relative diameter
- d_e = Hydraulic mean diameter
- Re_{d^*} = Reynolds number pada d^*
- C_z = Faktor koreksi jumlah baris tube sesuai tabel 2.5

Tabel 2.5 faktor koreksi jumlah baris untuk susunan *tube staggered*

No. of rows	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
c_z	2.000	1.200	1.086	1.040	1.016	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
C_z	2.000	1.600	1.429	1.332	1.268	1.224	1.192	1.168	1.149	1.134

Dan *relative diameter* (d^*) dan *hydraulic mean diameter* (d_e) dirumuskan dengan :

Relative diameter :

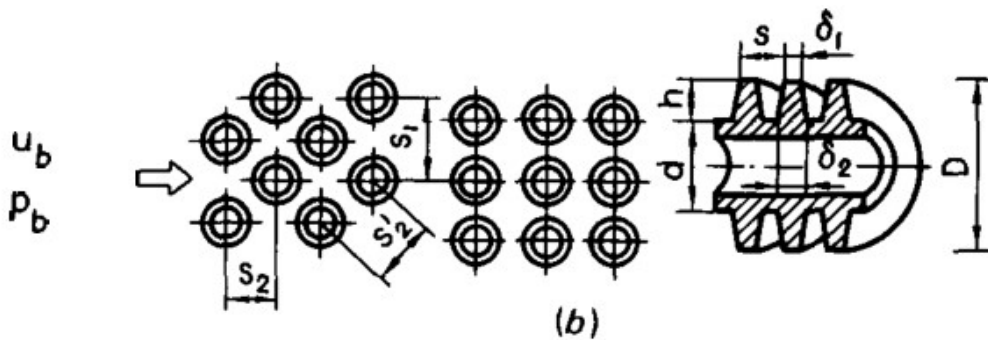
$$d^* = \frac{dA_{\text{tube}}}{A_{\text{total}}} + \frac{A_{\text{fin}}}{A_{\text{total}}} \sqrt{0.785(D^2 - d^2)} \quad \text{persamaan (2.16)}$$

- Dengan D = Diameter fin
- d = Diameter tube
- A_{tube} = luas permukaan tube tanpa fin per satuan panjang
- A_{fin} = luas permukaan fin per satuan panjang tube
- A_{total} = luas permukaan fin dan tube per satuan panjang tube

Hydraulic diameter d_e :

$$d_e = \frac{4 \times \text{flow area}}{\text{flow perimeter}} = \frac{2[s(s_1 - d) - 2\delta h']}{2h + s} \quad \text{persamaan (2.17)}$$

Dengan parameter parameter s , s_1 , h , h' dan δ dapat dijelaskan seperti gambar 2.4 berikut:



Gambar 2.4 Susunan tube Inline dan staggered

2.6 Porous Medium

Porous Medium Model (PM) pada CFD dapat diaplikasikan untuk bermacam aliran melewati *packed bed*, filter kertas, *perforated plates*, *flow distributor* dan *tube bank*.

Parameter pertama yang didefinisikan untuk memodelkan PM adalah porosity dari media. Porosity adalah fraksi volume dari fluida di dalam total volume media. Dalam hal tube heat exchange maka bisa didefinisikan sebagai perbandingan volume total *heat exchanger* dikurangi volume tube dan fin dengan volume total *heat exchanger*.

Penurunan tekanan yang terjadi melalui *heat exchanger* yang dimodelkan sebagai *porous medium* ditentukan dengan persamaan momentum untuk *porous medium*. Persamaan momentum untuk *porous medium* pada dasarnya hanya menambahkan *source term momentum* pada persamaan aliran standard. *Source term* tersebut adalah penyebab penurunan tekanan pada *porous medium (heat exchanger)* yang disebabkan oleh *inertial resistance* dan *viscous resistance*. *Source term* tersebut dapat dituliskan dalam persamaan :

$$S_i = - \left(\sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu v_j + \sum_{j=1}^3 C_{ij} \frac{1}{2} \rho |v| v_j \right)$$

Persamaan (2.18)

Bagian pertama dari persamaan diatas adalah *viscous resistance* sedangkan suku kedua adalah *inertial resistance*. S_i adalah source term untuk i^{th} (arah x,y atau z). v adalah besaran kecepatan aliran sedangkan D dan C adalah matrix yang sudah ditentukan. *Viscous* dan *inertial resistance* inilah yang menyebabkan penurunan tekanan pada *porous medium*. Penyederhanaan dari persamaan diatas untuk *homogeneous porous medium* adalah sebagai berikut :

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

Persamaan (2.19)

Dimana α adalah permeability dan C_2 adalah *inertial resistance factor*. Nilai α dan C_2 ini diinputkan kedalam software berdasarkan *performance* dari *heat exchanger*.

Ada beberapa cara untuk menentukan nilai C_2 dan α antara lain sebagai berikut :

1. Menggunakan superficial velocity dari pressure drop yang sudah diketahui.
2. Menggunakan persamaan Ergun (untuk Packed Bed)
3. Menggunakan persamaan empiris.
4. Menggunakan tabulated data yang sudah diketahui.
5. Menggunakan *Power Law* model.

2.6.1 Porous Medium Porosity

Porosity (γ) adalah fraksi volume dari fluida di dalam total volume media. Dalam hal tube heat exchanger maka bisa didefinisikan sebagai perbandingan volume terbuka (volume total *heat exchanger* dikurangi volume tube dan fin) dengan volume total *heat exchanger*. Untuk tiap module SCAH hal ini dirumuskan sebagai berikut :

$$\text{Porosity} \quad \gamma = \frac{\text{Volume terbuka}}{\text{Total Volume}}$$

$$\gamma = \frac{\text{Total Volume Module} - (\text{Volume tube} + \text{Fin})}{\text{Total Volume Module}} \quad \text{persamaan (2.20)}$$

Untuk kasus SCAH pada penelitian ini maka secara detail perhitungan porosity dapat dirumuskan sebagai berikut :

Total Volume tiap module :

$$\text{Total Volume} = \text{Tinggi} \times \text{Lebar} \times \text{Panjang tiap module} \quad \text{persamaan (2.21)}$$

$$\text{Panjang tiap module} = \frac{\text{Panjang casing}}{4} = 241,25$$

Volume tube dihitung berdasar persamaan 4.7 berikut :

$$\text{Volume tube} = \pi \times \left(\frac{\text{diameter tube}}{2}\right)^2 \times \text{panjang tube} \times \text{jumlah tube}$$

persamaan (2.22)

Volume fin dihitung dengan persamaan berikut:

$$\text{Volume Fin} = \pi \times \left(\left(\frac{\text{diameter fin}}{2}\right)^2 - \left(\frac{\text{diameter tube}}{2}\right)^2 \right) \times \text{tebal fin} \times \text{jumlah fin per tube} \times \text{jumlah tube}$$

$$\text{Volume Fin} = \pi \times \left(\left(\frac{\text{diameter fin}}{2} \right)^2 - \left(\frac{\text{diameter tube}}{2} \right)^2 \right) \times \text{tebal fin} \times \frac{\text{panjang tube}}{\text{jarak antar tube}} \times \text{jumlah tube}$$

persamaan (2.23)

2.6.2 Inertial Resistance Coefficient

Dari manual book CFD software diketahui ada beberapa cara untuk menghitung *inertial resistance coefficient* (C_2). Pada penelitian kali ini akan digunakan persamaan empiris untuk menentukan C_2 . Cara ini adalah dengan membandingkan rumus empiris untuk pressure drop melewati jajaran fin tube baik staggered maupun inline dengan persamaan source term yang digunakan software CFD untuk menghitung pressure drop. Persamaan empiris yang digunakan adalah persamaan empiris yang digunakan adalah persamaan 2.14 dan persamaan 2.15 dari *Yudin and Tokhtarova* diatas.

Dari referensi manual software CFD maka faktor viscous resistance pada permodelan porous media untuk tube bank bisa dihilangkan sehingga 2.19 dapat dituliskan menjadi :

$$\nabla p = - \sum_{j=1}^3 C_{2_{ij}} \left(\frac{1}{2} \rho v_j |v| \right) \quad \text{Persamaan (2.24)}$$

Dan jika dituliskan persamaan pressure drop untuk tiap arah x,y, z menjadi :

$$\begin{aligned} \Delta p_x &\approx \sum_{j=1}^3 C_{2_{xj}} \Delta n_x \frac{1}{2} \rho v_j |v| \\ \Delta p_y &\approx \sum_{j=1}^3 C_{2_{yj}} \Delta n_y \frac{1}{2} \rho v_j |v| \\ \Delta p_z &\approx \sum_{j=1}^3 C_{2_{zj}} \Delta n_z \frac{1}{2} \rho v_j |v| \end{aligned} \quad \text{Persamaan (2.25)}$$

Dimana :

Δp = Pressure drop

C_2 =inertial resistance coeffiecient

Δn = ketebalan model porous media

Untuk mencari C2 maka persamaan 2.25 dibandingkan dengan persamaan 2.13 sebagai berikut :

Persamaan 2.13 dapat dituliskan kembali menjadi :

$$\Delta p = \frac{\rho u^2}{2} \times E u x z$$

$$\Delta p = \frac{\rho (V x (\frac{\alpha}{\alpha-1})^2)}{2} \times E u x z$$

$$\Delta p = \frac{\rho V^2}{2} \times \left(\frac{\alpha}{\alpha-1}\right)^2 \times E u x z$$

Persamaan 2.25 dapat dituliskan kembali menjadi dalam satu arah x:

$$\Delta p = \frac{\rho v^2}{2} \times C_2 x \Delta n_x$$

Dari dua persamaan diatas maka kita dapatkan:

$$C_2 = \frac{\left(\frac{\alpha}{\alpha-1}\right)^2 \times E u x z}{\Delta n_x} \quad \text{persamaan 2.26}$$

2.7 Penelitian Terdahulu

Bhuta, dkk (2012) melakukan penelitian mengenai penggunaan CFD untuk design bermacam macam *heat exchanger*. Dalam penelitian ini peneliti mengelompokkan isu isu mengenai *heat exchanger* yang sudah dilakukan penelitian dengan menggunakan CFD. Isu isu tersebut antara lain : *Flow maldistribution, Fouling, Penurunan tekanan* dan *Thermal analisys*.

Ketidak seragaman aliran dalam *heat exchanger (maldistribution)* menjadi salah satu penyebab *performance heat exchanger* buruk. Beberapa peneliti telah melakukan penelitian menggunakan CFD mengenai mal distribution ini dengan menggunakan beberapa model turbulen dan skema terkait variasi tekanan dan distribusi kecepatan.

Tabel 2.6 Daftar penelitian terkait *Maldistribution*

CFD simulations on heat exchangers in fluid flow maldistribution.

Authors/Type	CFD Methodology	Comparison between Experimental and Simulation Results
L. J. Shah et al. (2000) Vertical Mantle Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD code: CFX Pressure-Velocity Coupling Scheme: SIMPLE 	Close agreement observed
Koen Grijspeerd et al. (2003) Plate Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: FINE-Turbo, EURANUS code Turbulence Model: Baldwin Lomax turbulent stress model Meshing software: FINE-Turbo pre-processor 	13%
Thomas Fernotin et al. (2004) Louvered Fin and Flat Tube Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> Turbulence Model: $k - \epsilon$ Pressure-Velocity Coupling Scheme: SIMPLE, PISO Mesh: Quadrilateral 	Good agreement observed
Zhe Zhang et al. (2003) Plate Fin Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: FLUENT Pressure-Velocity Coupling Scheme: SIMPLE Turbulence Model: Standard $k - \epsilon$ Mesh: finest mesh of 150,000 cells 	Good agreement observed
Jian et al. (2004) Plate-Fin Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: FLUENT Pressure-Velocity Coupling Scheme: Semi Implicit SIMPLER, Second Order Upwind Turbulence Model: Two equation $k - \epsilon$ Mesh: finest mesh of 245,817 cells 	Good agreement observed
S. Knudsen et al. (2004) Vertical Mantle Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: FLUENT 6.0 Pressure-Velocity Coupling Scheme: PISO and Second Order Upwind Mesh: finest mesh of 193,150 cells 	Good conformity with literature results
A. G. Kanaris et al. (2005) Narrow Channels with Corrugated Walls	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: CFX Turbulence Model: Two equation SST Pressure-Velocity Coupling Scheme: SIMPLEC, QUICK Meshing Software: CFX 5.0 and ICEM CFD 4.CFX Mesh: unstructured tetrahedral 	No such comparison available
Vimal Kumar et al. (2005) Tube-in-Tube Helical Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: FLUENT 6.0 Turbulence Model: $k - \epsilon$ Pressure-Velocity Coupling Scheme: SIMPLEC 	Less than 4%
Carla S. Fernandes et al. (2007) Double Sin Chevron Plate Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: POLYFLOW Pressure-Velocity Coupling Scheme: Semi Implicit SIMPLER Turbulence Model: FVM and two equation $k - \epsilon$ Meshing Software: GAMBIT Mesh: Unstructured mesh of tetrahedral, hexahedral and pyramidal cells 	Close agreement observed
Kilas et al. (2007) Plate Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: FLUENT 6.1 Segregated solver Turbulence Model: $k - \epsilon$ Meshing software: GAMBIT v2.1 Mesh: Structured tri-tetra grid of 2,000,000 cells 	Close agreement observed
Mourad Yataghene et al. (2007) Scraped Surface Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: FLUENT Meshing Software: GAMBIT Mesh: Hybrid 	A good agreement observed
Myoung Il Kim et al. (2008) Shell and Tube Type Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: FLUENT 6.0 Turbulence Model: $k - \epsilon$ Pressure-Velocity Coupling Scheme: SIMPLEC Mesh: Tetrahedral 	Close agreement observed
Li-Zhi Zhang et al. (2009) Cross Flow Air to Air Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: FLUENT Pressure-Velocity Coupling Scheme: SIMPLE Meshing software: GAMBIT Mesh: Coarse (tetrahedral and hexahedral 100,837 cells) 	A good agreement observed
C. Tjoen et al. (2010) Inclined Louvered Fin Type Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: FLUENT 	Generally less than 3%
David A. Yashar et al. (2011) Louvered Fin Tube Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> Turbulence Model: Momentum Resistance Approach using $k - \epsilon$ model 	Up to 10% for large rise in velocity

Sumber: Bhuta, dkk (2012)

Penggunaan CFD untuk penelitian terkait *fouling* banyak diaplikasikan pada industri makanan. Beberapa penelitian mengenai fouling pada *heat exchanger* yang sudah dilakukan antara lain :

Tabel 2.7 Daftar penelitian terkait *Fouling*

CFD simulations on heat exchangers in fouling.

Authors/Type	CFD Methodology	Comparison between Experimental and Simulation Results
Soojin Jun et al. (2005) Plate Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: FLUENT 6.0 (Arrhenius rate expressions) Meshing Software: GAMBIT Mesh: Tetrahedral (831169 cells) 	Within 2%
Maria Valeria et al. (2009) Plate Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> Pressure-Velocity Coupling Scheme: SIMPLEX Environment mode: FRONTIER 	Found to be in good agreement

Sumber: Bhuta, dkk (2012)

Setiap fluida akan mengalami penurunan tekanan ketika melewati sebuah *Heat Exchanger*. Penurunan tekanan ini seberapa besar disebabkan karena pemilihan desain elemen *Heat exchanger* dan komponen *flow distribution* (seperti inlet outlet, *header*, *nozzle* dsb). Penurunan tekanan karena *flowdistribution* sangat mempengaruhi performa dari *heat exchanger*. CFD memiliki fasilitas untuk meneliti fenomena tersebut. Beberapa peneliti yang menggunakan CFD untuk melakukan penelitian tersebut antara lain :

Tabel 2.8 Daftar penelitian terkait Penurunan tekanan

Authors/Type	CFD Methodology	Comparison between Experimental and Simulation Results
G. Gan et al. (2000) Heat Exchanger For Closed Wet Cooling Towers	<ul style="list-style-type: none"> • CFD Code: FLUENT 4.23 	Simulation under predict pressure loss coefficient by 4% on average
Vikas Kumar et al. (2003) Tube-in-Tube Helical Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> • CFD Code: PHOENICS • Turbulence Model: $k - \epsilon$ • Mesh: 1 mm size, refined at the wall 	For grid size: $2 \times 10^{-0.03}$ m, Nu: $\pm 8.45\%$ Error increases with an increase grid size.
Qiuwang Wang et al.(2008) Shell and Tube Type Heat exchanger	<ul style="list-style-type: none"> • CFD Code: FLUENT • Pressure-Velocity Coupling Scheme: SIMPLE • Meshing Software: Gambit 	CFD overestimates overall heat transfer rate and pressure drop by 8.4% and 3.6% respectively than the estimated correlations. CFD underestimates heat transfer and fluid flow by 10% and pressure drop by 20%
Q.W. Dong et al. (2007) ROD Baffle Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> • CFD Code: FLUENT • Turbulence Model: $k - \epsilon$ • Pressure-Velocity Coupling Scheme: SIMPLE, Second Order Upwind Scheme • Meshing software: GAMBIT • Mesh: Collocated grid 	S-shaped fins: $\pm 16.6\%$. For Zigzag fins: $\pm 13.5\%$.
Tri Lam Ngo et al. (2007) Micro Channel Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> • CFD Code: FLUENT • Turbulence Model: standard $k - \epsilon$ • Pressure-Velocity Coupling Scheme: SIMPLE • Discretization: Second order upwind scheme • Meshing Software: GAMBIT 	Heat transfer coefficient: 10% Pressure drop: 20%
Yongqing Wang et al. (2007) Shell and tube heat exchanger	<ul style="list-style-type: none"> • CFD Code: FLUENT • Turbulence Model: standard $k - \epsilon$ • Pressure-Velocity Coupling Scheme: SIMPLE • Discretization: Second order upwind scheme • Meshing Software: GAMBIT 	Simulation under predicted results by 10%
Dong Eok Kim et al. (2008) Printed Circuit Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> • CFD Code: FLUENT • Meshing Software: GAMBIT 6.3 • Turbulence Model: standard $k - \epsilon$ • Mesh: non-uniform 	
Koorosh Mohammadi et al. (2009) Shell and Tube Type Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> • CFD Code: FLUENT 6.1 • Pressure-Velocity Coupling Scheme: SIMPLE • Turbulence Model: RNG $k - \epsilon$ • Mesh: hexahedral 1,200,000 cell • CFD Software: FLUENT 6.3 	In good agreement
Ying Chi Tasai et al. (2009) Chevron Plate Type Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> • Solid Modelling: PRO/E • Meshing software: GAMBIT • Turbulence Model: $k - \epsilon$ realizable • Mesh: Unstructured tetrahedron 	
Yong Qing Wang et al. (2009) Plate Fin Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> • CFD Software: FLUENT • Segregated solver approach • Pressure-Velocity Coupling Scheme: SIMPLE • Discretization :Second Order Upwind • Meshing Software: GAMBIT • Mesh: collocated 	Simulation under predict results by 5%
Pedro F. Lisboa et al. (2010) Kenics Static Mixer as a Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> • CFD Code: FLUENT • Turbulence Models: RNG $k - \epsilon$, $k - \epsilon$, $k - \omega$ 	$\pm 10\%$
Xiao-Hong Han et al. (2010) Chevron Plate Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> • Turbulence Model: RNG $k - \epsilon$ • Meshing Software: GAMBIT 	$\pm 35\%$
Yu-Ling Shi et al. (2010) Sparse Tubular Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> • Mesh: Non-structured, tetrahedral • CFD code: FLUENT 6.3 • Turbulence Model: Standard $k - \epsilon$ 	$\pm 12 \%$
Junjie Ji et al.(2011) Gas Fired Tubular Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> • Mesh: 2 (million) Grids • CFD Code: FLUENT 6.3; user defined code coupling of heat transfer between air side and gas side. • Turbulence Model: SST $k - \epsilon$ for reaction zone • Mesh: 3 million cells 	Static pressure: 1%, 9.9% Total heat rate: 1.6% Air temperature rise: 2.1%

Sumber: Bhuta, dkk (2012)

Tujuan utama dari sebuah *heat exchanger* adalah untuk memfasilitasi terjadinya perpindahan panas dari suatu medium ke medium yang lain secara maksimal. Untuk itu CFD dapat digunakan untuk meneliti karakteristik *thermal heat exchanger* dari dua sudut pandang : *thermal coefficient* dan efek kondisi fisik. Pendekatan dari sudut pandang *thermal coefficient* meneliti pengaruh parameter parameter seperti *Nusselt number, Deans Number, Prandtl number, friction factor, colburn factor* dll terhadap *overall heattransfer coefficient*. Beberapa penelitian yang menggunakan CFD untuk analisis *thermal heat exchanger* antara lain :

Tabel 2.9 Daftar penelitian terkait *Thermal Analysis*

CFD simulations on heat exchangers by studying thermal coefficients.

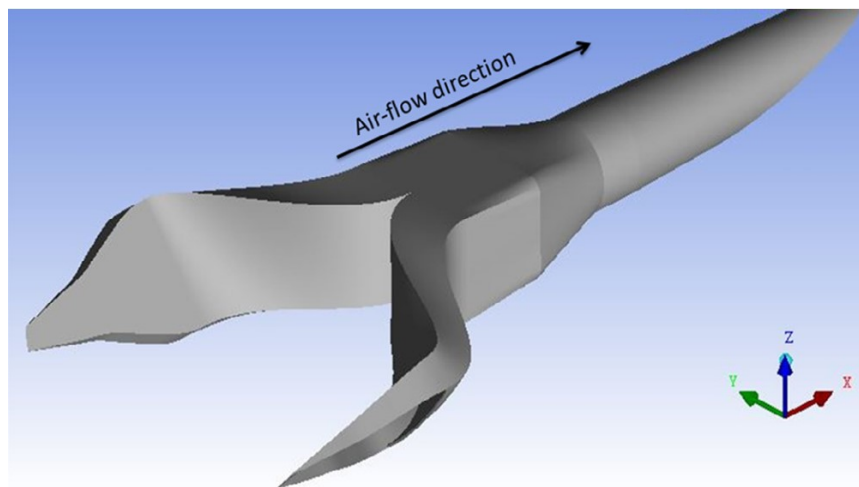
Authors/Type	Methodology	Difference b/w Experimental and Simulation Results
Vikas Kumar et al.(2003) Cross flow Air to Air Tube Type Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: PHOENICS 	In good agreement.
Carla S. Fernandes et al. (2005) Plate Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: POLYFLOW 	Compared with correlation by Afonso et al. (2003): Considering the temperature effect on viscosity: 3.6% Disregarding the temperature effect on viscosity: 8.9% Generally, simulation over predicts the values
A G. Kanaris et al. (2006) Corrugated Plate Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: CFX 10.0 Mesh: unstructured tetrahedral and prism elements Turbulence Model: SST 	
J.S. Jayakumar et al. (2007) Helically Coiled heat exchangers	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: FLUENT 6.2 Turbulence Model: Realizable $k - \epsilon$ Pressure-Velocity Coupling Scheme: SIMPLEC Meshing Software: GAMBIT 6.2 Mesh: Structured (9.963e8 cells m^{-3}) 	5%
A.G. Kanaris et al. (2008) Plate Heat Exchanger with Undulated Surfaces	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: ANSYS CFX 10.0 Turbulence Model: RSM Meshing Software: ANSYS ICEM CFD Mesh: unstructured tetrahedral and prism elements 	10%
Andrew M. Hayes et al. (2008) Matrix Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: FLUENT LTE (Local thermal equilibrium model), LTNE(Local thermal non equilibrium model) Auxiliary Technique: Porous medium methodology 	Results found to be in good agreement
In Hun Kim et al. (2009) Printed Circuit Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: FLUENT Auxiliary Technique: KAIST helium test loop system 	No such comparison found
K. Kritikos et al. (2009) Staggered Elliptic Tube Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: CFD 3D solver Model: Porous medium methodology Mesh: 45,584 cells 	The experimental and simulation results did not show a discrepancy of more than 5%.
L. Sheikh Ismail et al. (2009) Plate Fin Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: FLUENT Turbulence Mode: Standard $k - \epsilon$ Pressure-Velocity Coupling Scheme: Semi implicit SIMPLER Mesh: 2,20,000 elements for best results 	Rectangular Fin, Low Re: j : 2%; f : 9% Wavy Fins, 1000 < Re < 15000 j : 10%; f : 20%
S. Freund et al. (2010) Plate Heat Exchanger	<ul style="list-style-type: none"> CFD Code: ANSYS ,CFX 11 Turbulence Models: SST and RSM Meshing Software: ICEM Mesh: Fine hexahedra 	SST model: 33% RSM model: 25%

Sumber: Bhuta, dkk (2012)

CFD sudah berkembang sebagai alternatif ekonomis dan cepat dalam proses design dan optimasi sebuah *heat exchanger*. Software CFD komersial yang ada saat ini dapat digunakan untuk menganalisa bermacam macam *heat exchanger*

antara lain (tidak terbatas pada) *plate heat exchanger, shell and tube, vertical mantle, compact and printed circuit heat exchanger*.

Musto, dkk (2016) melakukan penelitian pada *heat exchanger* yang digunakan untuk pendingin *lube oil* mesin pesawat terbang menggunakan CFD dengan memodelkan *heat exchanger* sebagai *porous medium*. Pada penelitian ini yang menjadi obyek penelitian adalah *oil cooling system* pada pesawat jenis EM-11 ORKA.



Gambar 2.5 Model Geometri *Oil Cooler* (Musto, dkk, 2016)

Gambar 2.5 menunjukkan model yang menggambarkan *sistem oil cooler*. Terdapat 2 inlet udara, *Oil Cooler (HE)*, thermostat dengan *by pass valve*, pipa-pipa, *cooling fan* untuk operasi saat didarat dan outlet. *Heat Exchanger* yang terpasang dan dianalisa adalah model Niagara 20003A yang merupakan *crossflow Heat Exchanger*.

Oil cooler dimodelkan sebagai *Porous Medium (PM)*. *Cooling airflow, heat rejection* dan *penurunan tekanan* diperhitungkan dalam pemodelan menggunakan *source term*.

Penurunan tekanan pada *porous medium* dimodelkan dengan *source term S* didalam persamaan momentum :

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{S}$$

Persamaan (2.27)

Penurunan tekanan dalam *porous medium* disebabkan 2 hal utama yaitu viskositas dan inersia. Pengaruh viskositas bersifat linear dan dominan ketika aliran rendah. Sedangkan inersia akan berpengaruh signifikan ketika kecepatan aliran tinggi. Pengaruh inersia akan bersifat kuadratik terhadap kecepatan aliran. *Source term* S dapat dituliskan dalam persamaan :

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

Persamaan (2.28)

Dimanan α adalah *permeability* dan C_2 adalah *inertial resistancefactor*. A dan C_2 ditentukan diawal berdasarkan *performance* dari *heat exchanger*.

Pada penelitian ini penulis akan memodelkan operasi *oil cooling system* saat pesawat sedang terbang. Untuk melakukan analisis ini pendekatan bertahap dalam pemodelan dilakukan. Pendekatan bertahap tersebut dapat dilihat pada table berikut :

Tabel 2.10 Skema Pendekatan Bertahap

Scheme of incremental approach under which the simulations were carried out.

		Simulations		
		#1	#2	#3
Free duct (momentum and thermal source disabled)	Cruise condition	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Momentum source term (PM zone)			<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Thermal source term (PM zone)				<input checked="" type="checkbox"/>

Sumber: Musto, dkk, 2016

Hasil dari analisis model # 3 yang mewakili kondisi aktual operasi dapat digambarkan dalam table berikut :

Tabel 2.11 Data hasil analisis

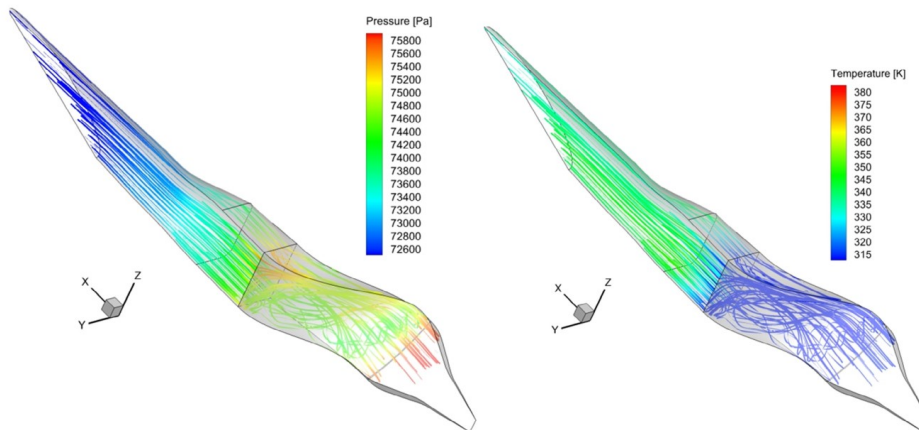
Main numerical data in cruise condition for 4 sections of higher interest.

	Cruise condition				
	Mass flow rate (whole duct)/ (kg/s)	Total pressure/ Pa	Static pressure/ Pa	Static temperature/ K	Velocity magnitude/ (m/)
Inlet	0.216	76,050	75,899	313.8	12.27
PM inlet		75,277	75,011	314.1	25.01
PM outlet		73,381	73,648	340.4	23.02
Outlet		73,770	72,426	338.2	59.21

Sumber: Musto, dkk, 2016

Berdasarkan tabel terlihat pada kondisi penerbangan *mass flow rate* udara adalah 0.216 kg/s, parameter ini sangat penting karena terkait kemampuan *cooler* untuk menyerap panas dari oli yang didinginkan.

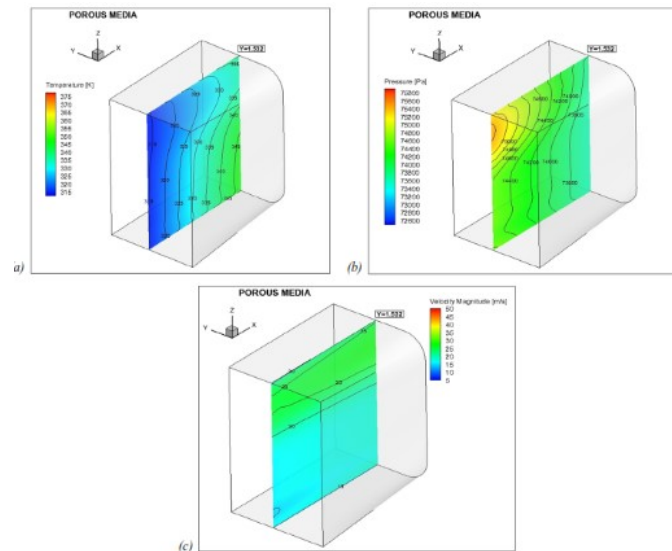
Dari hasil simulasi juga didapatkan grafik 3D temperatur dan tekanan sepanjang *duct* sebagai berikut :



Gambar 2.6 Visualisasi aliran berdasarkan distribusi Tekanan dan Temperatur (Musto, dkk, 2016)

Berdasarkan gambar 2.5 di atas terlihat proses *heat transfer* pada *heatexchanger* dimana terjadi kenaikan temperatur setelah melewati *heatexchanger*. Berdasarkan grafik tekanan terlihat aliran mengalami percepatan saat memasuki inlet kemudian stagnan di *heat exchanger* dan akselerasi kembali di *exhaust duct*.

Untuk mengamati perilaku aliran di masing masing zona peneliti juga mengambil data pada beberapa potongan dimasing masing area. Pada area *Porous Zone/Heat Exchanger* dapat diperoleh data sebagai berikut :



Gambar 2.7 Distribusi *Temperatur* dan *Pressure* pada *porous medium*
(Musto, dkk, 2016)

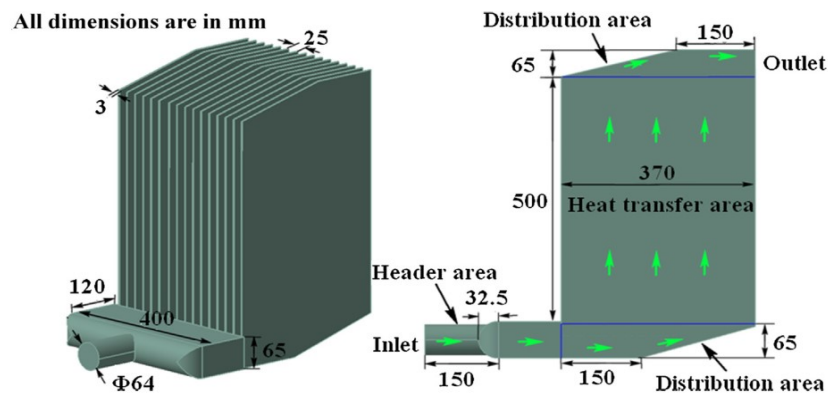
Berdasarkan grafik terlihat bahwa gradient temperatur tegak lurus terhadap garis *iso velocity* hal ini menunjukkan bahwa *heat exchanger* ini adalah *cross flow heat exchanger*.

Penelitian ini menunjukkan bahwa pendekatan *Porous medium* untuk memodelkan *heat exchanger* dapat digunakan. Walaupun banyak software yang menyediakan fasilitas untuk memodelkan *heat exchanger* dengan kondisi sebenarnya akan tetapi hal ini akan menimbulkan proses perhitungan yang rumit. Selain itu jika semua data geometri tersedia maka proses *meshing* juga membutuhkan kemampuan CPU yang besar. Dengan memodelkan *Heat Exchanger* sebagai porous medium maka hal ini dapat dihindarkan.

Wang, dkk (2014) melakukan penelitian pada *plate fin heat exchanger* menggunakan CFD dengan pendekatan *porous medium*. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui karakteristik *hidrodinamic plate fin heat exchanger* dengan pendekatan *porous medium*. Model yang dibuat digunakan untuk mengetahui

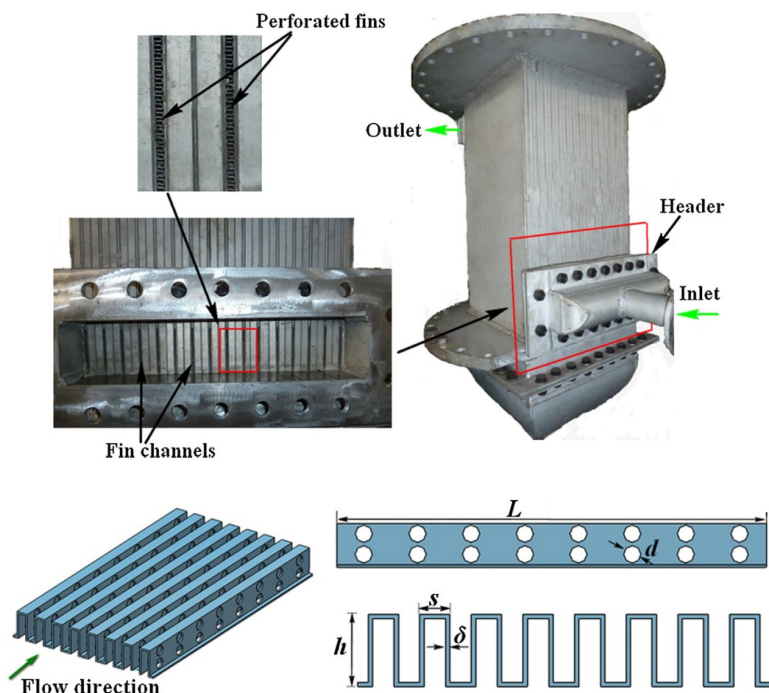
pengaruh viskositas dinamik dan *perforated fin* terhadap distribusi aliran dan penurunan tekanan pada *heat exchanger*. *Flow distribution* dan penurunan tekanan merupakan faktor yang memberikan pengaruh signifikan terhadap performah *heat exchanger*, untuk itu sebuah *heat exchanger* harus didesain memiliki karakteristik hidrodinamik yang baik.

Finned Plate Heat Exchanger dimodelkan secara geometrik seperti gambar dibawah:



Gambar 2.8 Model Geometri *Finned Plate Heat Exchanger* (Wang, dkk, 2014)

Model dibagi menjadi *header area*, *distribution area* dan *heat transfer area*. Fluida masuk melalui inlet nozzle menuju *header* yang kemudian dibagi ke 16 *fin channels* secara tidak merata tergantung *flowresistance* setiap *fin channel*. *Distribution area* dan *heat transfer area* secara keseluruhan terisi oleh *perforated fin* seperti gambar dibawah:



Gambar 2.9 *Perforated Fin* pada *Distribution* dan *Heat Exchanger Area* (Wang, dkk, 2014)

Peneliti menggunakan Fluent 6.3 untuk mensimulasikan aliran didalam *heat exchanger*. *Boundary layer* pada *inlet flow* ditentukan dengan *mass flow fluida* dan tekanan 1 atm pada outlet. Standar k-epsilon dengan *enhanced wall* digunakan untuk modelling aliran turbulennya. Peneliti hanya fokus pada karakteristik hidrodinamikanya saja untuk itu beberapa asumsi digunakan antara lain:

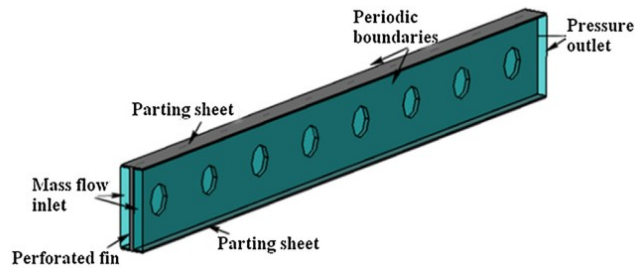
1. Hanya satu sisi aliran yang dimodelkan
2. Temperatur fluida diasumsikan konstan
3. Fluida kerja adalah udara yang dianggap memiliki perilaku gas ideal
4. *Steady flow*
5. *Ideal wall*.

Perforated fin pada *fin channel* di modelkan sebagai *porousmedium*, hal ini mengurangi perhitungan yang memakan waktu jika dimodelkan seperti aktualnya. Efek *perforated fin* pada *flow distribution* dan

penurunan tekanan didapatkan dengan mensetting nilai *inertial resistance* dan *viscous resistance* pada *porous region*. Penurunan tekanan pada *porous region* dapat dituliskan dalam persamaan momentum sebagai berikut :

$$\Delta P = -S_i \Delta n = \frac{\mu}{\alpha} \Delta n v_i + \frac{1}{2} C_2 \Delta n \rho |v| v_i \quad \text{Persamaan (2.29)}$$

Dari persamaan diatas koefisien *porous medium* ($C_1 = 1/\alpha$ dan C_2) dapat di extrapolasi jika hubungan antara *pressure drop* dan kecepatan aliran melalui *perforated fin* diketahui. Untuk itu *perforated fin* dimodelkan dengan CFD secara terpisah untuk mendapatkan hubungna persamaan penurunan tekanan dan kecepatan aliran.



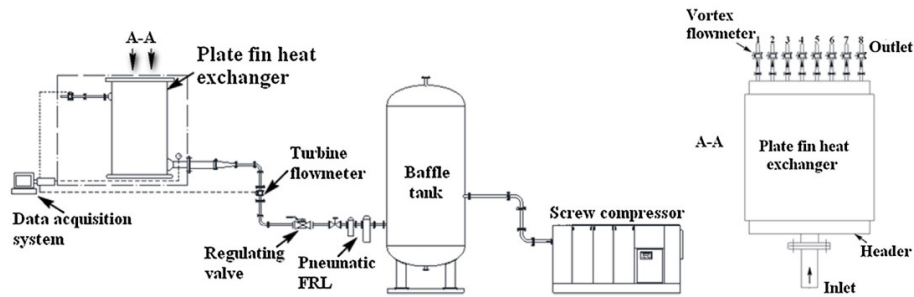
Gambar 2.10 Model CFD *Perforated Fin* (Wang, dkk, 2014)

Berdasarkan model tersebut didapatkan persamaan hubungan antara penurunan tekanan dan kecepatan aliran sebagai berikut :

$$\Delta P = 0.6618v^2 + 15.19v \quad \text{Persamaan (2.30)}$$

Dan dari 2 persamaan diatas didapatkan nilai $C_1 = 1.6978 \times 10^7/m^2$ dan $C_2 = 21.62 /m$.

Untuk validasi model maka peneliti membuat experiment sebagai data pembanding. Skema alat experiment dapat di gambarkan sebagai berikut:



Gambar 2.11 Skema alat experimental (Wang, dkk, 2014)

Data dari model CFD dan experiment dapat dibandingkan pada table berikut :

Tabel 2.12 Perbandingan hasil *modelling* dan *experimental*

<i>Re</i>	STD (%)		ΔP (Pa)	
	Simulation	Experiment	Simulation	Experiment
3000	0.21	0.26	41.25	45.21
8000	0.56	0.57	115.35	120.52
10,000	0.71	0.68	146.74	149.22
35,000	2.03	1.95	620.23	635.56

Sumber: Wang, dkk, 2014

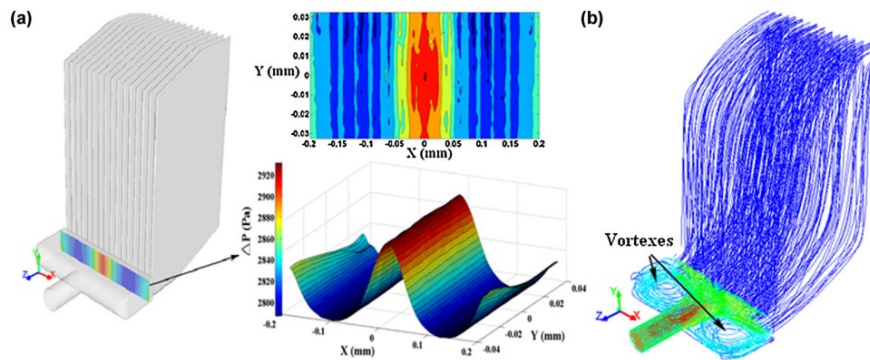
Flow distribution dihitung dengan rumusan sebagai berikut :

$$STD = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{m_i}{m_{avg}} - 1 \right)^2}$$

Persamaan (2.31)

Berdasarkan data diatas hasil simulasi menghasilkan angka yang mendekati dengan data experiment, deviasi untuk *flow distribution* adalah 8.10% sedangkan untuk penurunan tekanan 4.56%. Maka dari itu model FD yang dibuat dapat digunakan untuk memprediksi karakteristik hidrodinamik dari *heat exchanger*.

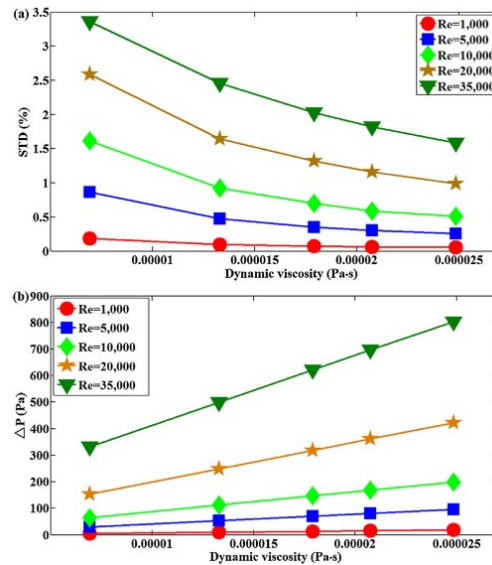
Distribusi aliran (*Flow*) dan tekanan didalam model hasil simulasi dapat dilihat pada gambar berikut :



Gambar 2.12 Distribusi tekanan dan aliran (Wang, dkk, 2014)

Kecepatan aliran akan turun dan tekanan akan naik ketika fluida masuk dari *inlet nozzle* ke *header*. Gambar 2.12a menunjukkan distribusi tekanan didalam *header*. Berdasarkan gambar terlihat bahwa fluida akan cenderung mengalir kearah *fin channels* yang langsung berhadapan dengan *nozzle*. Oleh karena itu *mass flow* fluida pada *fin channel* tersebut akan lebih besar dibanding *fin channel* yang lain. Gambar 2.12b memperlihatkan terbentuknya vortex di dua sisi *header* yang disebabkan karena pembesaran *cross section area* aliran. Jika vortex yang terbentuk cukup besar dapat menyebabkan penurunan aliran fluida pada beberapa *fin channel* yang mungkin bisa membuat distribusi aliran didalam *heat exchanger* tidak baik.

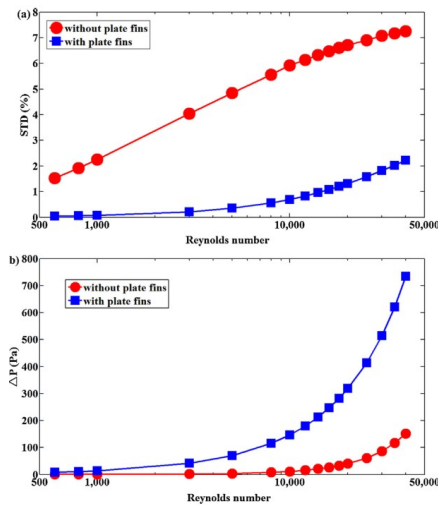
Beberapa aplikasi *cryogenic heat exchanger* start pada kondisi temperatur atmosfer dan beroperasi normal pada temperatur -190°C . Pada *range* temperatur yang besar ini maka terjadi perubahan nilai viskositas dinamik yang besar juga. Gambar dibawah menunjukkan efek perubahan viskositas dinamik terhadap *flow distribution* dan penurunan tekanan :



Gambar 2.13 Grafik perubahan viskositas terhadap penurunan tekanan dan *flow distribution* (Wang, dkk, 2014)

Gambar 2.13 memperlihatkan bahwa dengan naiknya viskositas dinamik maka *flow distribution* akan semakin baik, akan tetapi disisi lain penurunan tekanan pada *heat exchanger* juga semakin besar. Penambahan penurunan tekanan karena kenaikan viskositas dinamik ini berbeda beda tiap *fin channel*. *Fin channel* dengan *mass flow* yang lebih besar akan mengalami penurunan tekanan yang lebih besar. Variasi penurunan tekanan pada tiap *finchannel* ini akan menyebabkan terjadinya *flow redistribution*.

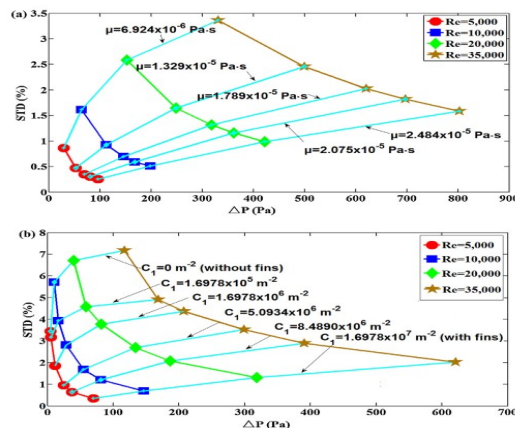
Peneliti juga memodelkan data jika *heat exchanger* tanpa menggunakan *perforated fin* dan dengan menggunakan *perforated fin*. Gambar dibawah menunjukkan perbandingan data tersebut.



Gambar 2.14 Grafik Penurunan tekanan dan *flow distribution* dengan dan tanpa *perforated plate* (Wang, dkk, 2014)

Gambar 2.14 memperlihatkan bahwa dengan memasang *perforated fin* pada *plate heat exchanger* akan memperbaiki *flow distribution* di tiap *channel* akan tetapi juga memperbesar penurunan tekanan. Penurunan tekanan pada *channel* dengan *mass flow* yang tinggi dibandingkan dengan *channel* yang lain, hal ini yang menyebabkan perbaikan pada *flow distribution*-nya karena terjadi *flow redistribution* dengan penambahan *perforated fin*.

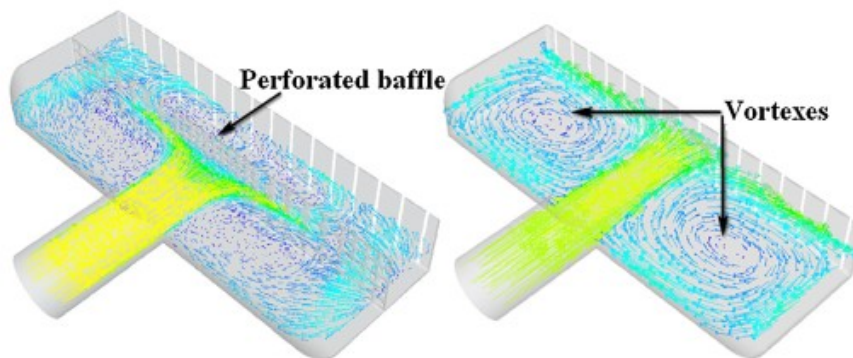
Hubungan antara *Reynolds Number*, penurunan tekanan dan *flow distribution* dapat digambarkan pada gambar dibawah :



Gambar 2.15 Grafik *Reynolds Number*, penurunan tekanan dan *flow distribution* (Wang, dkk, 2014)

Gambar 2.15 memperlihatkan bahwa *flow distribution* akan semakin baik dengan naiknya penurunan tekanan pada Reynolds Number yang sama. Berdasarkan gambar diatas juga dapat dilihat bahwa kenaikan viskositas dinamik atau *viscous resistance* akan memperkecil pengaruh *Reynolds Number* terhadap *flow distribution* dan memperbesar pengaruh *Re* terhadap *pressure drop*.

Pada penelitian ini peneliti juga mencoba memperbaiki *flow distribution* dengan memodelkan pemasangan *perforated baffle* didalam *header*. *Flow distribution* pada *platfinned heat exchanger* dapat diklasifikasikan sebagai *gross flow distribution* dan *passage to passage flow distribution*. Desain *header* yang tepat akan dapat memperbaiki *gross flow distribution*. Dengan memasang *perforated plate* didalam *header* maka akan membagi ruangan *header* sehingga mencegah terjadinya vortex yang besar didalam *header* seperti digambarkan pada gambar 2.16 dibawah :



Gambar 2.16 Visualisasi aliran dalam *header* dengan dan tanpa *perforated plate* dalam *header* (Wang, dkk, 2014)

Gross flow distribution didalam *header* diperbaiki dengan adanya hambatan karena adanya *perforated plate* didalam *header*.

Untuk memperbaiki *passage to passage flow distribution* maka ide yang diajukan adalah dengan menyeragamkan penurunan tekanan di tiap *finchannel*. Penyeragaman penurunan tekanan ini dilakukan dengan

menyesuaikan *porous coefficient* pada tiap *fin channel* dengan rumusan sebagai berikut :

$$C_{1,2}(i)' = C_{1,2}(i) \times \frac{m_i}{m_{avg}} \quad \text{Persamaan (2.32)}$$

Table dibawah menunjukkan hasil dari perbaikan *flow distribution* yang dilakukan :

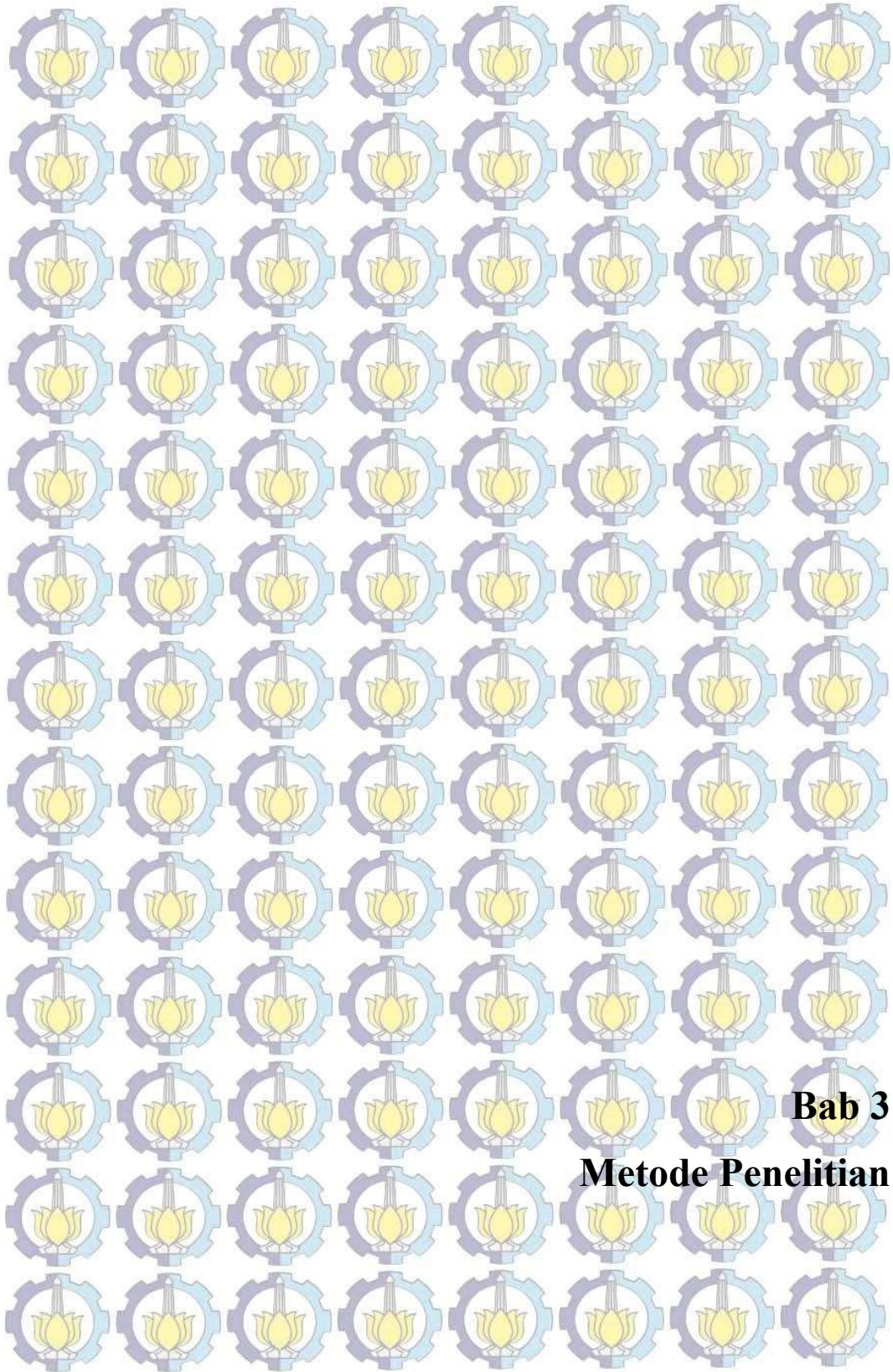
Tabel 2.13 Perbandingan perbaikan *flow distribution*

Re	Original		Header optimization		Fin channel optimization	
	STD (%)	ΔP (Pa)	STD (%)	ΔP (Pa)	STD (%)	ΔP (Pa)
5000	0.44	69.97	0.18	80.02	0.05	69.96
10,000	0.71	146.32	0.33	156.72	0.17	146.38
14,000	0.96	212.46	0.43	222.64	0.41	211.81
20,000	1.32	318.28	0.58	329.12	0.57	317.22
35,000	2.03	620.23	0.82	634.40	0.97	617.766

Sumber : Wang, dkk (2014)

Berdasarkan tabel diatas terlihat bahwa perbaikan *flow distribution* dengan *header optimization* akan menyebabkan kenaikan penurunan tekanan sedangkan dengan strategi *fin channel optimization* hal ini tidak terjadi.

Halaman ini sengaja dikosongkan



Bab 3

Metode Penelitian

BAB 3

METODE PENELITIAN

3.1 Tahap Tahap Penelitian

Secara garis besar metode penelitian yang dilakukan untuk Simulasi *Steam Coil Air Heater (SCAH)* PLTU 1 Gresik dengan menggunakan CFD adalah sebagai berikut :

1. Studi Literatur

Studi literatur dilakukan dengan mengumpulkan informasi baik dari *Manual book*, jurnal, *text book*, *e book* maupun hasil penelitian terdahulu yang berkaitan dengan tema tesis. Selain itu juga dilakukan dengan mencari literatur lain yang berkaitan dengan tema tesis.

2. Studi Kasus

Kasus dan permasalahan yang terjadi didapatkan dari pengamatan dilapangan. Tujuan utama dari studi kasus ini adalah untuk mengetahui fenomena yang terjadi dan membuat suatu model alternatif.

3. Pengumpulan Data

Pengumpulan data dilakukan baik dari data primer maupun sekunder di PLTU 1 Gresik. Data-data ini meliputi

- a) Data desain peralatan dan *drawing*
- b) Data *performance test* saat *commissioning*
- c) Data parameter operasi

4. Melakukan Pemodelan dan Simulasi

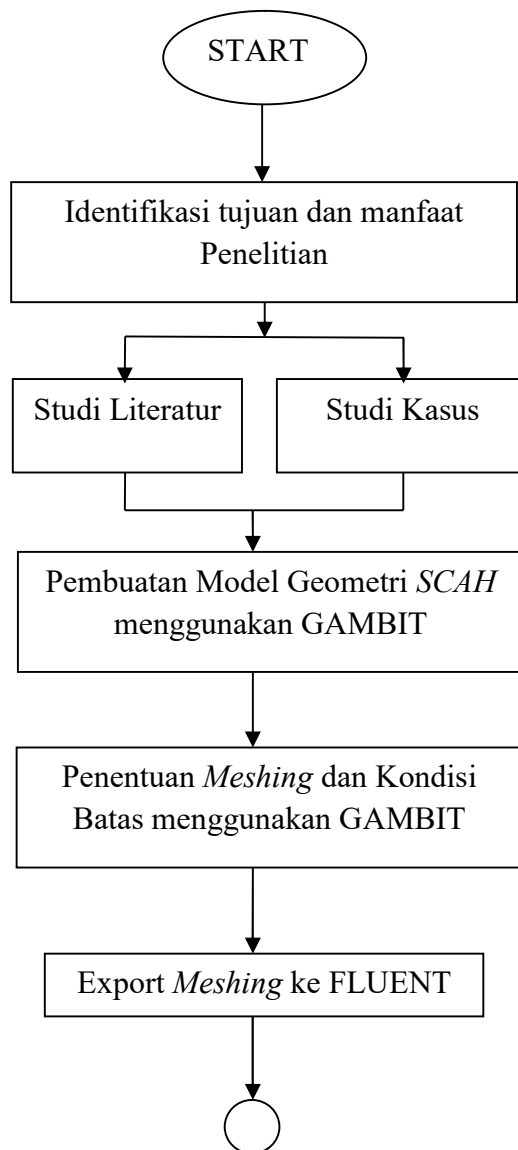
Pemodelan *SCAH* dilakukan dengan software Gambit 2.4.6 sedangkan untuk simulasinya digunakan software Ansys Fluent 16.2. tahap tahapan permodelan dan simulasi secara garis besar adalah *preprocessing*, *Solving* dan *Post processing*. Penelitian ini akan difokuskan pada penurunan tekanan dan temperatur udara yang mengalir melalui *SCAH*.

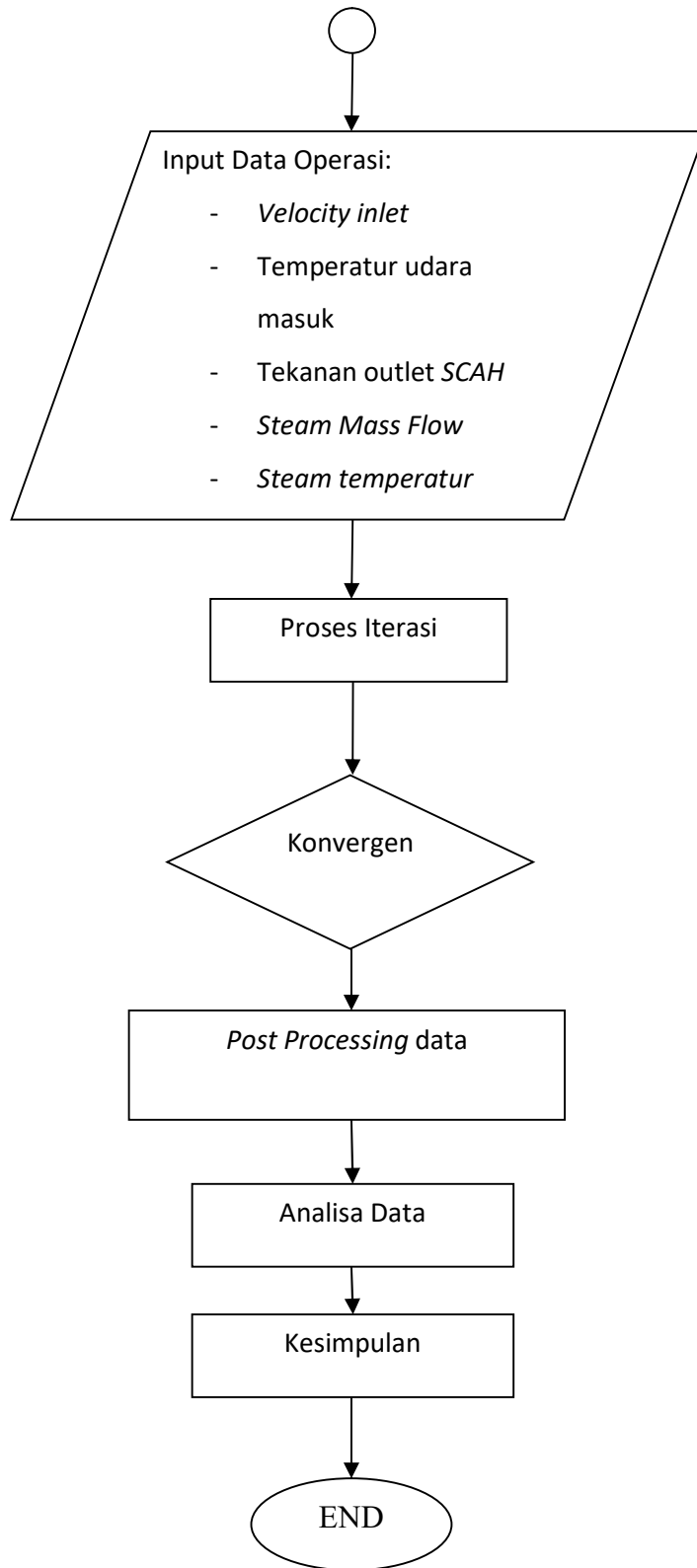
5. Penyusunan Laporan

Tahap ini adalah tahap penulisan laporan akhir tesis yang berisi pendahuluan, tinjauan pustaka, metodologi penelitian, hipotesa, analisa dan pembahasan, serta kesimpulan dan saran dari penelitian yang sudah dilakukan.

3.2 Diagram Alir Penelitian

Diagram alir penelitian dapat digambar seperti pada gambar 3.1 dibawah





Gambar 3.1 Diagram alir penelitian

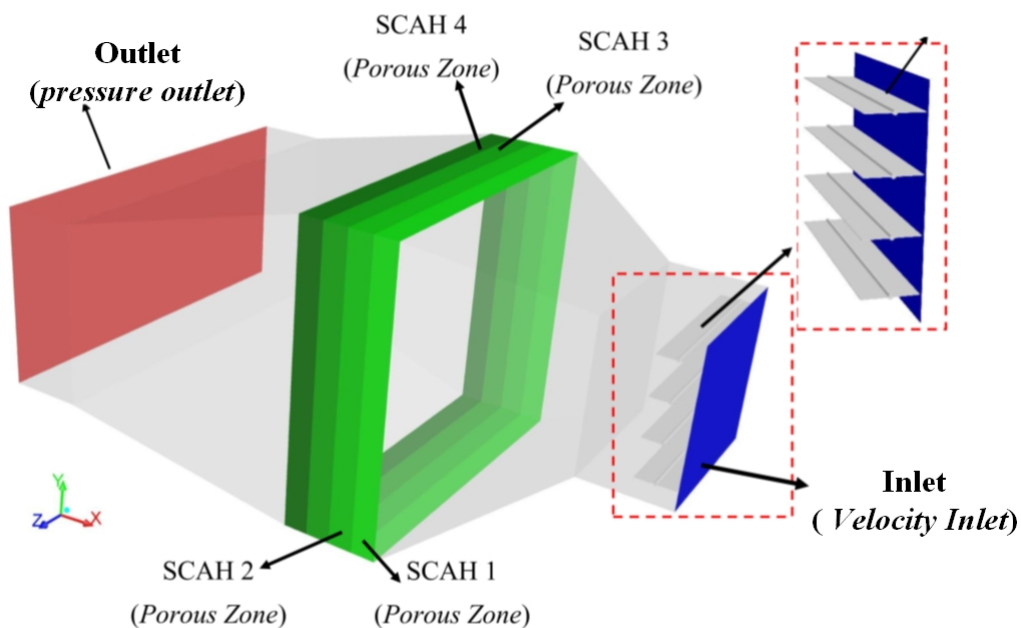
3.3 Pemodelan dan Simulasi

Penelitian ini akan melakukan pemodelan dan simulasi pada *SteamCoil Air Heater (SCAH)* PLTU unit 1 Gresik dengan mensimulasikan beberapa skenario jika beberapa atau semua *bundle tube* dihilangkan. Penelitian ini diharapkan akan mengetahui karakteristik tekanan dan temperatur outlet *SCAH* yang dihasilkan dengan beberapa skenario tersebut. Validasi model dan simulasi dilakukan terhadap data komisioning.

3.3.1 Tahap *Preprocessing*

Tahap awal dari permodelan menggunakan CFD adalah proses *Preprocessing*. Pada tahap ini akan dilakukan pembuatan geometri dari *SCAH*, pembuatan *meshing* dan penentuan *domain*.

Pembuatan geometri *SCAH* menggunakan software Gambit 2.4.6. Gambar hasil model geometri dapat dilihat pada gambar berikut:



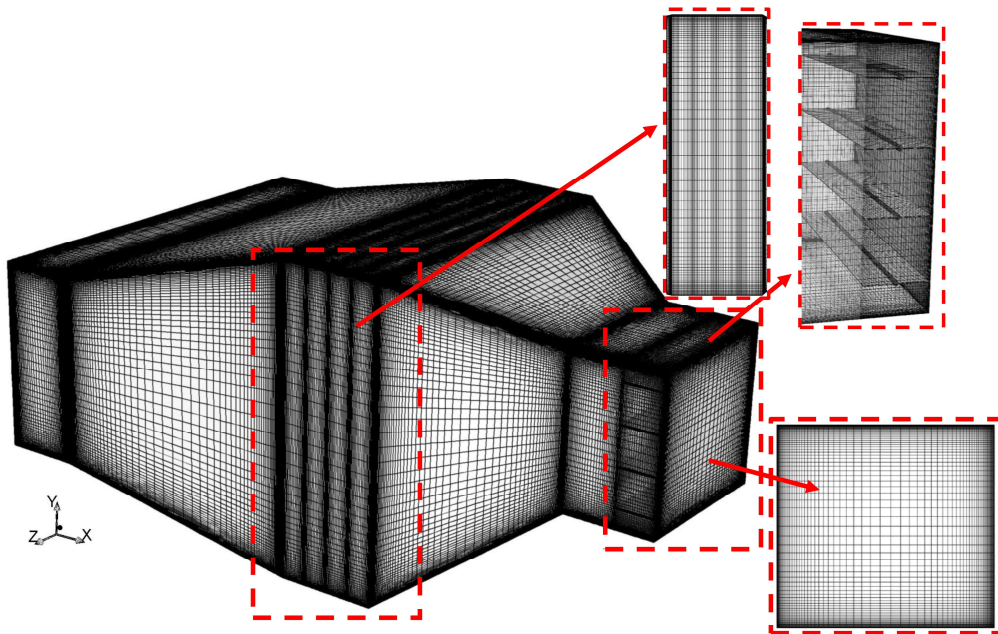
Gambar 3.2 Model Geometri *SCAH*

3.3.2 Domain Permodelan

Domain dari pemodelan ini secara garis besar terdiri atas 3 bagian yaitu : *inlet duct*, *Heat Exchanger* dan *outlet duct*. *Velocity inlet* didefinisikan pada *inlet duct*. *Heat Exchanger* dimodelkan sebagai *porous medium*. *Heat exchanger* akan dibagi menjadi 4 sesuai dengan jumlah module pada *heat exchanger*. Pembagian per module ini nantinya juga akan digunakan untuk memodelkan jika jumlah module *SCAH* dikurangi. *Outlet duct* akan didefinisiakn sebagai outlet pressure untuk mencari pressure drop dan inlet pressure yang sesuai.

3.3.3 Meshing

Aliran udara didalam *SCAH* dibagi menjadi elemen elemen (*control volume*) kecil (*meshing*) untuk dimodelkan dalam fluent. Proses *meshing* menggunakan GAMBIT 2.4.6. *Meshing* dilakukan bertahap dari garis ke volume menggunakan *hexahedral map meshing*. Visual *meshing* dapat digambarkan sebagai berikut :



Gambar 3.3 Meshing tipe *hexahedral map*

3.3.4 Tahap *Processing*

Tahap *processing* adalah tahap simulasi dari model yang telah dibuat. *Processing* dilakukan menggunakan software Ansys Fluent 16.2. tahap *processing* terdiri atas beberapa proses antara lain : Model, Material, *CellZone Condition*, *Boundary Condition*, *Solution*, *Initialize*.

Rencana model yang akan digunakan dalam Ansys fluent secara umum dapat digambarkan sebagai berikut :

Tabel 3.1 Nilai Parameter Model

Model	Nilai	Keterangan
<i>Multiphase</i>	<i>Off</i>	Fluida kerja adalah udara yang dihisap dari FDF menuju ke ruang bakar
<i>Energy Equation</i>	<i>On</i>	Penelitian melibatkan perpindahan panas antara <i>steam</i> dengan udara
<i>Viscous</i>	Realizable k- ϵ dengan <i>enhanced wall</i>	Untuk aliran <i>fully turbulent</i> , sesuai penelitian Wang (dkk) dan <i>Ansys Fluent Theory Guide</i>
<i>Radiation</i>	<i>Off</i>	Pengaruh radiasi dianggap kecil
<i>Heat Exchanger</i>	<i>On</i>	Data <i>performance heatexchanger</i> didapat dari 3 kondisi beban saat <i>commissioning</i> .
<i>Species</i>	<i>Off</i>	Tidak ada proses pembakaran atau reaksi kimia yang dibawa oleh fluida.

<i>Discrete phase</i>	<i>Off</i>	Tidak ada injeksi material ke aliran udara
<i>Solidification & melting</i>	<i>Off</i>	
<i>Acoustic</i>	<i>Off</i>	
<i>Eulerian wall film</i>	<i>Off</i>	

Model *Heat Exchanger* menggunakan *Ungrouped Macro Model*. Parameter pada macro yang digunakan antara lain *Fixed Heat Rejection* dan *Simple effectiveness methode* untuk *heat transfer* modelnya.

Material yang digunakan pada model ini adalah udara dengan *properties* sebagai berikut :

Tabel 3.2 Properti udara pada beberapa variasi beban

Beban Pembangkit	100% MCR	75% MCR	50% MCR
<i>Average Temperatur</i> °C	61,6	56,1	56,9
<i>Properties</i>			
<i>Density (kg/m³)</i>	1,0546	1,0722	1,0696
<i>Specific Heat (J/kg.K)</i>	1008,2	1007,8	1007,9
<i>Thermal Conductivity (W/m.K)</i>	0,0286	0,0282	0,0283
<i>Dynamic Viscosity (kg/m.s)</i>	2,0133 x 10 ⁻⁵	1,9885 x 10 ⁻⁵	1,9921 x 10 ⁻⁵

Sumber:<http://www.mhtl.uwaterloo.ca/old/onlinetools/airprop/airprop.html>

Khusus untuk *density* data diatas digunakan untuk perhitungan manual sedangkan inputan pada model digunakan nilai *density* yang bervariasi sesuai persamaan gas ideal.

Cell Zone Conditionheat exchanger dimodelkan sebagai *porous medium*. Hal ini memudahkan dalam proses pembuatan model dan perhitungan. Pada

porous zone akan didefinisikan *inertial resistance* dan *porosity*. *Inertial resistance* akan ditentukan menggunakan persamaan empiris untuk *inline* dan *staggered fin tube banks*. Sedangkan untuk *viscous resistance* dapat diabaikan karena pengaruhnya kecil.

Boundary condition adalah batasan nilai dan kondisi yang diberikan pada domain model agar simulasi yang dijalankan sesuai dengan kondisi aktual. *Boundary condition* pada model yang dibuat antara lain : *inlet duct* diberikan nilai *velocity inlet* dan *temperatur inlet*. Sedangkan *outlet duct* diberi batasan sebagai *pressure outlet*.

3.3.5 Validasi dan Grid Independency

Untuk memastikan model sudah menggambarkan kondisi aktual maka model pertama yang dibuat adalah model pada beban 100% dengan semua module SCAH terpasang sesuai kondisi aktual saat komisioning. Hasilnya dibandingkan dengan data komisioning yang dilakukan pada tahun 1981. Data yang bisa dibandingkan adalah outlet temperatur dan *inlet pressure*. Sedangkan untuk pressure drop dapat dibandingkan dengan hasil perhitungan berdasarkan persamaan empiris.

Untuk memastikan bahwa hasil simulasi tidak terpengaruh dengan jumlah meshing yang dibuat maka dilakukan *Grid Independency Test*. Tes ini dilakukan dengan mensimulasikan model dengan parameter yang sama dengan beberapa ukuran *mesh*. Pada penelitian kali ini dibuat 3 ukuran *mesh* untuk melakukan tes pada 4 ukuran yaitu 800.000, 1.220.000, 1.410.000 dan 1.607.958.

3.3.6 Rancangan Simulasi Numerik

Setelah model pada beban 100% menghasilkan data yang sesuai dengan kondisi aktual dan sudah ditentukan ukuran mesh yang tepat maka kemudian dilakukan Simulasi numerik dengan variasi beban dan variasi susunan modul SCAH. Rancangan simulasi yang digunakan pada penelitian ini dapat ditabelkan sebagai berikut:

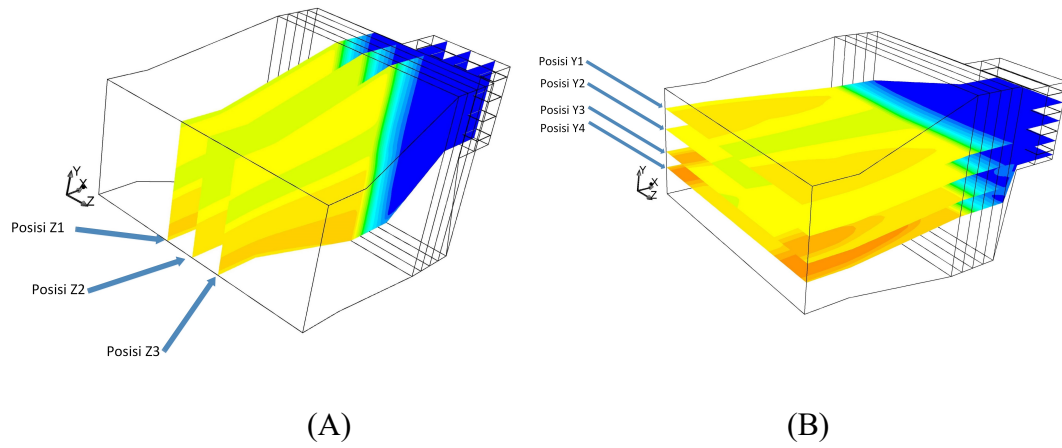
Tabel 3.3 Rancangan Simulasi Numerik

Variasi Parameter	Nilai	Metode Inputan
Beban	3 Variasi Beban 100%, 75% dan 50%	Variasi velocity inlet pada masing masing beban
Susunan Module SCAH	Skenario 1 (S1)	Module SCAH 1 dan 2 terpasang
	Skenario 2 (S2)	Module SCAH 1 dan 3 terpasang
	Skenario 3 (S3)	Module SCAH 2 dan 4 terpasang
	Skenario 4 (S4)	Module SCAH 3 dan 4 terpasang
	Skenario 5 (S5)	Semua Module dilepas

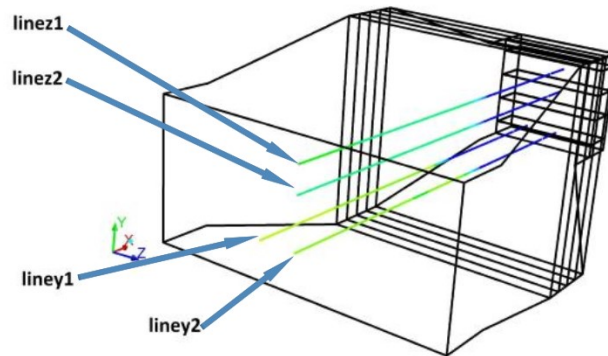
Parameter output yang direncanakan untuk didapat adalah nilai dan kontour/distribusi tekanan, kecepatan aliran dan temperatur dari beberapa skenario diatas.

3.3.7 Tahap *Post Processing*

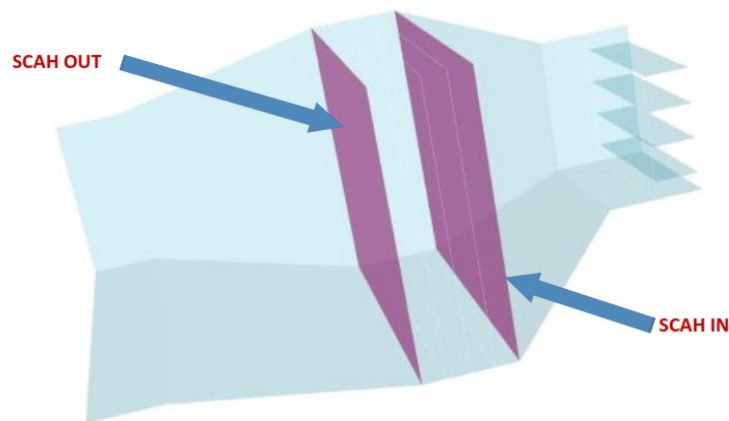
Tahap ini menampilkan data hasil simulasi agar mudah untuk dianalisa sesuai dengan tujuan penelitian. Penelitian ini direncanakan akan menampilkan data distribusi tekanan dan temperatur pada aliran dengan beberapa skenario. Selain itu juga akan ditampilkan visualisasi aliran berdasarkan distribusi kecepatan dan temperatur. Posisi pengambilan data kuantitatif (grafik, *facet average*) dan kualitatif tersebut digambarkan sebagai berikut :



(A) (B)
 Gambar 3.4 Posisi pengambilan data isosurface



Gambar 3.5 Posisi pengambilan data grafik



Gambar 3.6 Posisi pengambilan data facet average

Data data kuantitatif dan kualitatif tersebut kemudian diamati untuk mendapatkan gambaran fenomena fenomena yang terjadi. Selain itu data *facet average* juga digunakan untuk menghitung pengaruh skenario pelepasan modul SCAH terhadap Pemakaian Energi Sendiri (PES) dan emisi yang dihasilkan pembangkit.

Perhitungan pengurangan PES didasarkan pada pengurangan pressure drop aliran melewati jajaran tube SCAH dari beberapa skenario dibandingkan dengan kondisi awalnya. Untuk menghitung pengurangan PES dari *pengurangan pressure drop* yang dihasilkan digunakan rumusan sebagai berikut :

$$\Delta PES_{fdf} = \Delta P_{SCAH} \times Q \times t \times \eta_{Fan} \times \eta_{motor}$$

Persamaan 3.1

Dengan :

ΔPES_{fdf} = Penurunan pemakaian energi sendiri dari FDF (kWh)

ΔP_{SCAH} = Penurunan pressure drop aliran melewati SCAH (Pa)

Q = Laju aliran udara (m³/detik)

t = durasi operasi (jam)

η_{Fan} = Efisiensi Fan (%)

η_{motor} = Efisiensi Motor (%)

Yang kemudian penurunan PES ini bisa dikonversikan menjadi nilai ekonomis dengan dikalikan dengan harga jual energi listrik /kWh.

Pengurangan pemakaian energi sendiri ini juga akan bisa mengurangi emisi gas rumah kaca yang dihasilkan pembangkit. Perhitungan pengurangan emisi ini dihitung berdasarkan referensi dari *Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories* tahun 2006. Dari panduan tersebut terdapat 3 jenis gas rumah kaca yang dominan yaitu CO₂, CH₄ dan N₂O. Besarnya emisi masing masing gas tersebut dihitung berdsarkan jumlah energi yang dibakar dan yang dirumuskan sebagai berikut :

$$Emissions_{GHG, fuel} = Fuel\ Consumption_{fuel} \bullet Emission\ Factor_{GHG, fuel}$$

Persamaan 3.2

Dengan

$Emissions_{GHG, fuel}$ = Emisi GHG tertentu berdasarkan jenis bahan bakar (kg)

Fues Consumption_{fuel} = Jumlah bahan bakar yang dibakar (TJ)

Emission Factor_{GHG,fuel} = Faktor emisi untuk gas tertentu dari tabel xx (kg/TJ)

Dan untuk menghitung emisi total dari ketiga gas rumah kaca tersebut digunakan rumusan sebagai berikut :

$$Emissions_{GHG} = \sum_{fuels} Emissions_{GHG,fuel}$$

Persamaan 3.3

Dengan

Emissions_{GHG,fuel} = Emisi GHG tertentu berdasarkan jenis bahan bakar (kg)

Emissions_{GHG} = Total emisi GHS dari bermacam gas. (kg)

Tabel 3.4 Faktor emisi Gas rumah kaca untuk berbagai bahan bakar (kg/TJ)

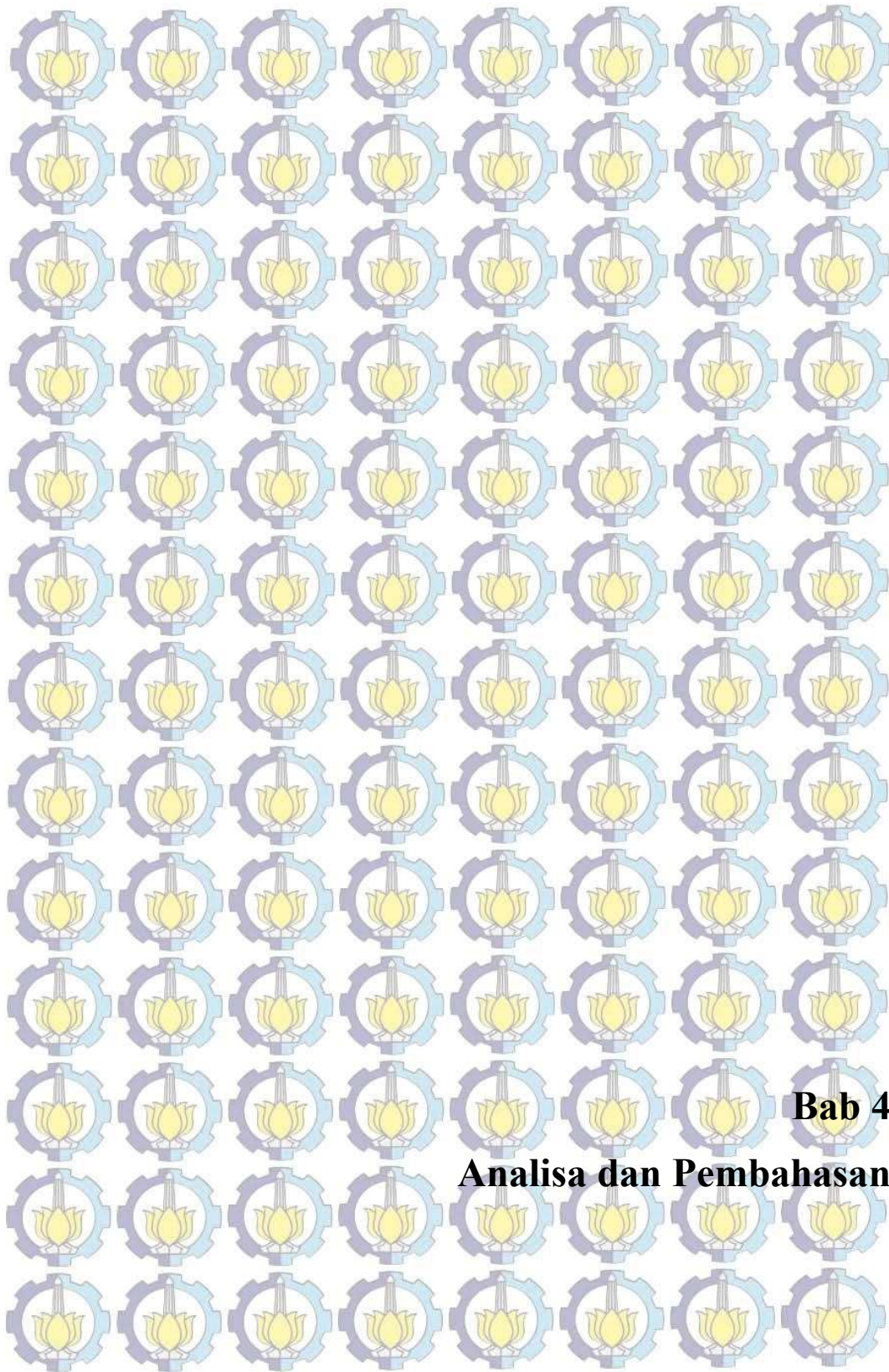
Fuel		CO ₂			CH ₄			N ₂ O		
		Default Emission Factor	Lower	Upper	Default Emission Factor	Lower	Upper	Default Emission Factor	Lower	Upper
Crude Oil		73 300	71 100	75 500	r 3	1	10	0.6	0.2	2
Orimulsion		r 77 000	69 300	85 400	r 3	1	10	0.6	0.2	2
Natural Gas Liquids		r 64 200	58 300	70 400	r 3	1	10	0.6	0.2	2
Gasoline	Motor Gasoline	r 69 300	67 500	73 000	r 3	1	10	0.6	0.2	2
	Aviation Gasoline	r 70 000	67 500	73 000	r 3	1	10	0.6	0.2	2
	Jet Gasoline	r 70 000	67 500	73 000	r 3	1	10	0.6	0.2	2
Jet Kerosene		r 71 500	69 700	74 400	r 3	1	10	0.6	0.2	2
Other Kerosene		71 900	70 800	73 700	r 3	1	10	0.6	0.2	2
Shale Oil		73 300	67 800	79 200	r 3	1	10	0.6	0.2	2
Gas/Diesel Oil		74 100	72 600	74 800	r 3	1	10	0.6	0.2	2
Residual Fuel Oil		77 400	75 500	78 800	r 3	1	10	0.6	0.2	2
Liquefied Petroleum Gases		63 100	61 600	65 600	r 1	0.3	3	0.1	0.03	0.3
Ethane		61 600	56 500	68 600	r 1	0.3	3	0.1	0.03	0.3
Naphtha		73 300	69 300	76 300	r 3	1	10	0.6	0.2	2
Bitumen		80 700	73 000	89 900	r 3	1	10	0.6	0.2	2
Lubricants		73 300	71 900	75 200	r 3	1	10	0.6	0.2	2
Petroleum Coke		r 97 500	82 900	115 000	r 3	1	10	0.6	0.2	2
Refinery Feedstocks		73 300	68 900	76 600	r 3	1	10	0.6	0.2	2
Other Oil	Refinery Gas	n 57 600	48 200	69 000	r 1	0.3	3	0.1	0.03	0.3
	Paraffin Waxes	73 300	72 200	74 400	r 3	1	10	0.6	0.2	2
	White Spirit and SBP	73 300	72 200	74 400	r 3	1	10	0.6	0.2	2
	Other Petroleum Products	73 300	72 200	74 400	r 3	1	10	0.6	0.2	2
Anthracite		98 300	94 600	101 000	1	0.3	3	r 1.5	0.5	5
Coking Coal		94 600	87 300	101 000	1	0.3	3	r 1.5	0.5	5
Other Bituminous Coal		94 600	89 500	99 700	1	0.3	3	r 1.5	0.5	5
Sub-Bituminous Coal		96 100	92 800	100 000	1	0.3	3	r 1.5	0.5	5
Lignite		101 000	90 900	115 000	1	0.3	3	r 1.5	0.5	5
Oil Shale and Tar Sands		107 000	90 200	125 000	1	0.3	3	r 1.5	0.5	5
Brown Coal Briquettes		97 500	87 300	109 000	n 1	0.3	3	r 1.5	0.5	5
Patent Fuel		97 500	87 300	109 000	1	0.3	3	n 1.5	0.5	5
Coke	Coke Oven Coke and Lignite Coke	r 107 000	95 700	119 000	1	0.3	3	r 1.5	0.5	5
	Gas Coke	r 107 000	95 700	119 000	r 1	0.3	3	0.1	0.03	0.3
Coal Tar		n 80 700	68 200	95 300	n 1	0.3	3	r 1.5	0.5	5
Derived Gases	Gas Works Gas	n 44 400	37 300	54 100	n 1	0.3	3	0.1	0.03	0.3
	Coke Oven Gas	n 44 400	37 300	54 100	r 1	0.3	3	0.1	0.03	0.3
	Blast Furnace Gas	n 260 000	219 000	308 000	r 1	0.3	3	0.1	0.03	0.3
	Oxygen Steel Furnace Gas	n 182 000	145 000	202 000	r 1	0.3	3	0.1	0.03	0.3
Natural Gas		56 100	54 300	58 300	1	0.3	3	0.1	0.03	0.3

3.4 Alokasi waktu penelitian

Jadwal pelaksanaan penelitian direncanakan seperti pada tabel dibawah ini :

Tabel 3.5 Alokasi Waktu Penelitian

KEGIATAN	I				II				III				IV				V				VI				VII							
	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV				
Studi pustaka dan literatur	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Pembuatan model dengan GAMBIT					■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■																
Penentuan kondisi batas													■	■	■	■																
Input data dan Simulasi													■	■	■	■																
Validasi																	■	■	■	■												
Grid Independency test																	■	■	■	■												
Iterasi & Post Processing data																					■	■	■	■	■	■	■	■				
Penulisan laporan																																
Sidang proposal tesis																																
Sidang tesis																													■	■	■	■



Bab 4
Analisa dan Pembahasan

BAB 4

ANALISA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas perhitungan perhitungan yang digunakan untuk menentukan nilai nilai inputan untuk modelling dan validasi. Perhitungan yang dilakukan antara lain perhitungan perpindahan panas pada *heat exchanger*, *pressuredrop* dan *porosity* pada porous medium.

Pada bab ini juga akan dilakukan pembahasan data kuantitatif dan data kualitatif yang dihasilkan oleh simulasi numerik yang sudah dilakukan. Data kualitatif yang dianalisa adalah data kontur kecepatan, tekanan dan temperatur. Sedangkan data kuantitatifnya adalah grafik parameter parameter diatas sepanjang aliran dan nilai rata ratanya di posisi inlet dan outlet *Steam Coil Air Heater* (SCAH).

4.1 Data Perhitungan

Data perhitungan yang digunakan adalah data performance saat komisioning yang dilakukan pada tahun 1981 dan data dari *manual book* untuk data geometri. Data data tersebut terangkum dalam tabel 4.1 dibawah ini:

Tabel 4.1 Data komisioning dan dimensi SCAH

Data Komisioning		
Beban 100%		
Parameter	Satuan	Nilai
Mass Flow Udara	kg/jam	361,460.00
Temperatur udara masuk	$^{\circ}\text{C}$	40.20
Temperatur udara keluar	$^{\circ}\text{C}$	83.00
tekanan udara masuk SCAH	mmH ₂ O	680.00
Mass flow uap	kg/jam	5,738.00
Temperatur Uap masuk	$^{\circ}\text{C}$	231.00

Temperatur Uap keluar (drain)	⁰ C	51.90
Tekanan uap Masuk	kg/cm ² g	2.65
Tekana drain kelaur	cmHg	- 72.00
Beban 75%		
Parameter	Satuan	Nilai
Mass Flow Udara	kg/jam	285,640.00
Temperatur udara masuk	⁰ C	40.00
Temperatur udara keluar	⁰ C	72.20
tekanan udara masuk SCAH	mmH ₂ O	540.00
Mass flow uap	kg/jam	3,610.00
Temperatur Uap masuk	⁰ C	223.00
Temperatur Uap keluar (drain)	⁰ C	84.80
Tekanan uap Masuk	kg/cm ² g	1.85
Tekana drain kelaur	cmHg	- 75.00
Beban 50%		
Parameter	Satuan	Nilai
Mass Flow Udara	kg/jam	212,290.00
Temperatur udara masuk	⁰ C	41.30
Temperatur udara keluar	⁰ C	72.40
tekanan udara masuk SCAH	mmH ₂ O	250.00
Mass flow uap	kg/jam	2,636.00
Temperatur Uap masuk	⁰ C	217.00
Temperatur Uap keluar (drain)	⁰ C	91.70
Tekanan uap Masuk	kg/cm ² g	1.91
Tekana drain kelaur	cmHg	- 72.00
Dimensi SCAH		
Dimensi Casing SCAH		
Parameter	Satuan	Nilai
Tinggi (tegak lurus aliran)	mm	3000
Lebar (tegak lurus aliran)	mm	3400
Panjang (Sejajar aliran)	mm	965
Dimensi tube		
Parameter	Satuan	Nilai
Diameter tube	mm	15.9
Panjang tube	mm	3000

Diameter Fin	ea	36
tebal fin	mm	0.5
jarak antar fin	mm	2.5
Jumlah Tube		
Module SCAH-1	ea	80
Module SCAH-2	ea	80
Module SCAH-3	ea	160
Module SCAH-4	ea	160

Data *mass flow* diatas diukur sebelum masuk boiler yang di-*supply* oleh dua FDF dan melewati dua SCAH, maka *mass flow rate* udara untuk masing masing SCAH adalah total *mass flow* dibagi dua.

4.2 Perhitungan

4.2.1 Perhitungan Perpindahan Panas

Berdasarkan data komisioning pada tabel 4.1 diatas dapat dilakukan perhitungan nilai perpindahan panas yang terjadi pada SCAH sebagai berikut :
Perpindahan panas sisi udara dapat dihitung menggunakan persamaan 2.2 dengan mengasumsikan properti udara konstan dihitung pada temperatur rata rata sebagai berikut :

Temperatur rata rata $T_{av} = \frac{T_{out} - T_{in}}{2}$ Persamaan (4.1)

Maka didapatkan T_{av} dan kalor spesifik (C_p) pada tekanan konstan untuk masing masing beban adalah sebagai berikut :

Tabel 4.2 kalor spesifik (C_p) pada temperatur rata rata masing masing beban

Parameter	unit	100%	75%	50%
T_{av}	($^{\circ}C$)	61.6	56.1	56.9
kalor spesifik (C_p)	(J/kg.C)	1008.2	1007.8	1007.9

Sedangkan Perpindahan panas sisi uap dapat dihitung menggunakan persamaan 2.1 dengan entalpi inlet outlet pada masing masing beban sebagai berikut :

Tabel 4.3 Entalpi uap pada masing masing beban.

Beban			100%	75%	50%
Inlet	Pressure	kg/cm ² g	2.65	1.85	1.91
	Temperature	⁰ C	231.00	223	217
	Enthalpi	kJ/kg	2,927.00	2,913.00	2,901.00
Outlet	Pressure	cmHg	- 72.00	-75	-72
	Temperature	⁰ C	51.90	84.8	91.7
	Enthalpi	kJ/kg	217.20	355.00	384.00

Maka hasil perhitungan perpindahan panas yang terjadi dapat ditabelkan pada sebagai berikut :

Tabel 4.4 Perpindahan panas pada masing masing beban

Beban (%)	Perpindahan Panas (kW)	
	Sisi Udara	Sisi Steam
100	2.166	2.159
75	1.287	1.282
50	924	921

Dari perhitungan diatas panas yang dilepaskan uap dan yang diterima oleh udara hampir sama. Perbedaan terjadi karena adanya beberapa asumsi. Nilai perpindahan panas diatas digunakan sebagai inputan untuk model *heat exchanger*. Karena keterbatasan data maka jumlah perpindahan panas untuk tiap modul dibagi proporsional berdasarkan luasan perpindahan panas tiap tiap modul dimana SCAH-1 dan SCAH-2 memiliki luasan yang sama sedangkan SCAH-3 dan SCAH-4 memiliki luasan dua kali SCAH-1/SCAH-2. Maka perpindahan panas pada masing masing modul SCAH dapat ditabelkan sebagai berikut :

Tabel 4.5 Perpindahan panas tiap modul SCAH (kW)

Beban	100%	75%	50%
SCAH-1 (kW)	361	214	154
SCAH-2 (kW)	361	214	154
SCAH-3 (kW)	722	429	308
SCAH-4 (kW)	722	429	308
Total (kW)	2.166	1.287	924

4.2.2 Perhitungan *Heat Exchanger Effectiveness*

Kondisi uap ketika keluar dari SCAH pada kondisi cair, hal ini berarti terjadi perubahan fase/kondensasi didalam heat exchanger. Oleh karena adanya kondensasi maka nilai C_h adalah tidak terhingga dan $C_{min} = C_c$.

Maka dari data pada tabel 4.1,4.2 dan tabel 4.4 serta persamaan 2.5, 2.6, 2.7 dan 2.8 dapat dihitung Q_{max} dan *effectiveness* yang hasilnya ditabelkan sebagai berikut :

Tabel 4.6 Q_{max} dan Effectiveness

Beban (%)	Q_{max} (kW)	<i>Effectiveness</i> (ϵ)
100	9.657	0,224
75	7.316	0,176
50	5.221	0,177

Perhitungan *effectiveness* diatas akan digunakan sebagai inputan pada *macro heat exchanger*.

4.2.3 Perhitungan Porous Medium *Porosity* (γ)

Dari data dimensi pada tabel 4.1 dan persamaan 2.20, 2.21, 2.22 dan 2.23 *porosity* untuk masing masing SCAH dapat dihitung dan ditabelkan sebagai berikut :

Tabel 4.7 *Porosity* tiap module SCAH

Module	Jumlah Tube (ea)	Volume Module (M^3)	Volume Tube (M^3)	Volume Fin (M^3)	<i>Porosity</i> (γ)
SCAH-1	80	2.46	0.0477	0.0393	0.96
SCAH-2	80	2.46	0.0477	0.0393	0.96
SCAH-3	160	2.46	0.0953	0.0787	0.93
SCAH-4	160	2.46	0.0953	0.0787	0.93

4.2.4 Perhitungan *Pressure Drop* dan *Inertial Resistance Coefficient (C2)*

4.2.4.1 *Pressure Drop*

Dari data pada tabel 4.1 dan persamaan 2.13, 2.14, 2.15, 2.16 dan 2.17 maka didapatkan hasil perhitungan *pressure drop* melewati masing masing module SCAH sebagai berikut :

Tabel 4.8 *Pressure drop* tiap module

Modul	<i>Pressure drop</i> (pa)
SCAH-1	39.417
SCAH-2	39.417
SCAH-3	93.300
SCAH-4	93.300
Total	265.434

4.2.4.2 *Inertial Resistance Coefficient (C2)*

Dari persamaan 2.26 maka dapat dihitung C2 yang ditabelkan sebagai berikut sebagai berikut :

Tabel 4.9 *Inertial Resistance Coefficient (C2)*

Modul	<i>Inertial Resistance Coefficient (C2)</i>
SCAH-1	15.2
SCAH-2	15.2
SCAH-3	35.9
SCAH-4	35.9

Nilai C2 tersebut menjadi inputan pada parameter *porous zone*.

4.3 Validasi dan *Grid Independency*

Untuk memastikan model sudah menggambarkan kondisi aktual maka model pertama yang dibuat adalah model pada beban 100% dengan semua module SCAH terpasang sesuai kondisi aktual saat komisioning. Hasilnya dibandingkan dengan data komisioning PLTU unit 1 Gresik yang dilakukan pada tahun 1981.

Data yang bisa dibandingkan adalah *outlet* temperatur dan *inlet pressure*. Sedangkan untuk *pressure drop* dapat dibandingkan dengan hasil perhitungan berdasarkan persamaan empiris pada sub bab 4.2 diatas. Data data validasi tersebut dapat ditabelkan pada tabel 4.8 sebagai berikut :

Tabel 4.10 Validasi data simulasi

Parameter	Hasil Simulasi	Reference Data	error	Keterangan
<i>Outlet</i> temperatur ($^{\circ}\text{C}$)	82.55	83	0.54%	Data Komisioning
<i>Inlet Pressure</i> (pa)	6668.923	6,668	0.01%	Data Komisioning
Pressure drop (pa)	273.48	265.44	3.03%	Data Perhitungan

Dari data error yang bernilai 0,54% untuk *outlet* temperatur, 0,01% untuk *inlet pressure* dan 3,03% untuk *pressure drop* maka dapat disimpulkan bahwa model yang dibuat bisa menggambarkan kondisi aktual.

Untuk memastikan bahwa hasil simulasi tidak terpengaruh dengan jumlah meshing yang dibuat maka dilakukan *Grid Independency Test*. Tes ini dilakukan dengan mensimulasikan model dengan parameter yang sama dengan beberapa ukuran *mesh*. Pada penelitian kali ini dibuat 3 ukuran *mesh* untuk melakukan tes pada 4 ukuran yaitu 800.000, 1.220.000, 1.410.000 dan 1.607.958. Hasil nya dapat dilihat pada tabel dibawah :

Tabel 4.11 Hasil *Grid Independency Test*

MESH	Pressure Inlet (pa)	Error (%)	Temperatur Outlet ($^{\circ}\text{C}$)	Error (%)
800,000	6,673.68	0.06%	356.04	0.012%
1,220,000	6,670.78	0.01%	356.02	0.005%
1,410,000	6,669.93	0.00%	356.07	0.019%
1,547,600	6,668.92	-0.02%	355.57	-0.120%
Data Aktual	6,670.00		356	

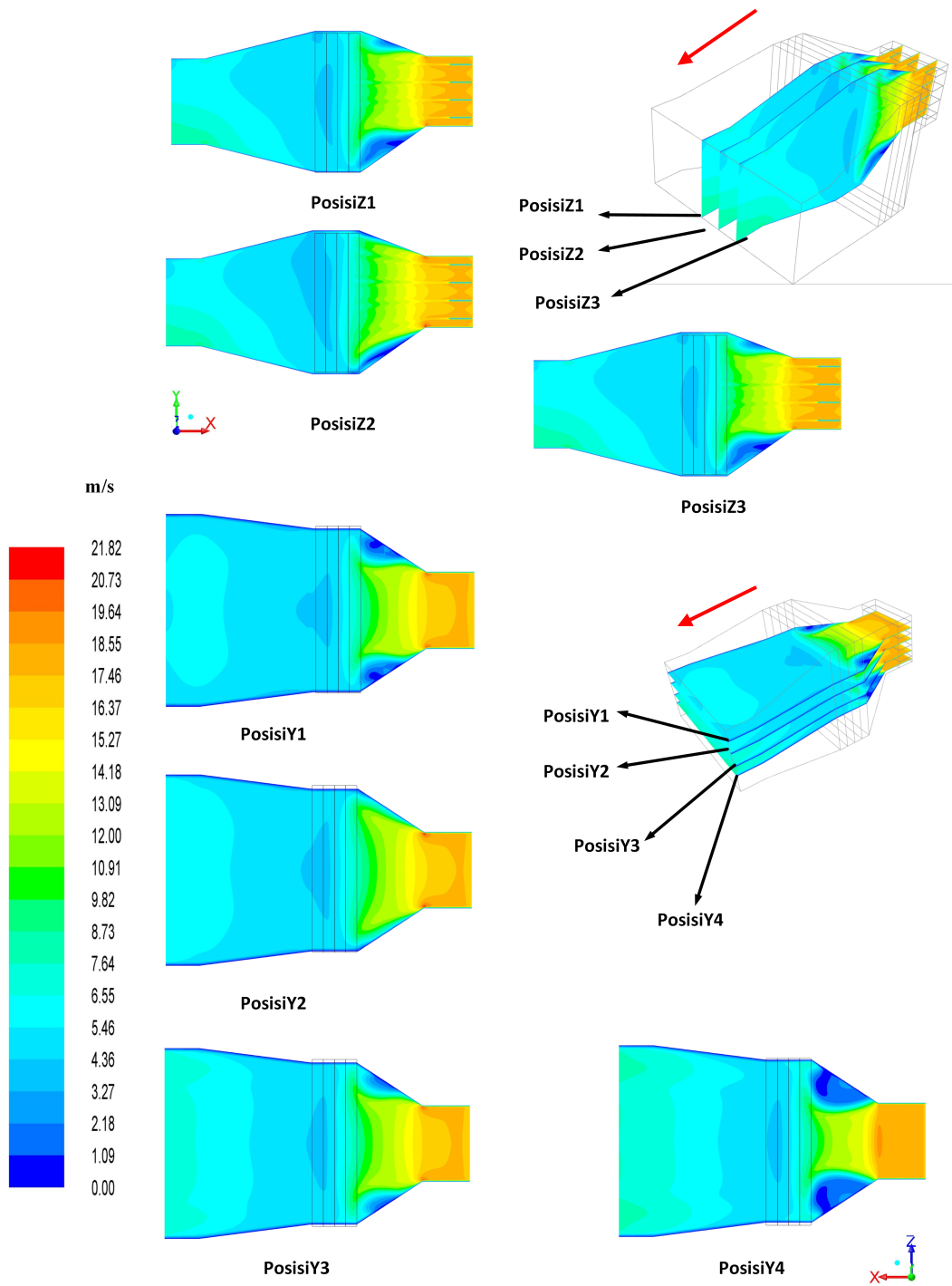
Dari tabel diatas terlihat bahwa keempat ukuran *mesh* menghasilkan nilai tekanan inlet dan temperatur *outlet* yang tidak banyak berubah. Untuk itu dipilih *mesh* paling besar 1.547.600 untuk digunakan pada penelitian.

4.4 Analisa Hasil Simulasi

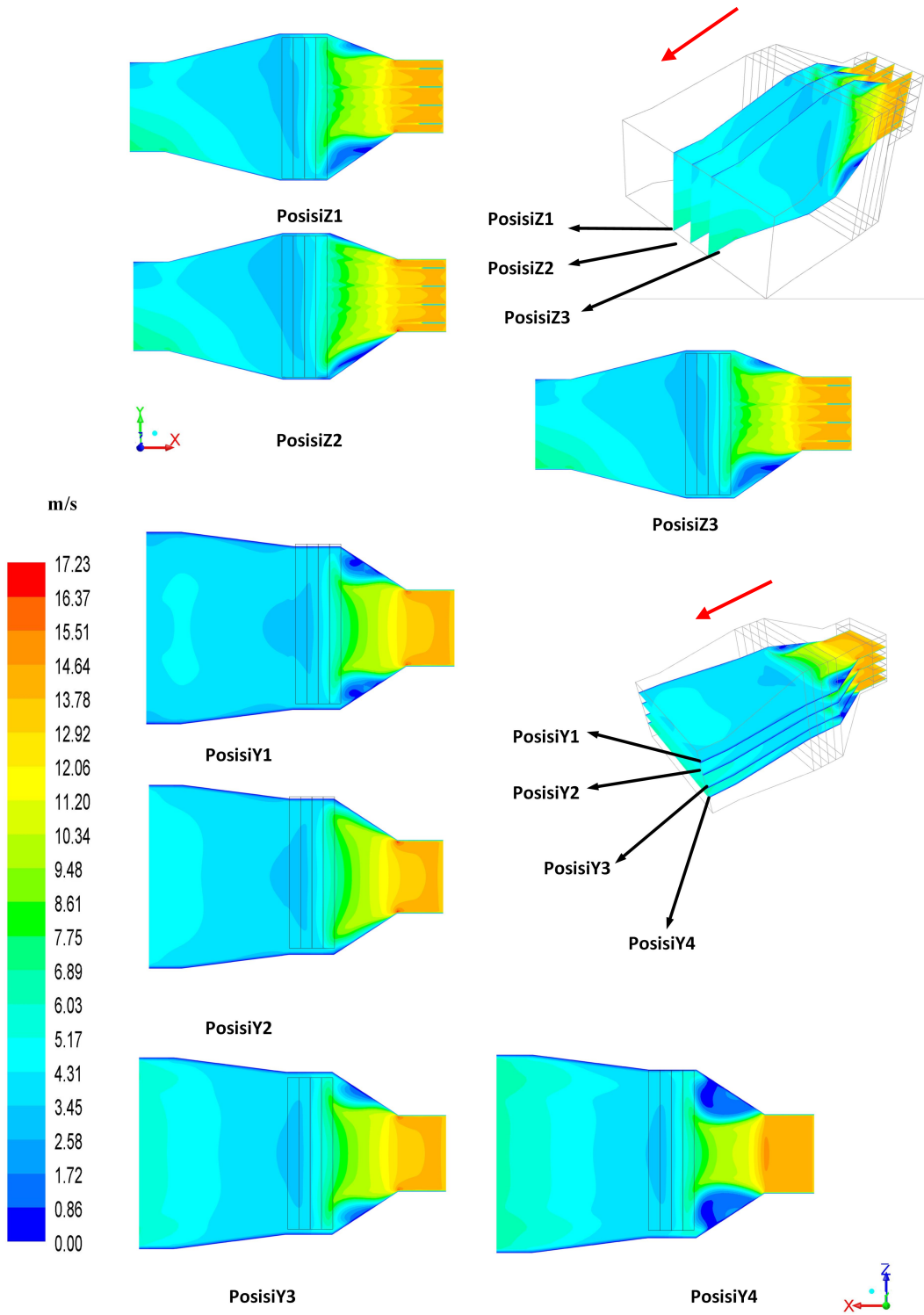
Analisa dilakukan pada hasil kuantitatif dan kualitatif yang terdiri dari kecepatan, tekanan dan temperatur dengan variasi beban dan skenario susunan tube dengan posisi pengambilan data seperti digambarkan pada gambar 3.4, gambar 3.5 dan gambar 3.6

4.4.1 Kontur Kecepatan

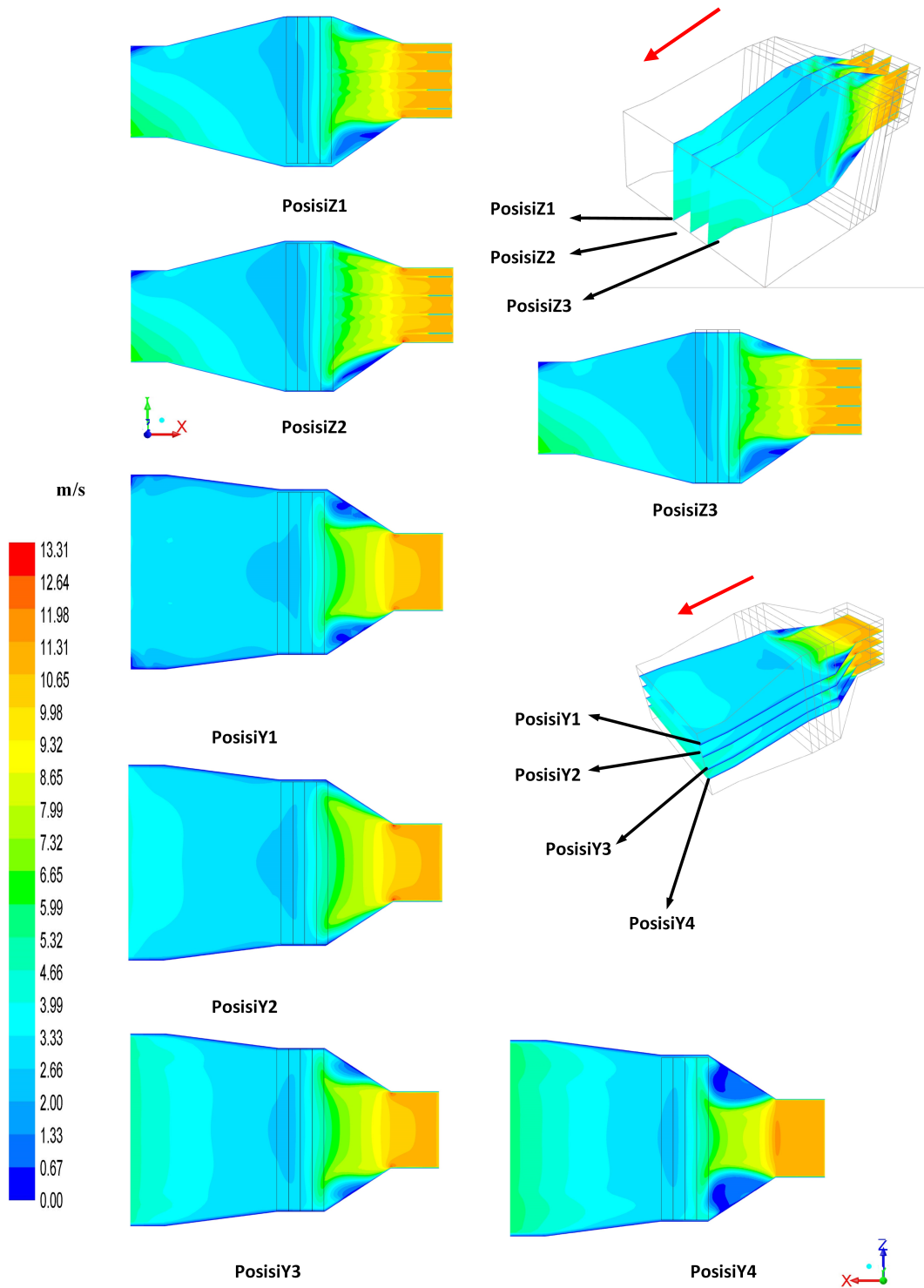
Pengamatan distribusi kecepatan dilakukan pada ke tiga variasi beban dan lima skenario pengurangan module SCAH. Dari pengamatan terhadap ketiga beban dan lima skenario pengurangan module SCAH terlihat bahwa distribusi kecepatan sangat terpengaruh bentuk geometri yang mengalami perubahan secara signifikan dari inlet duct menuju SCAH. Perubahan geometri kearah vertikal maupun horizontal sangat mempengaruhi distribusi kecepatan aliran menuju SCAH.



Gambar 4.1 Distribusi kecepatan beban 100% pada penampang Y dan Z

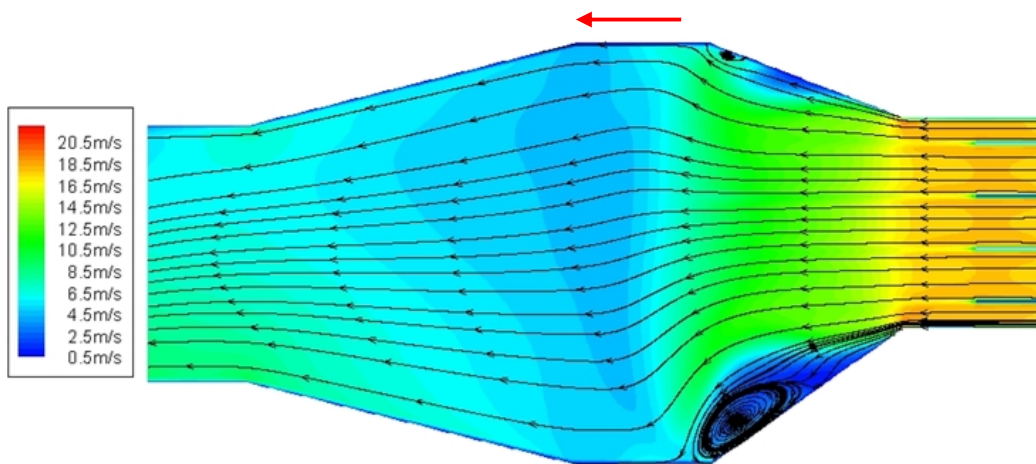


Gambar 4.2 Distribusi kecepatan beban 75% pada penampang Y dan Z

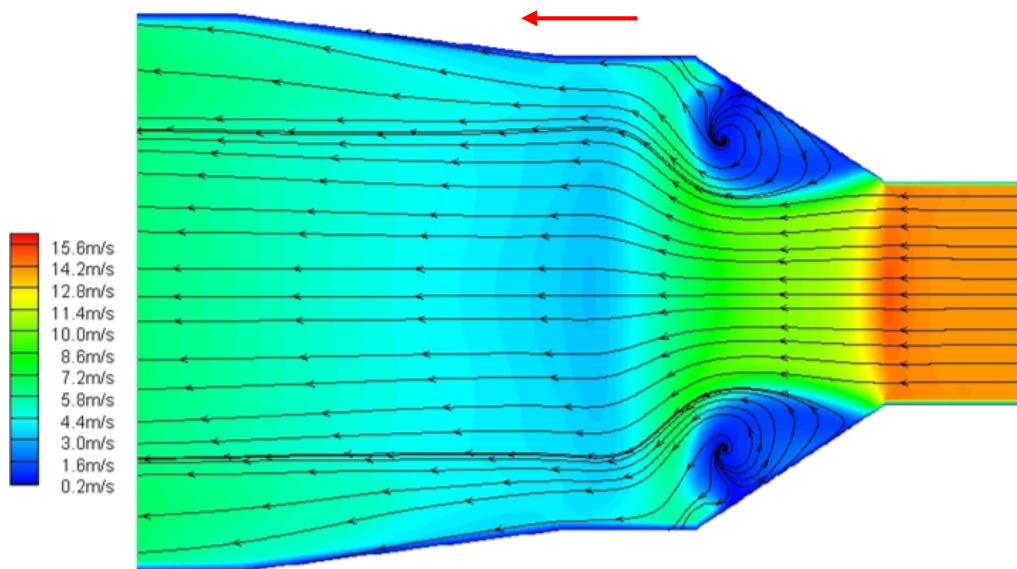


Gambar 4.3 Distribusi kecepatan beban 50% pada penampang Y dan Z

Dari gambar 4.1, 4.2 dan 4.3 terlihat walaupun nilai kecepatan pada masing masing beban berbeda akan tetapi ketiganya memiliki kontur yang mirip terutama disisi *inlet* sebelum udara melewati SCAH. Kecepatan udara paling besar terjadi di inlet dimana luas penampangnya paling kecil. Setelah itu udara melewati saluran dengan penampang yang membesar. Perbesaran penampang ini simetri jika dilihat dari atas (potongan Y). Jika dilihat dari samping pembesaran penampang ini tidak simetri dimana arah ke bawah memiliki sudut yang lebih tajam. Selain itu terdapat offset sumbu antara saluran *inlet* dengan *casing* SCAH dan saluran *outlet*. Perbesaran ini yang menyebabkan terjadinya titik titik yang memiliki kecepatan mendekati nol. Dari potongan Y titik titik tersebut terlihat simetri. Sedangkan pada arah Z terlihat bahwa titik titik dengan kecepatan nol terlihat lebih banyak disisi bawah dimana secara geometri memiliki sudut perubahan penampang yang lebih tajam. Dari pengamatan pada penampang Y terlihat bahwa posisi Y2 dimana posisinya ditengah tengah tidak terjadi aliran sekunder, hal ini karena posisinya yang ditengah dan relatif jauh dari letak perubahan luas penampang. Titik titik dengan kecepatan mendekati nol ini terjadi aliran sekunder baik arah Y maupun arah Z. Hal ini terlihat jelas jika digambarkan dengan *stream trace* sebagai berikut :



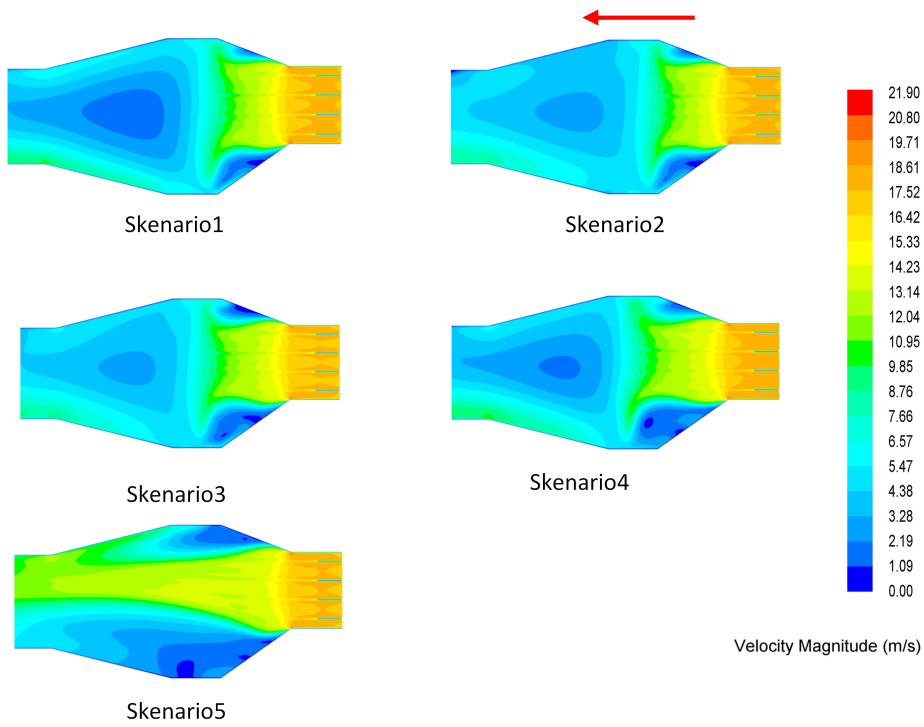
(A)



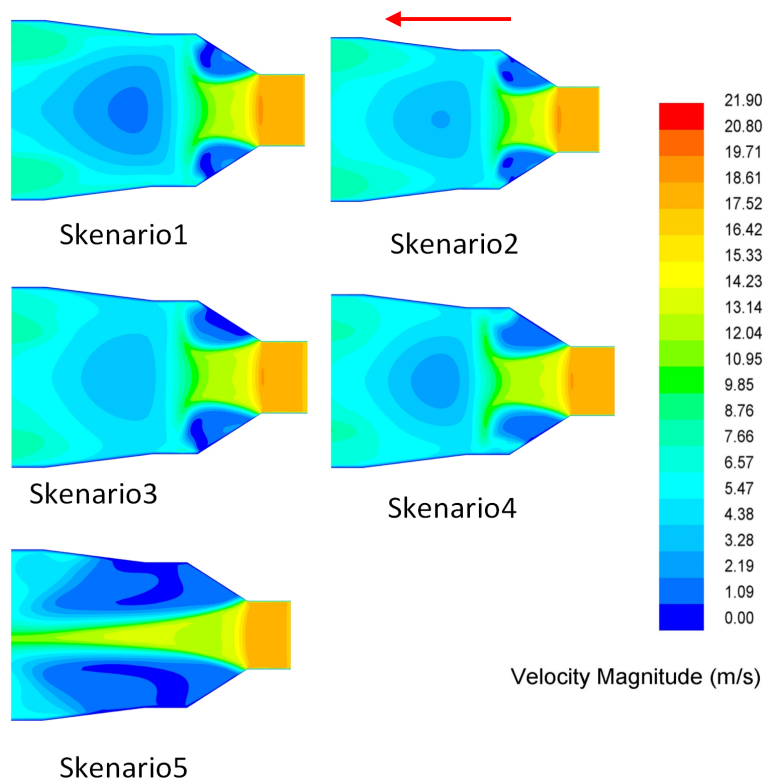
(B)

Gambar 4.4 *Streamtrace* penampang Z3 pada beban 100% (A) dan pada penampang Y4 (B).

Fenomena aliran sekunder pada sisi *inlet* karena perubahan penampang ini juga terjadi ketika model di-*running* dengan variasi module SCAH yang dilepas.

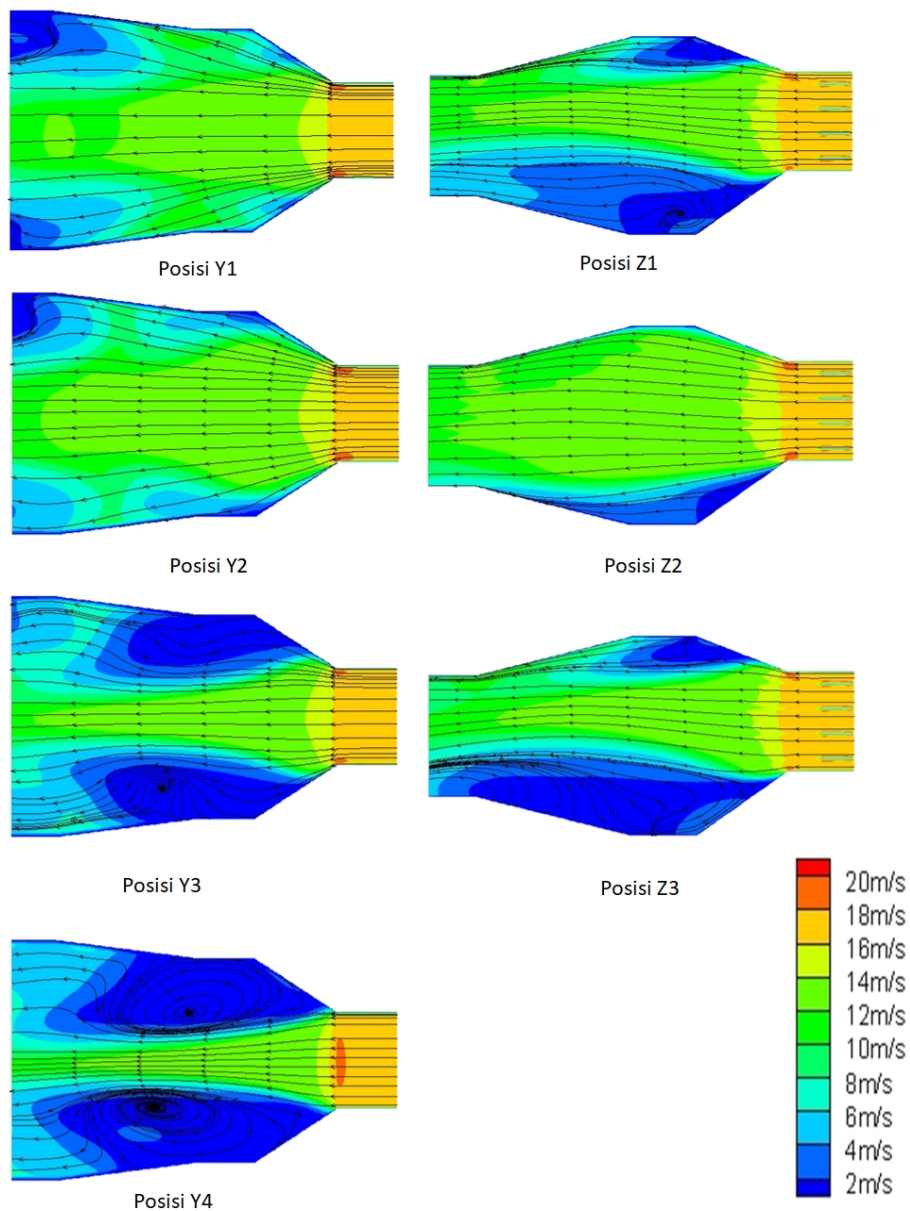


Gambar 4.5 Kontur kecepatan penampang Z1 pada berbagai skenario.



Gambar 4.6 Distribusi kecepatan penampang Y4 pada berbagai skenario.

Dari gambar 4.5 dan 4.6 diatas terlihat bahwa pelepasan module SCAH dapat dimodelkan dengan *porous medium*. Hal ini terlihat pada skenario 1 dan 2 dimana SCAH 1 terpasang terlihat aliran tertahan di awal *casing* SCAH, sedangkan untuk skenario 3 dan 4 terlihat aliran tertahan pada module 2 dan module 3. Pengaruh bentuk geometri ini sangat terlihat pada distribusi kecepatan dan aliran pada skenario 5 dimana semua module SCAH dilepas.

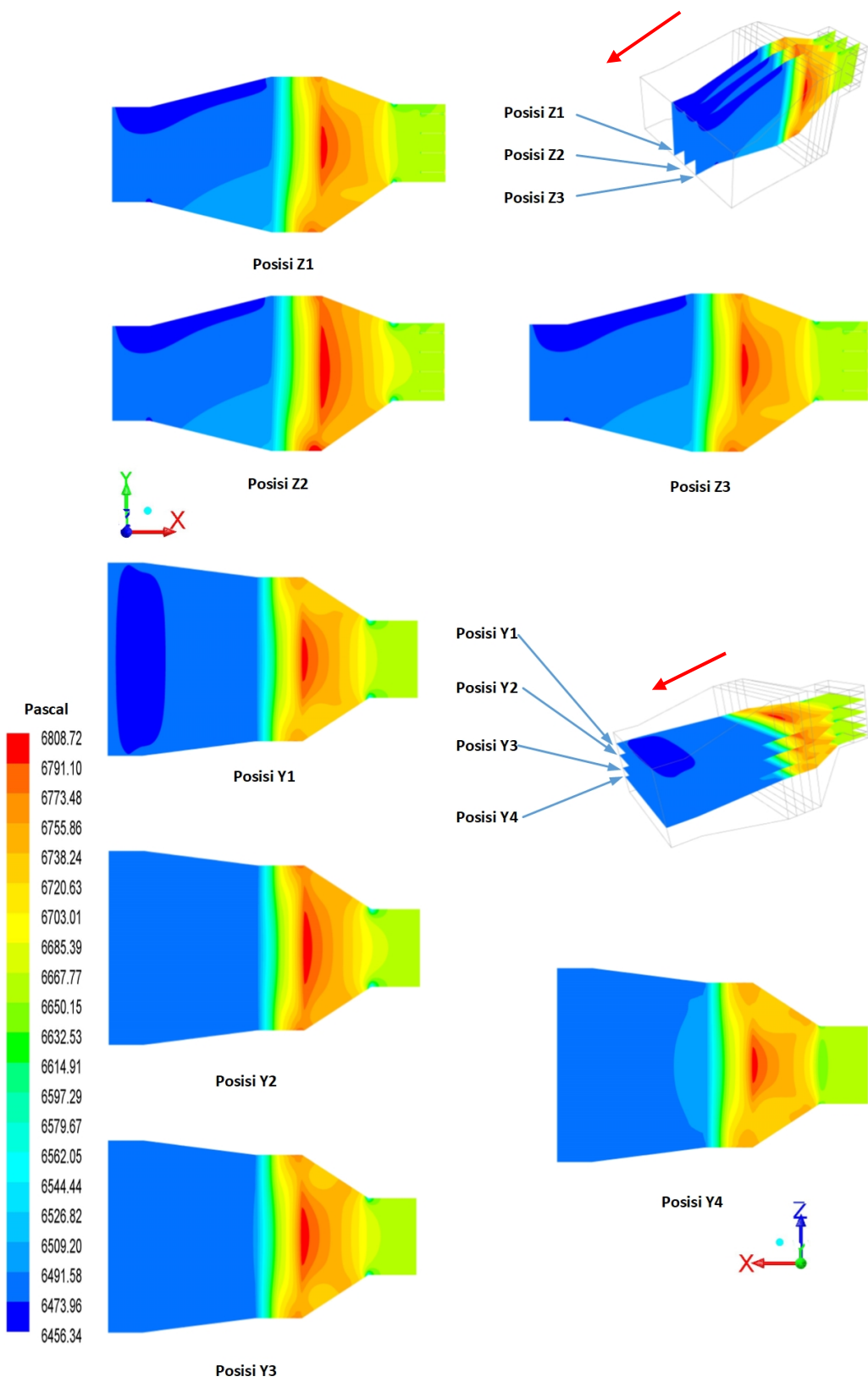


Gambar 4.7 *Streamtrace* pada penampang Z dan Y skenario 5

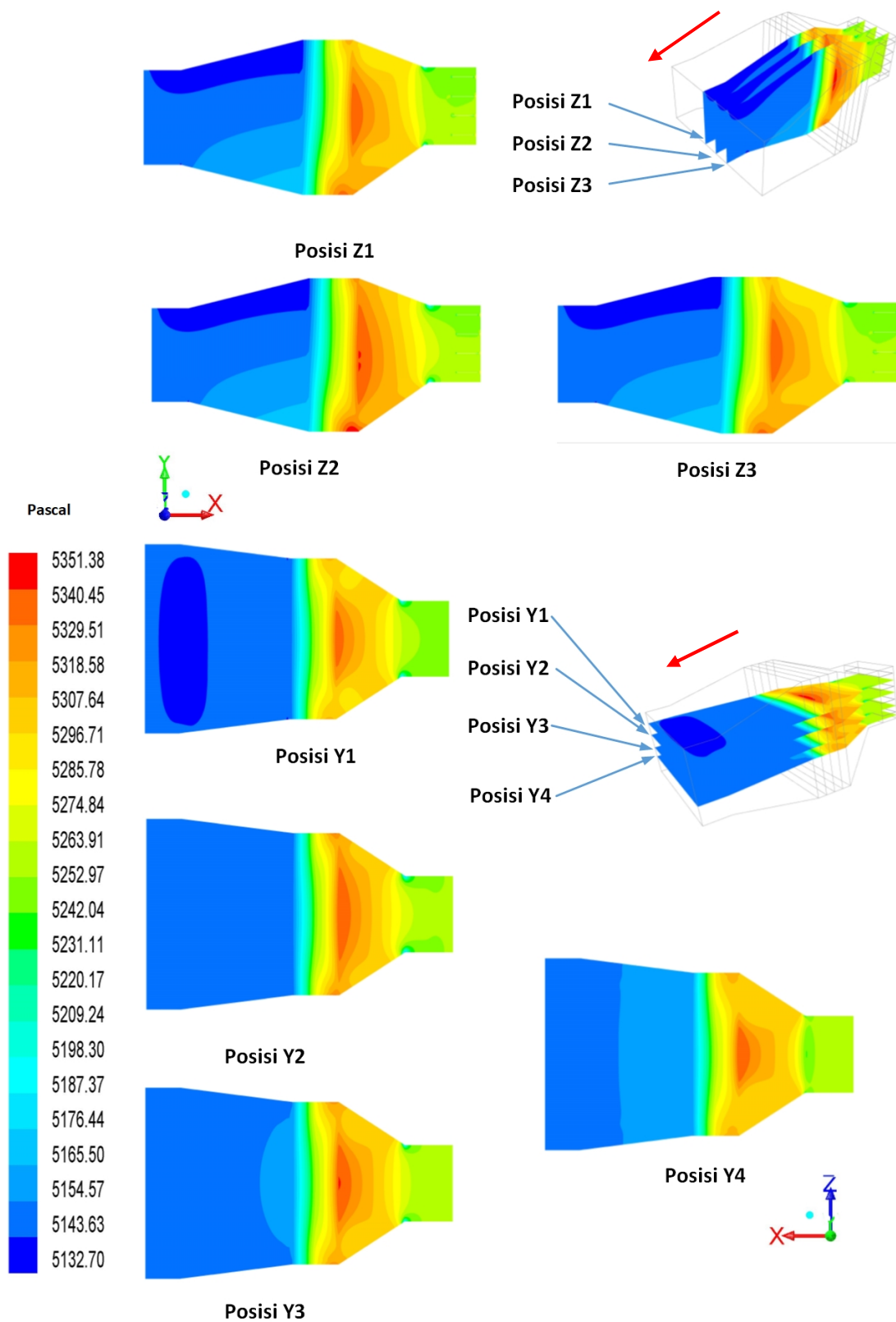
Dari gambar diatas terlihat bahwa jika semua module SCAH dilepas maka aliran sekunder yang terjadi lebih besar dibandingkan jika ada module SCAH terpasang. Hal ini menunjukkan bahwa jajaran *tube* SCAH ketika terpasang memberikan efek perbaikan pada distribusi aliran. Efek perubahan luas penampang terlihat jelas dari aliran sekunder sisi bawah yang lebih besar dari sisi atas pada penampang Z. Pada penampang Y aliran disisi tengah lebih baik dibandingkan posisi pinggir yang lebih dekat dengan dinding.

4.4.2 Kontur tekanan

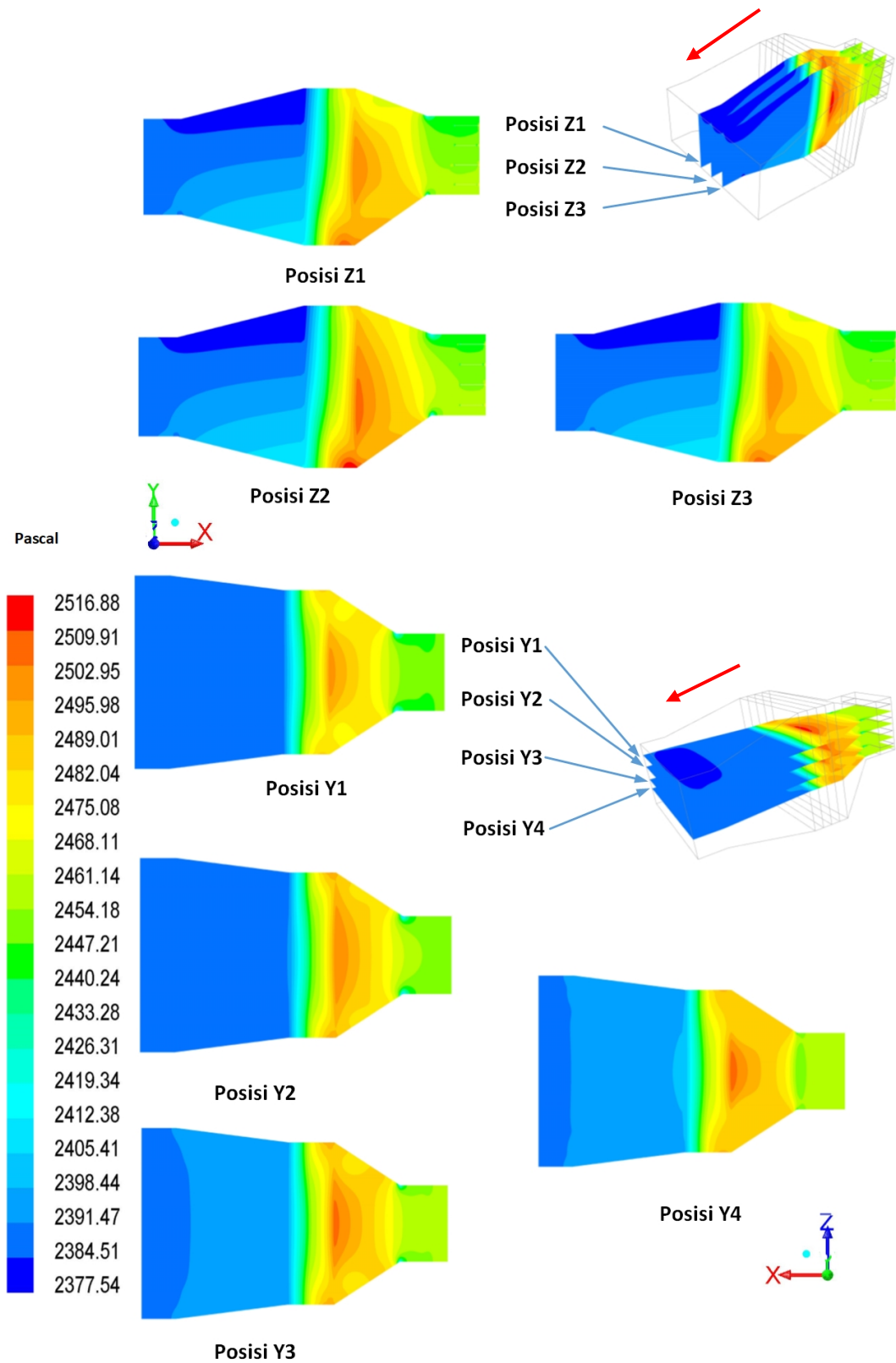
Pengamatan distribusi tekanan juga dilakukan pada tiga variasi beban dan lima skenario pengurangan module SCAH. Data yang dihasilkan menunjukkan bahwa memodelkan sebagai *porous medium* bisa memberikan gambaran penurunan dan distribusi tekanan aliran yang melalui *heat exchanger*/jajaran tube.



Gambar 4.8 Distribusi tekanan penampang Z dan Y pada beban 100%

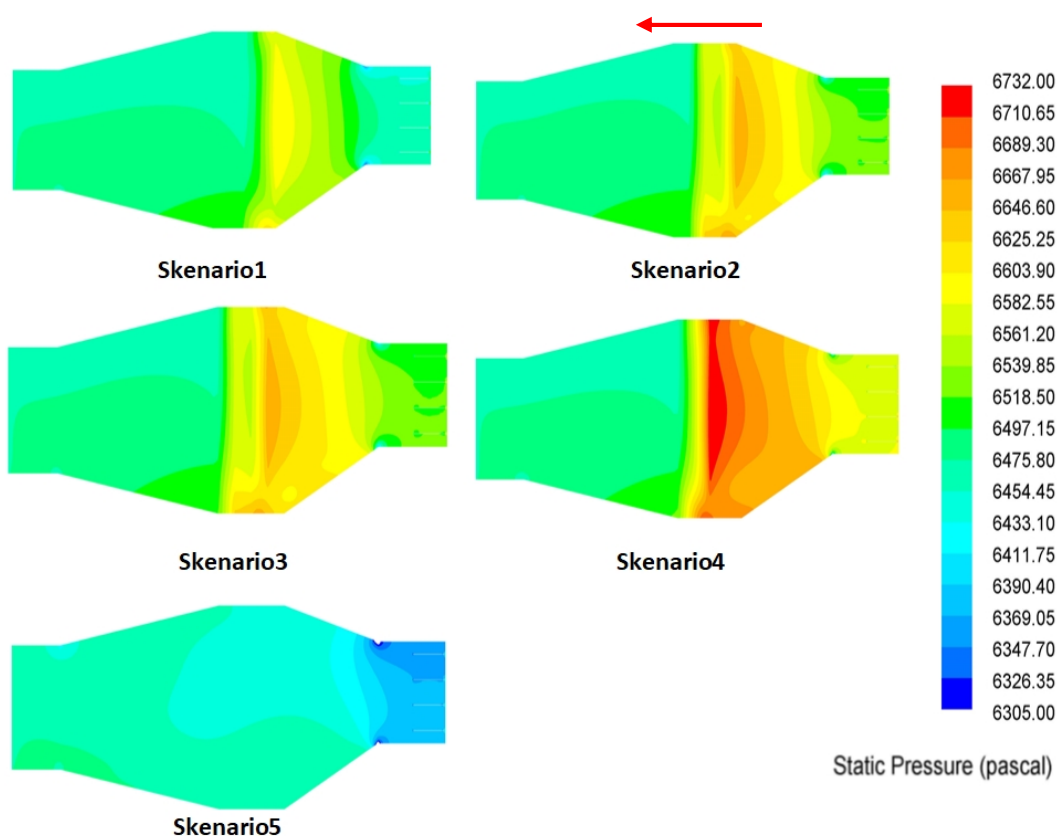


Gambar 4.9 Distribusi tekanan pada beban 75%

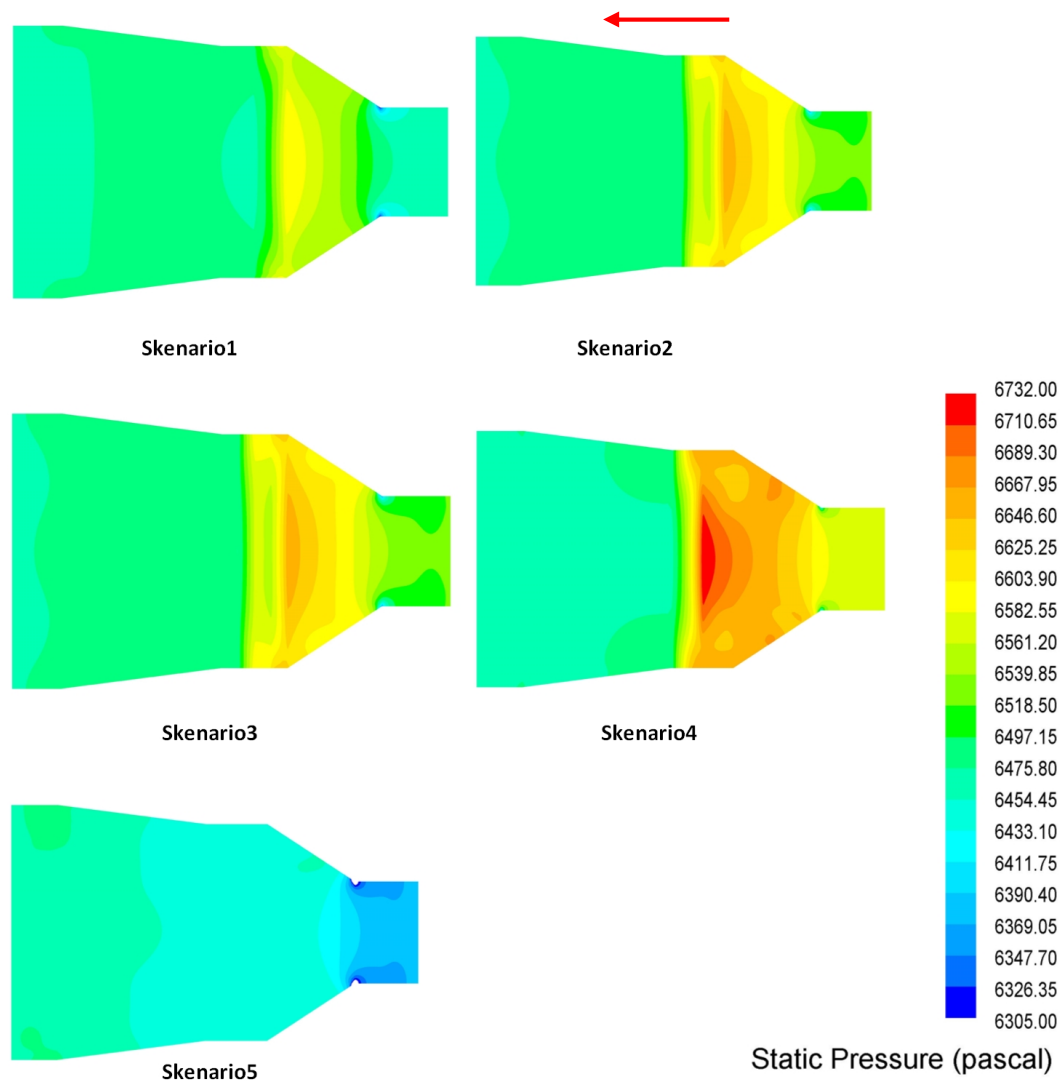


Gambar 4.10 Distribusi tekanan pada beban 50%

Dari gambar diatas terlihat tekanan naik ketika terjadi perbesaran luas penampang. Terlihat tekanan meningkat yang digambarkan dengan warna kuning dan merah pada area perbesaran luasan yang tadinya berwarna hijau dari inlet duct. Selain itu terlihat bahwa jajaran tube menghambat aliran dimana tekanan yang lurus dengan *inlet duct* tertahan langsung yang menyebabkan kenaikan tekanan pada bagian tengah yang lurus dengan inlet duct. Terlihat juga bahwa jajaran tube yang dimodelkan sebagai porous media dapat *menimbulkan pressure drop* ketika aliran udara melewatinya. Setelah melalui jajaran *tube* tekanan akan turun lagi karena terjadi pembesaran luas penampang aliran. Efek hambatan aliran pada jajaran tube yang dimodelkan sebagai porous media lebih jelas bisa diamati pada model dengan variasi skenario pengurangan modul tube.



Gambar 4.11 Distribusi tekanan penampang Z2 pada berbagai skenario pelepasan modul.



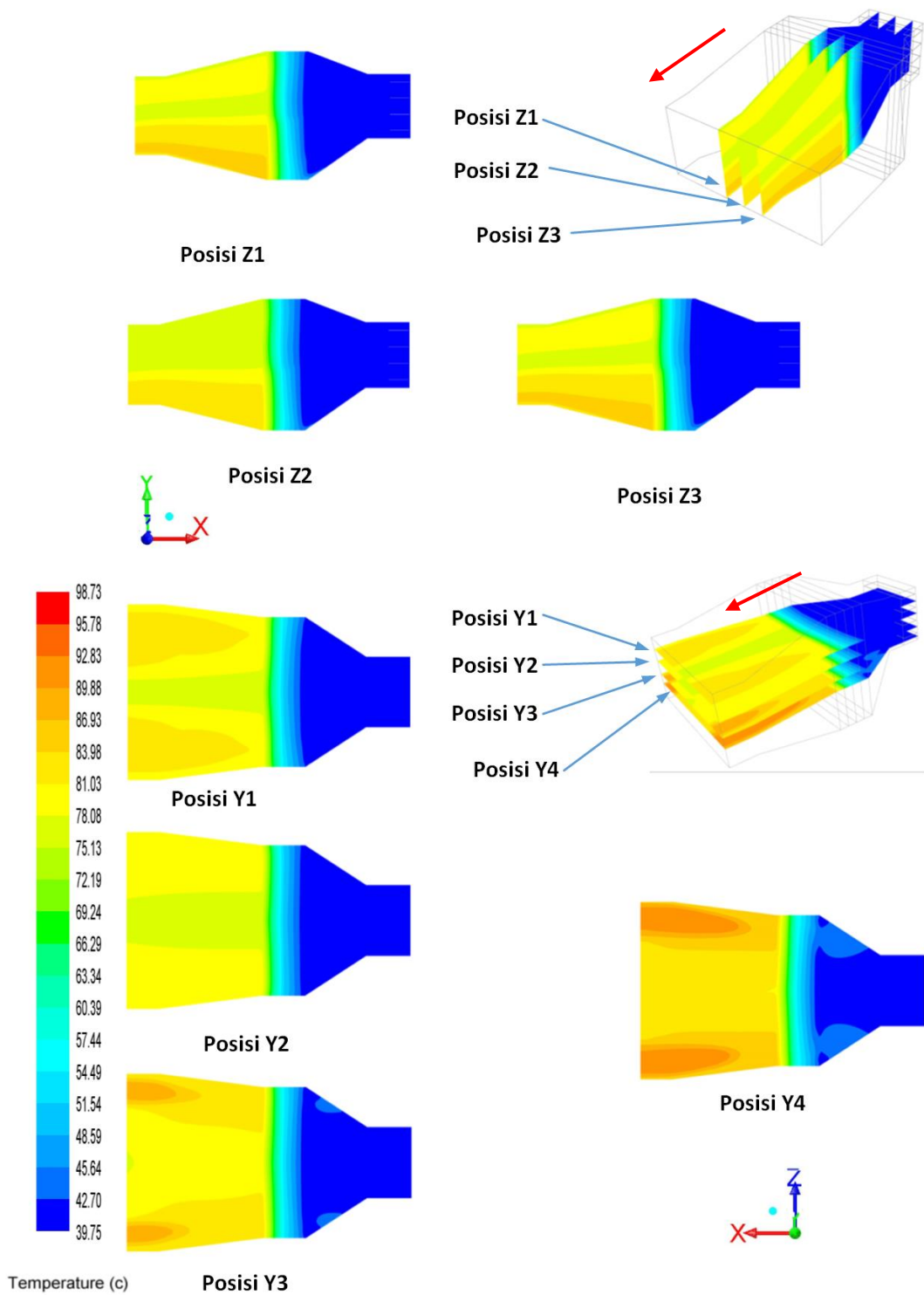
Gambar 4.12 Distribusi tekanan penampang Y2 pada berbagai skenario.

Dari gambar 4.11 dan 4.12 terlihat bahwa *pressure drop* skenario 4 paling besar. Dengan *outlet pressure* yang hampir sama tekanan statik sebelum SCAH besar dengan terlihatnya warna merah sebelum jajaran tube. Hal ini karena pada skenario 4 module yang terpasang adalah module 3 dan 4 yang memiliki susunan tube 2 baris *staggered*. Skenario 2 dan 3 secara jumlah tube masing masing module yang terpasang sama. Skenario 2 yang terpasang adalah module 1 (*inline* 1 baris) dan module 3 (*staggered* 2 baris) sedangkan skenario 3 yang terpasang adalah module 2 (*inline* 1 baris) dan module 4 (*staggered* 2 baris). Dari gambar

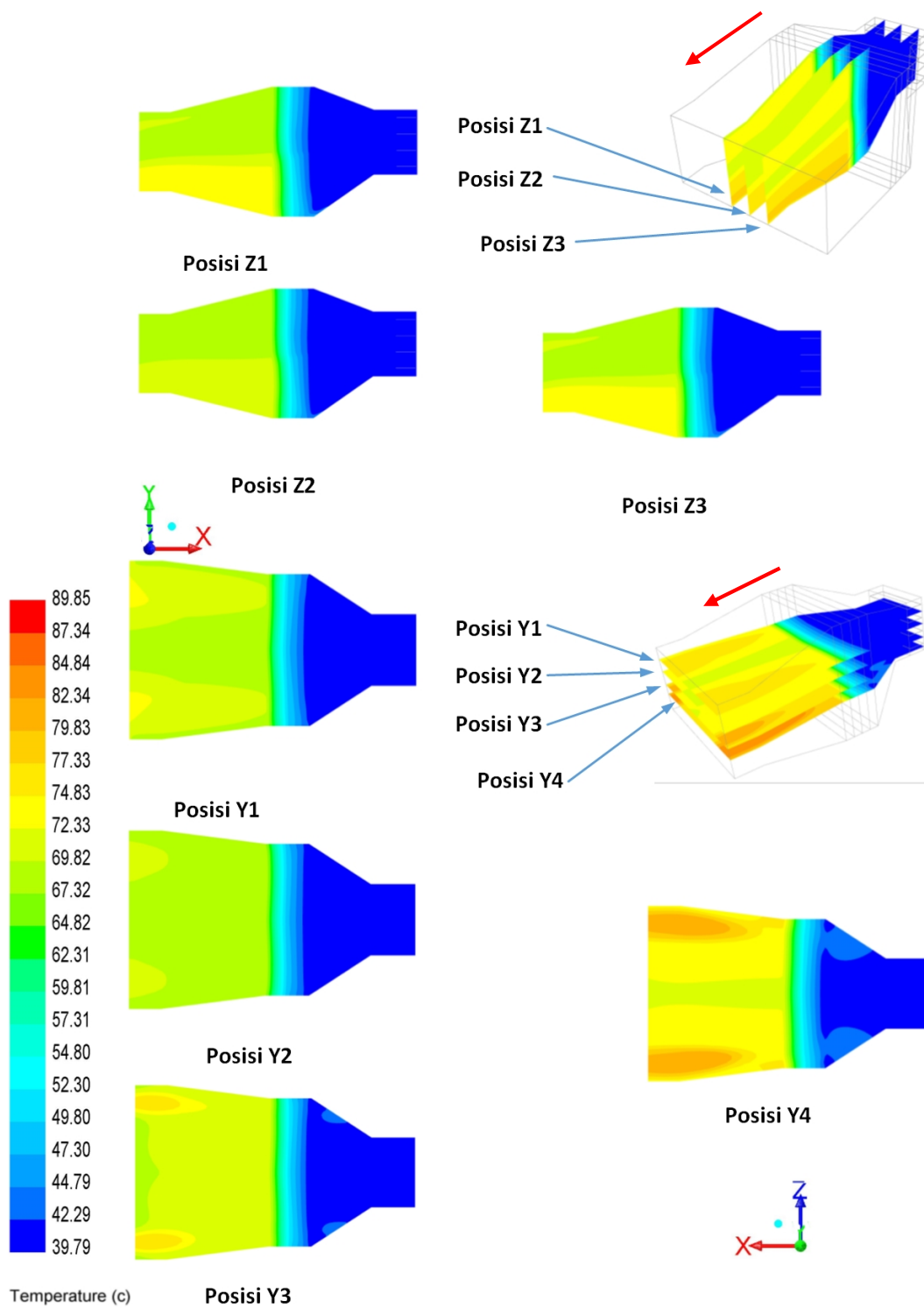
terlihat bahwa skenario 3 memiliki *pressure drop* dan *inlet pressure* yang sedikit lebih besar walaupun jumlah *tube* yang terpasang sama. Hal ini karena walaupun jumlahnya sama akan tetapi posisi pemasangannya berbeda. Pada skenario 3 aliran sekunder yang terjadi sedikit lebih besar dibandingkan dengan skenario 2, hal ini yang menyebabkan terjadi perbedaan *pressure drop*. Sedangkan skenario 1 dari distribusi *pressure* terlihat memiliki *pressure drop* paling kecil yang terlihat dari warna kuning dan hijau yang mendominasi *inlet*. Hal ini karena pada skenario 1 yang terpasang adalah modul 1 dan 2 yang masing masing hanya memiliki 1 baris *tube*.

4.4.3 Kontur Temperatur

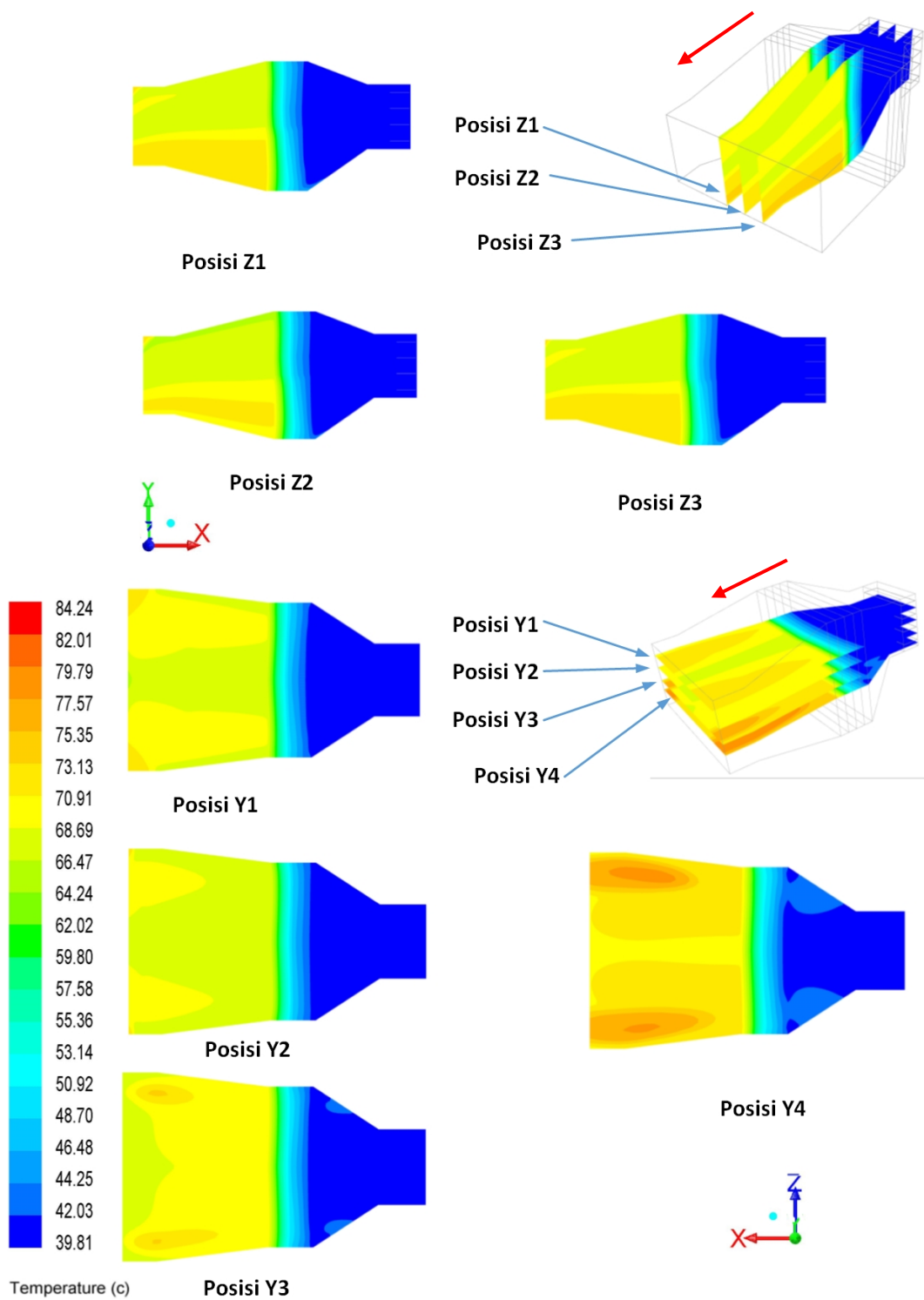
Untuk mengetahui *performance heat transfer* dari SCAH maka diamati distribusi temperatur pada tiga variasi beban dan lima skenario pelepasan module SCAH. Distribusi temperatur pada tiga variasi beban dapat dilihat pada gambar berikut :



Gambar 4.13 Distribusi temperatur penampang Y dan Z pada beban 100%.

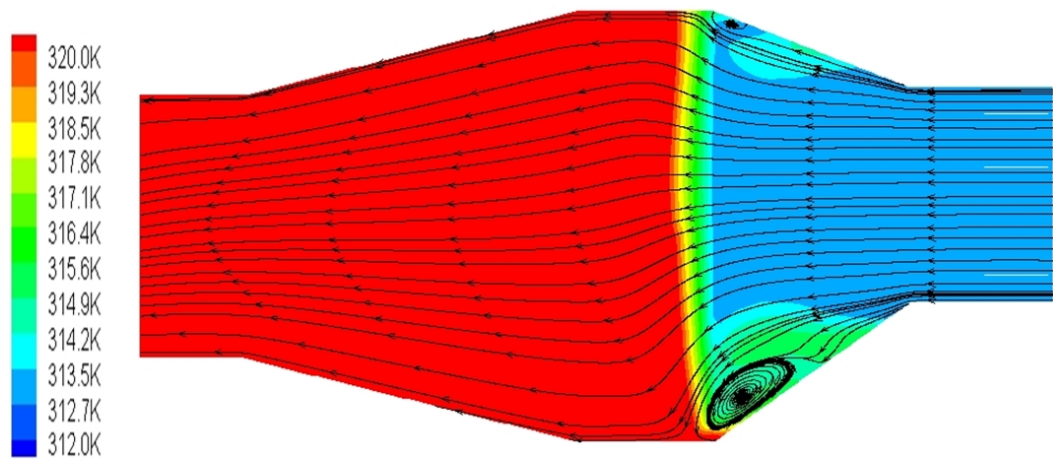


Gambar 4.14 Distribusi temperatur penampang Y dan Z pada beban 75%.

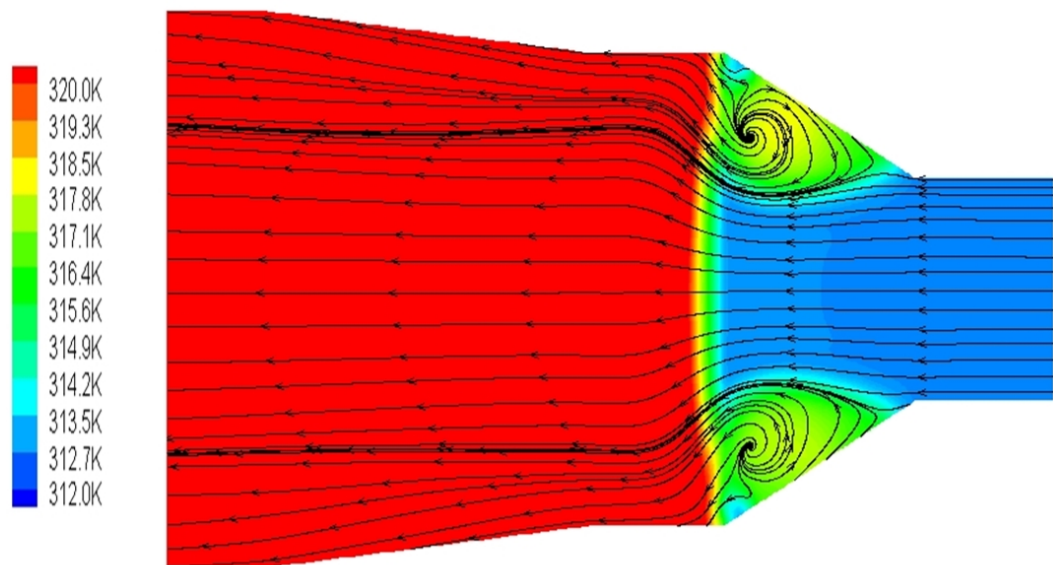


Gambar 4.15 Distribusi temperatur penampang Y dan Z pada beban 50%.

Dari gambar-gambar di atas terlihat bahwa udara mengalami kenaikan temperatur secara gradual selama melewati SCAH yang dimodelkan sebagai *porous medium*. Hal ini terlihat dari perubahan warna dari biru tua kemudian secara bertahap berubah menjadi biru muda, hijau dan kemudian kuning. Dari ketiga variasi beban terlihat bahwa distribusi temperatur yang terjadi pada penampang Z dan Y sama walaupun nilainya berbeda. Pada penampang Z terlihat bahwa temperatur sisi bawah relatif lebih tinggi dibandingkan sisi tengah dan atas. Sedangkan pada penampang Y terlihat temperatur disisi kanan dan kiri lebih tinggi dari pada ditengah. Hal ini disebabkan adanya aliran sekunder baik disisi *inlet* maupun *outlet*. Aliran sekunder pada sisi *inlet* menyebabkan temperatur udaranya sudah naik dulu karena aliran sekunder yang dekat dengan jajaran tube. Pada penampang Y distribusi temperatur sisi kanan dan kiri hampir sama karena perbesaran penampang dilihat dari penampang Y adalah simetris. Sedangkan pada penampang Z perbesaran penampang memiliki sudut yang lebih tajam disisi bawah yang menyebabkan aliran sekunder disisi bawah lebih besar/luas. Karena dari sisi *inlet* temperturnya sudah lebih tinggi maka disisi outlet setelah melewati SCAH temperturnya juga lebih tinggi. Efek perubahan penampang aliran juga menyebabkan arah aliran yang tidak seragam, hal ini menyebabkan aliran disisi bawah dan sisi kanan kiri memiliki panjang lintasan melewati jajaran tube SCAH yang lebih panjang dibandingkan aliran disisi tengah. Karena memiliki lintasan yang lebih panjang dan lebih lama bersentuhan dengan tube SCAH maka temperatur disisi bawah dan samping relatif lebih tinggi dibandingkan sisi tengah. Hal ini lebih jelas terlihat pada gambar yang menunjukkan *streamtrace* dan distribusi temperatur dibawah :



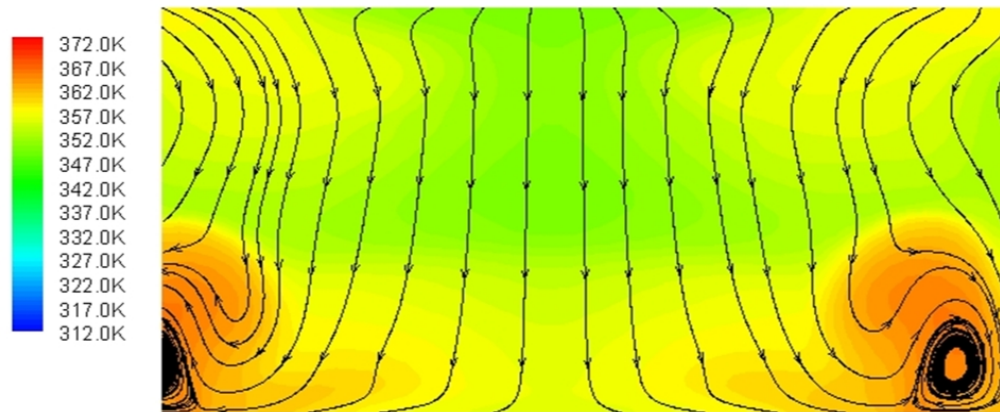
(A)



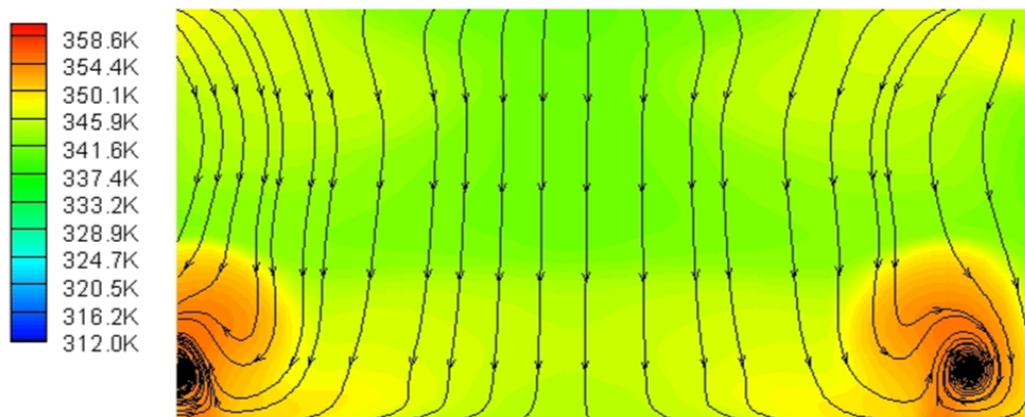
(B)

Gambar 4.16 *Stream trace* dan distribusi temperatur beban 100% penampang Z(A) dan penampang Y(B)

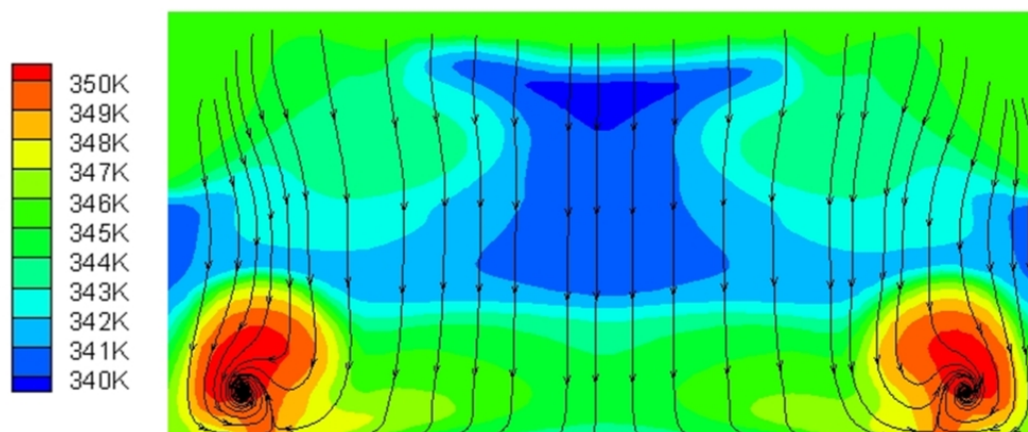
Sedangkan disisi outlet terjadi juga aliran sekunder tegak lurus aliran (penampang X) pada sisi bawah. Hal ini juga yang menyebabkan temperatur di bagian bawah relatif lebih tinggi. Fenomena ini dapat diamati pada gambar streamtrace dan distribusi temperatur dibawah :



(A)



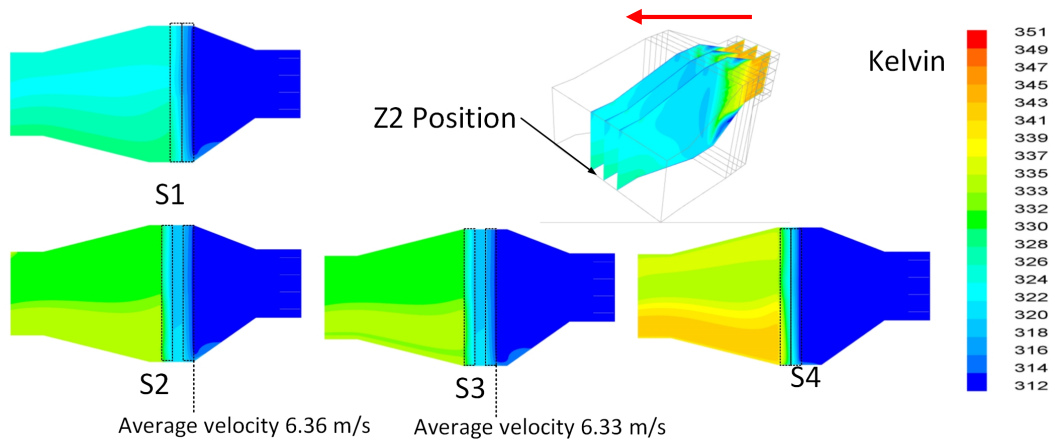
(B)



(C)

Gambar 4.17 *Streamtrace* dan distribusi temperatur permukaan *outlet* pada beban 100% (A), 75% (B) dan 50% (C).

Efek pelepasan module SCAH dengan skenario 1,2,3,4 jelas terlihat pada hasil distribusi temperatur yang terlihat pada gambar berikut :



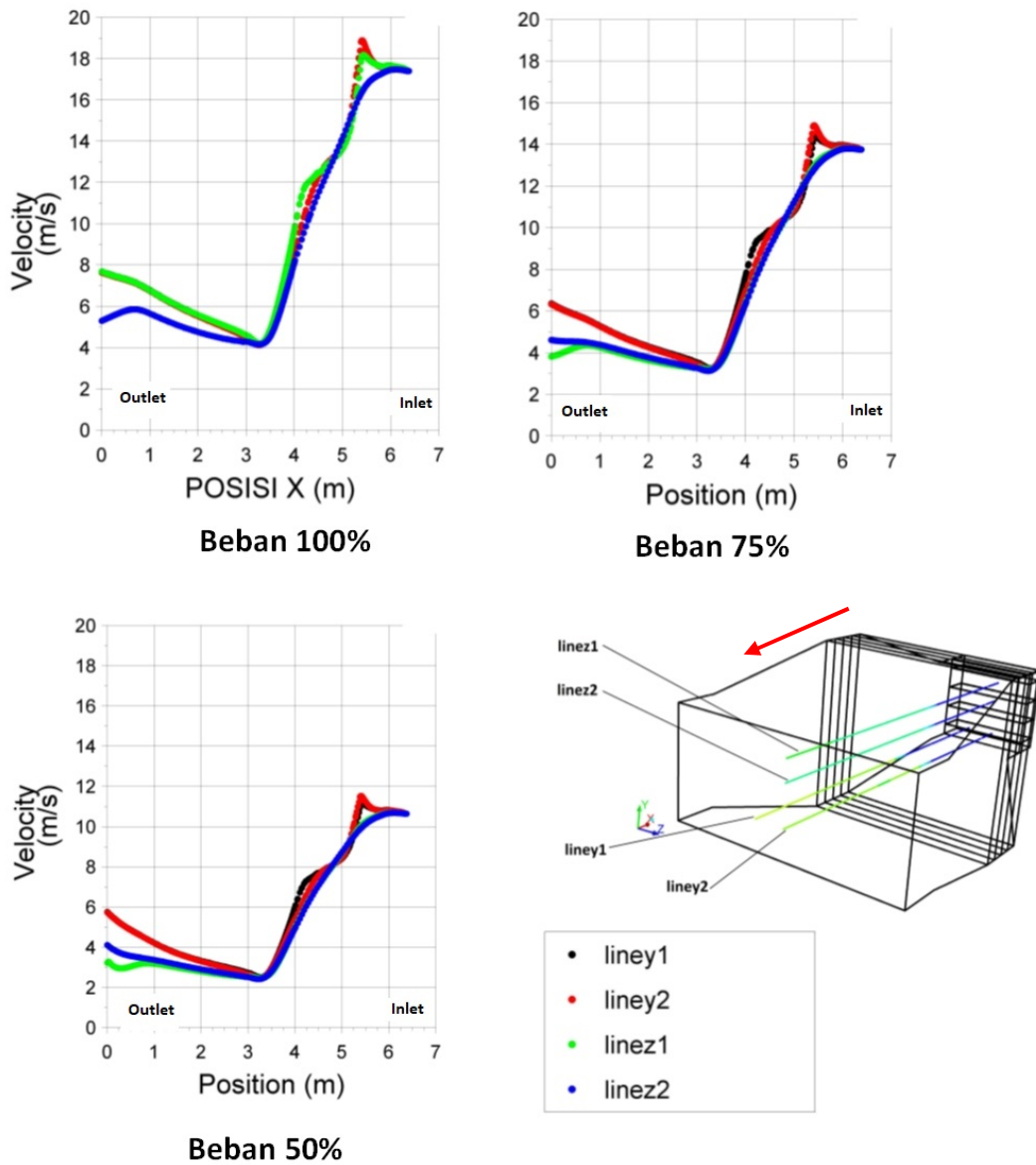
Gambar 4.18 Distribusi temperatur pada penampang Z2 dengan berbagai skenario.

Dari gambar diatas terlihat skenario 4 dimana module SCAH 3 dan 4 yang terpasang memiliki *outlet* temperatur yang lebih tinggi dibandingkan yang lain. Skenario 1 dimana module SCAH 1 dan 2 yang terpasang terlihat memiliki *outlet* temperatur paling rendah yang digambarkan dengan warna biru muda yang dominan di sisi outlet. Model juga terlihat bisa menggambarkan pelepasan module *tube* yang terlihat dari naiknya temperatur dimulai dari titik yang berbeda untuk tiap skenario. **S2 dan S3 memiliki jumlah konfigurasi dan jumlah tube terpasang sama yaitu 1 baris inline dan 1 baris staggered akan tetapi diposisi yang berbeda.** Dengan luasan permukaan perpindahan panas yang hampir sama maka terlihat dominasi warna temperatur disisi outlet hampir sama. Akan tetapi distribusinya tidak bisa sama persis. Hal ini terkait dengan posisi yang berbeda maka distribusi kecepatan sesaat sebelum masuk SCAH juga tidak bisa sama persis yang tergambarkan pada nilai average pada gambar 4.18.

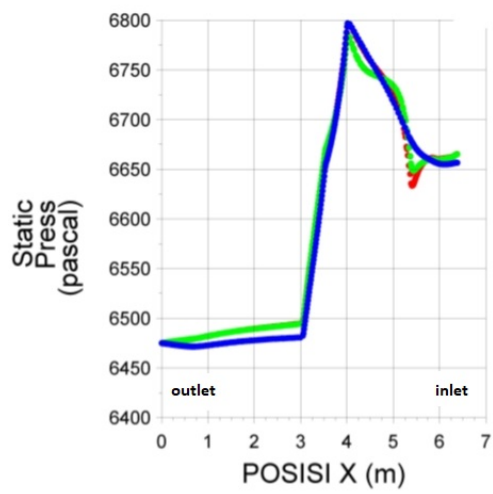
4.4.4 Data Kuantitatif

Data kuantitatif pertama yang diambil dan dianalisa adalah nilai nilai parameter aliran dan temperatur sepanjang aliran dari *inlet* sampai *outlet*. Data

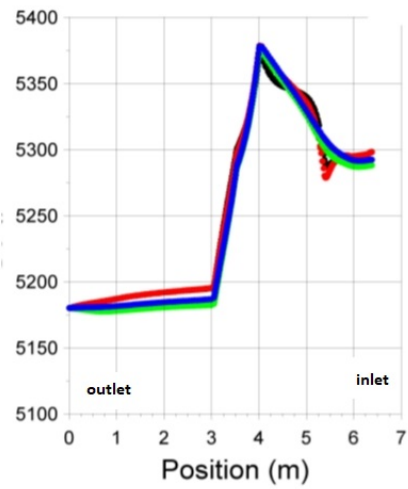
drafik diambil pada 4 garis yang dianggap mewakili variasi aliran dan temperatur yang terjadi. Grafik grafik tersebut dapat dilihat dalam pembahasan berikut:



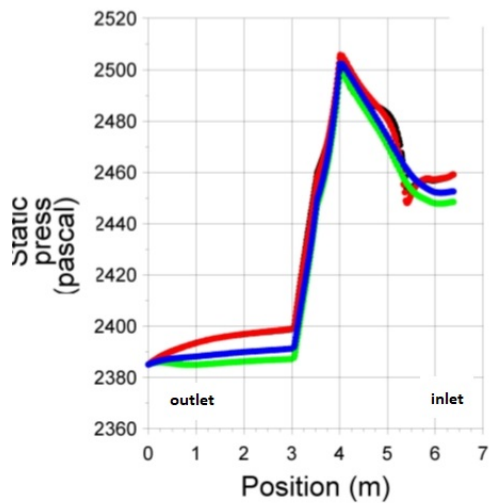
Gambar 4.19 Grafik kecepatan sepanjang aliran



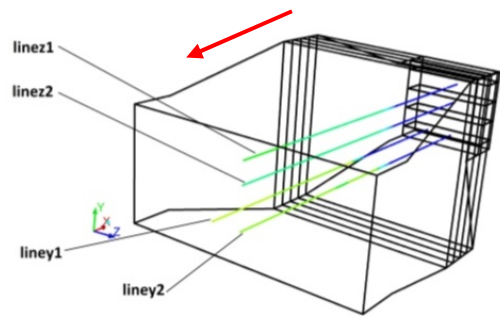
Beban 100%



Beban 75%

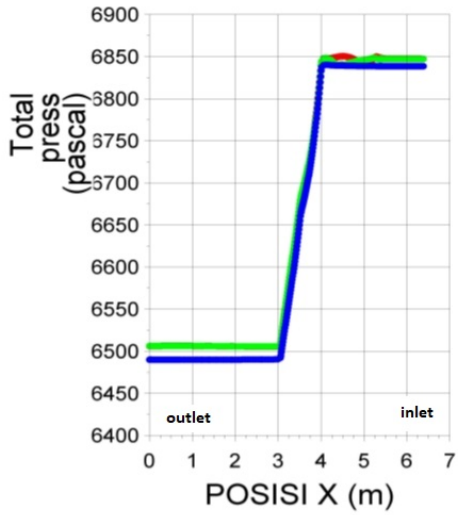


Beban 50%

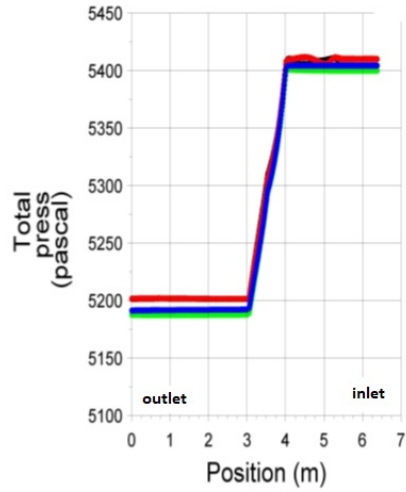


- liney1
- liney2
- linez1
- linez2

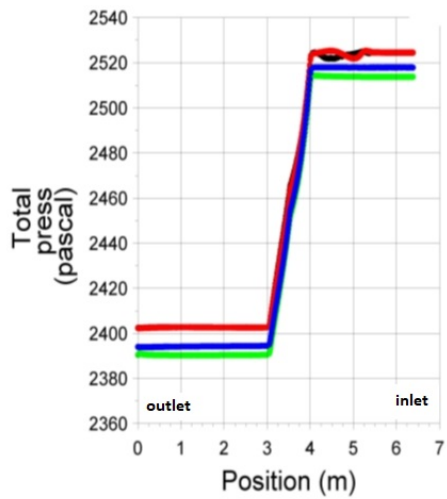
Gambar 4.20 Grafik *static pressure* sepanjang aliran



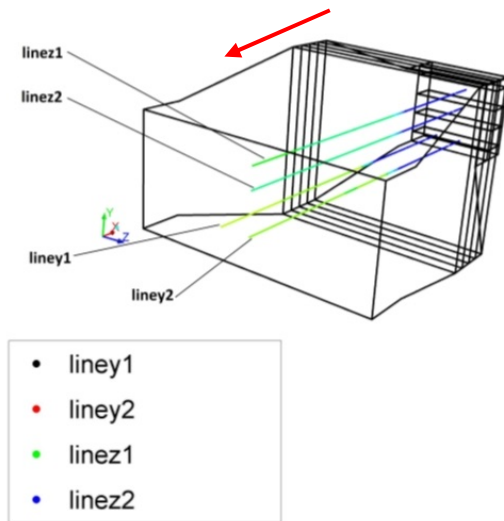
Beban 100%



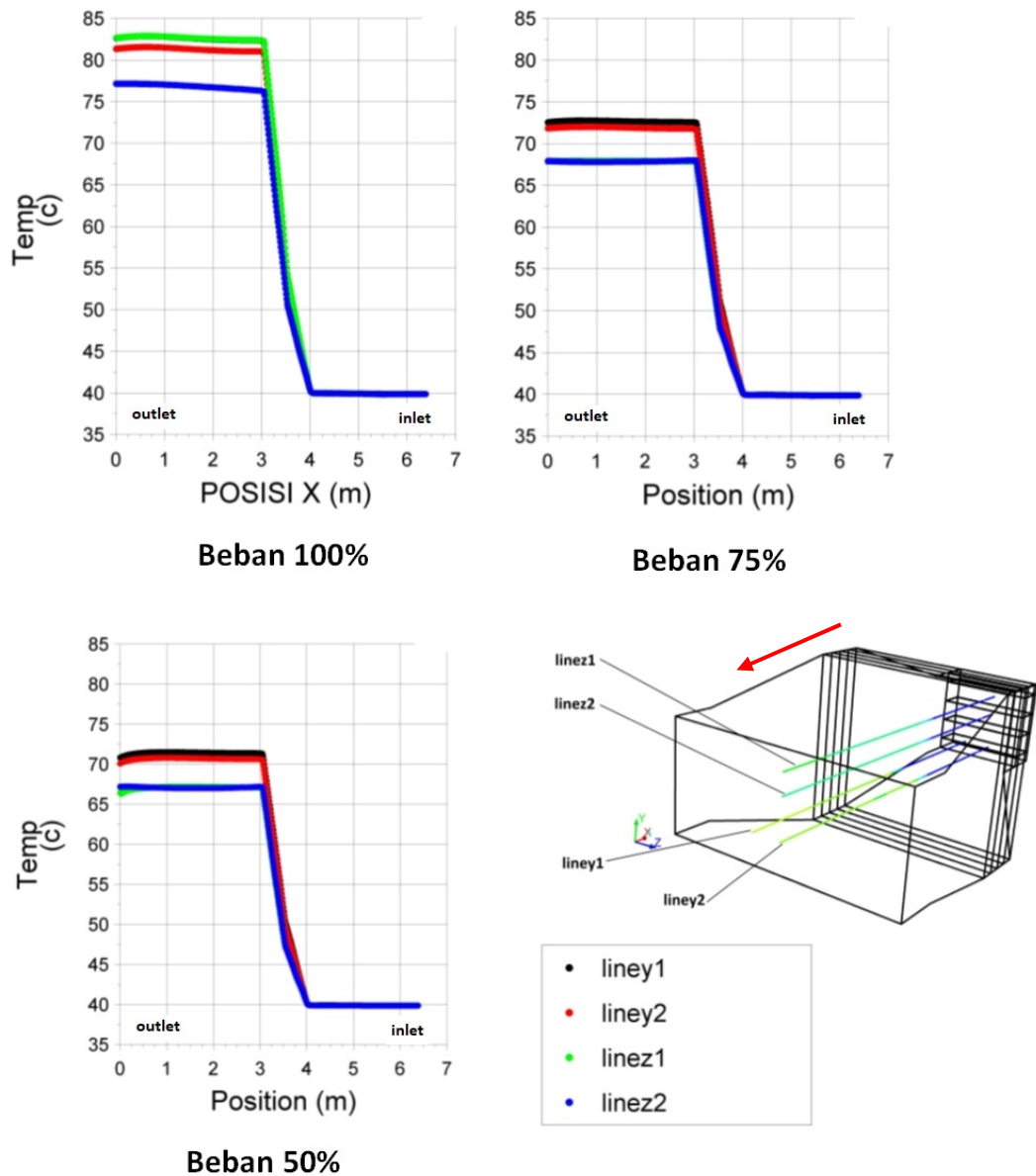
Beban 75%



Beban 50%



Gambar 2.1 Grafik *total pressure* sepanjang aliran



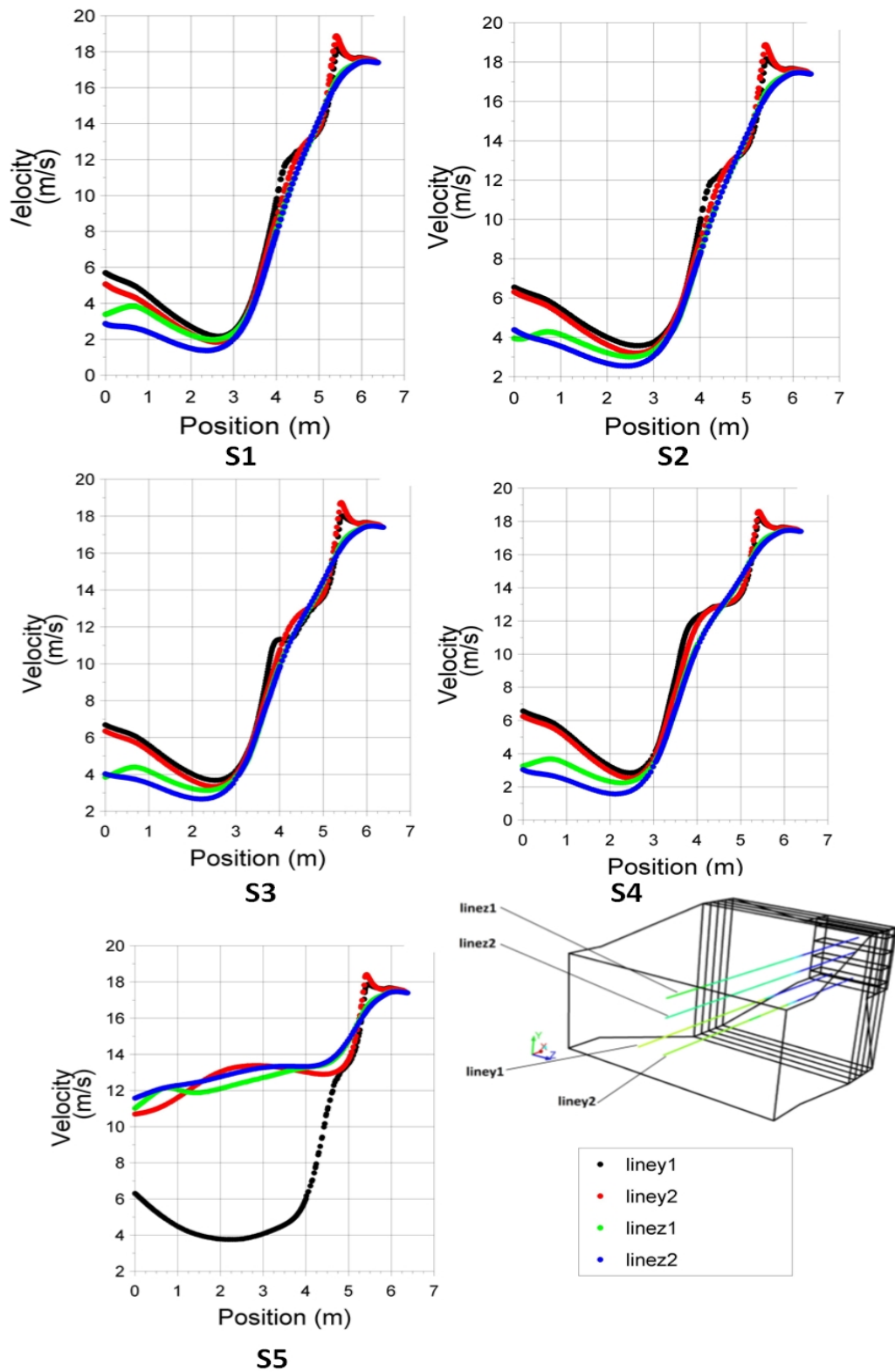
Gambar 2.2 Grafik Temperatur sepanjang aliran

Dari grafik diatas dapat diamati bahwa pola perubahan kecepatan, *static pressure*, *total pressure* dan *velocity* untuk ketiga variasi beban mirip walaupun nilainya berbeda. Secara umum setelah udara melewati *inlet* dan memasuki area dimana luas penampangnya membesar menuju SCAH maka terlihat kecepatannya turun dan tekanan statiknya naik. Kenaikan tekanan statik juga disebabkan aliran menabrak jajaran tube SCAH. Selama melewati jajarn tube SCAH kecepatan dan

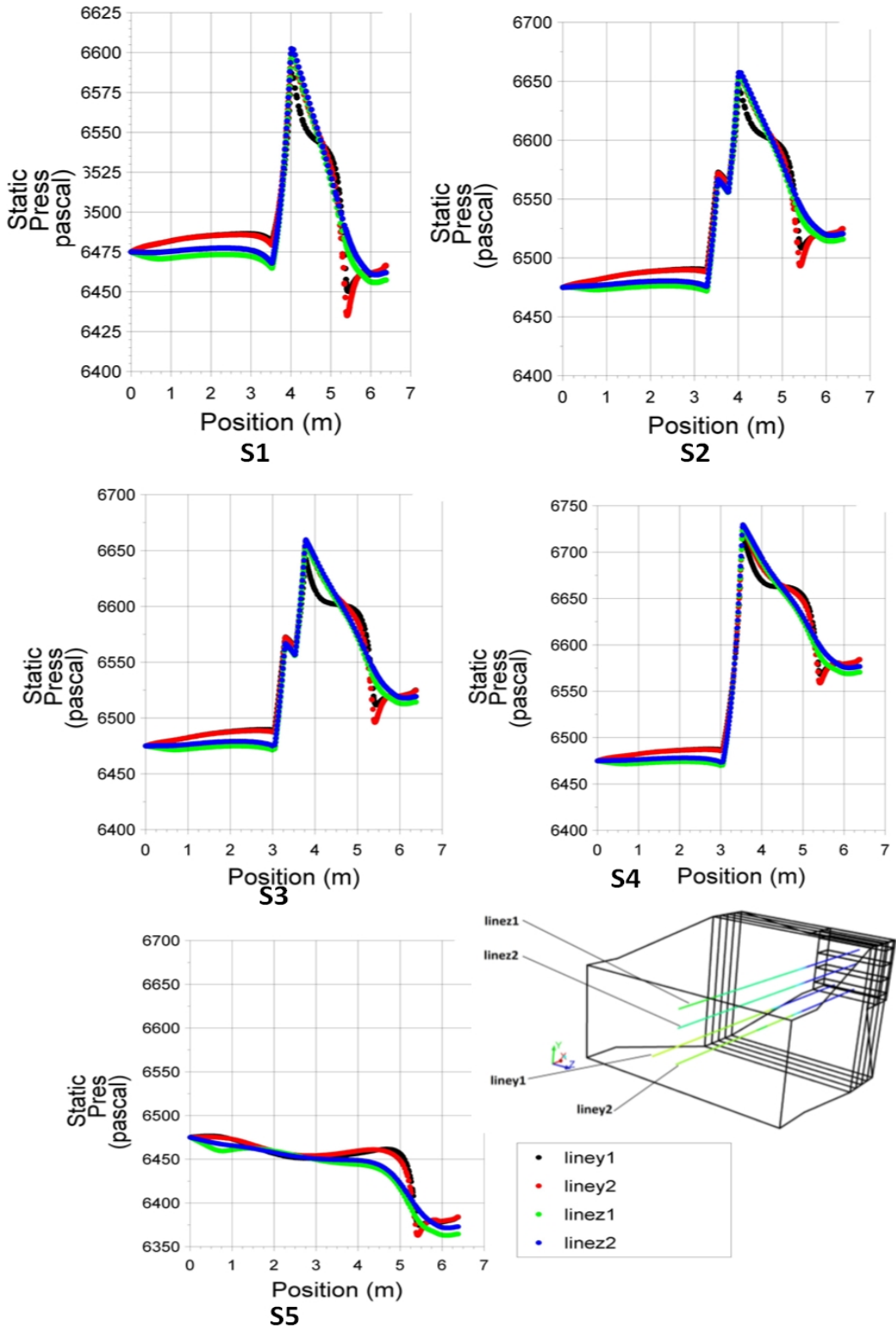
tekanan statiknya akan turun. Gradien penurunan tekanan statik pada SCAH 3,4 terlihat lebih curam dibandingkan pada SCAH 1,2. Pada posisi liney1 dan liney2 yang posisinya dibagian bawah dan samping terlihat ada sedikit perbedaan yang disebabkan adanya aliran sekunder pada daerah tersebut. Dari grafik tekanan total terlihat bahwasebagian besar energi aliran yang diwakili tekanan total terjadi selama aliran melewati jajaran tube SCAH.

Dari grafik temperatur terlihat bahwa jajaran tube SCAH mampu menaikkan temperatur udara seperti kondisi aktual. Gradien kenaikan temperatur di SCAH 3,4 juga terlihat lebih curam dibandingkan SCAH 1,2 hal ini karena panas yang ditransfer lebih besar di SCAH 3,4.

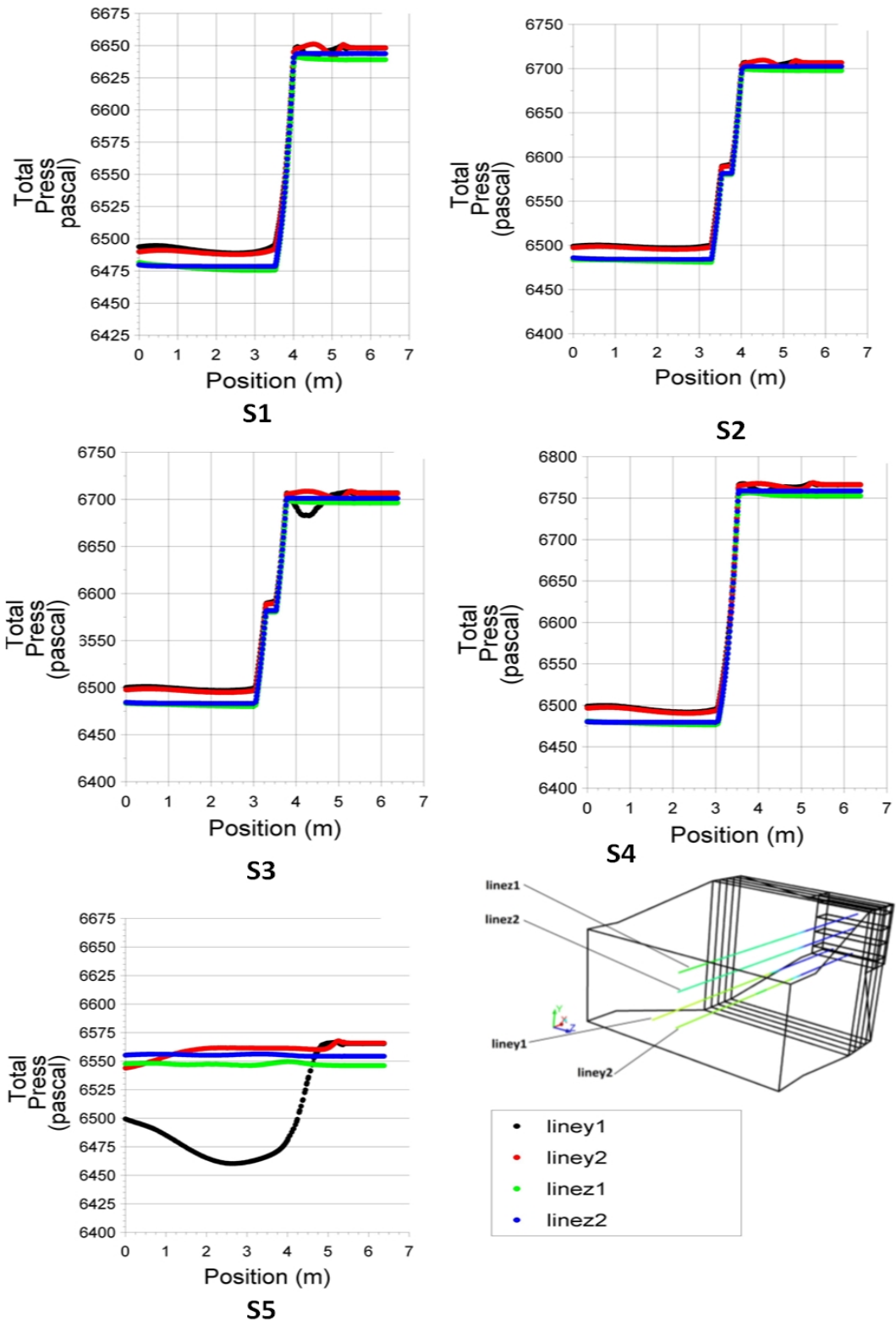
Grafik kecepatan tekanan dan temperatur untuk beberapa skenario pelepasan module SCAH dapat digambarkan sebagai berikut :



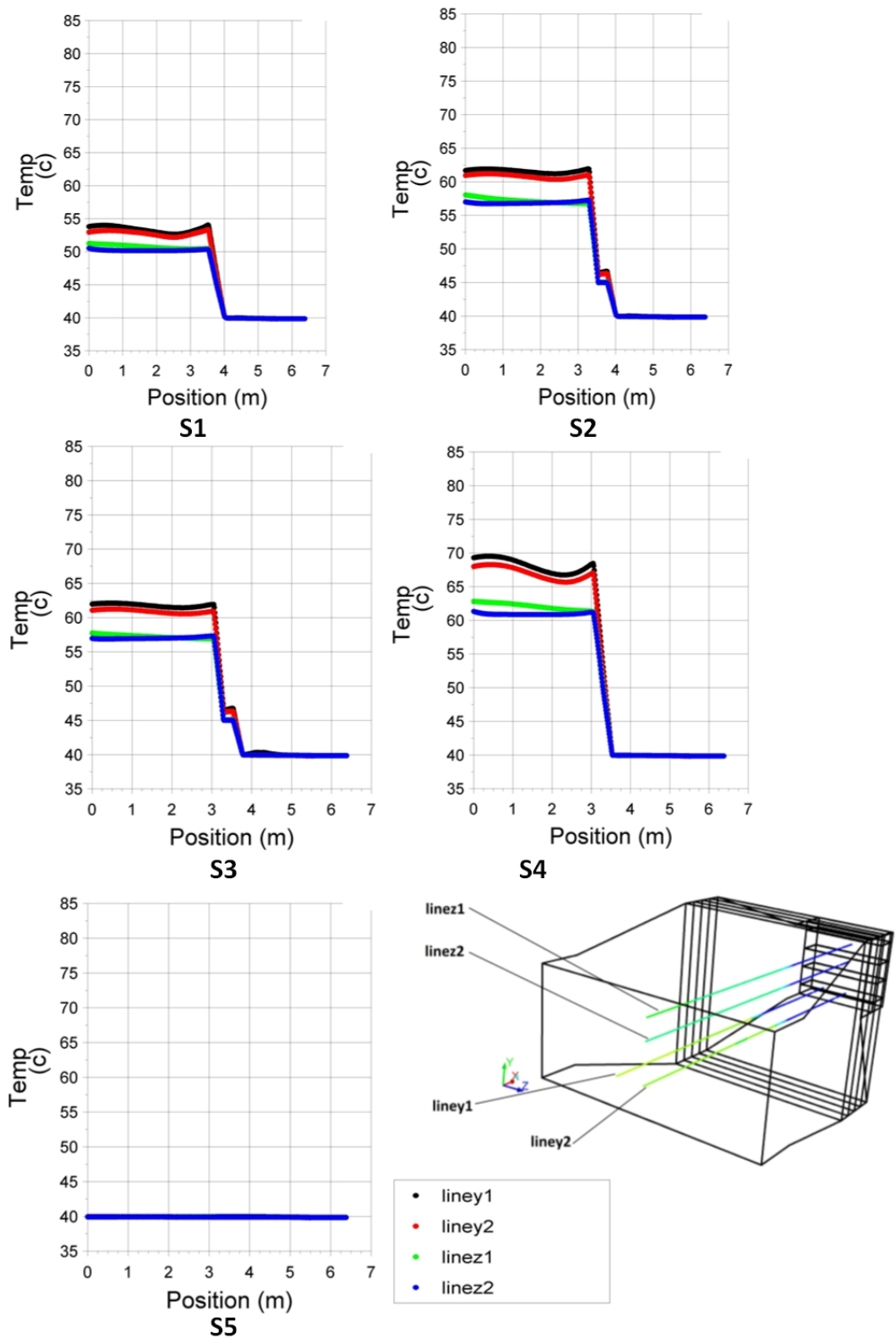
Gambar 4.23 Grafik kecepatan sepanjang aliran untuk berbagai skenario



Gambar 4.24 Grafik *Static Pressure* sepanjang aliran untuk berbagai skenario



Gambar 4.25 Grafik *Total Pressure* sepanjang aliran untuk berbagai skenario



Gambar 4.26 Grafik temperatur sepanjang aliran untuk berbagai skenario

Secara umum grafik aliran dengan beberapa skenario pelepasan module SCAH mirip dengan ketika semua module terpasang. Perbedaan terlihat pada posisi antara 3 dan 4 m pada arah X yang merupakan daerah dimana module SCAH yang divariasikan dipasang. Dari fenomena tersebut dapat disimpulkan bahwa hasil grafik menunjukkan model yang dibuat bisa menggambarkan kondisi jika sebagian atau seluruh module SCAH dilepas.

Pada grafik statik pressure dengan skenario 3 dan 4 terlihat ditengah tengah SCAH terdapat kenaikan statik pressure. hal ini karena module SCAH yang terpasang berjarak satu modul kosong. Selama melewati module kosong diantara 2 module yang terisi jajaran tube tekanan statik kembali naik karena tertahan jajaran tube bagian belakang. Efek module kosong diantara 2 module yang terisi tube pada skenario 3 dan 4 juga bisa diamati pada grafik temperatur dan tekanan total yang menunjukkan garis mendatar ditengah tengah casing SCAH (antara posisi 3 dan 4 m arah X).

Pada skenario 5 dimana semua module SCAH dilepas penurunan total pressure relatif kecil pada posisi linez1, linez2 dan liney2 akan tetapi pada posisi liney1 terlihat penurunan total pressure yang signifikan padahal aliran tidak melewati jajaran *tube*. Hal ini disebabkan posisi liney1 yang berada di posisi bawah samping mengalami aliran sekunder yang relatif besar dibandingkan posisi yang lain.

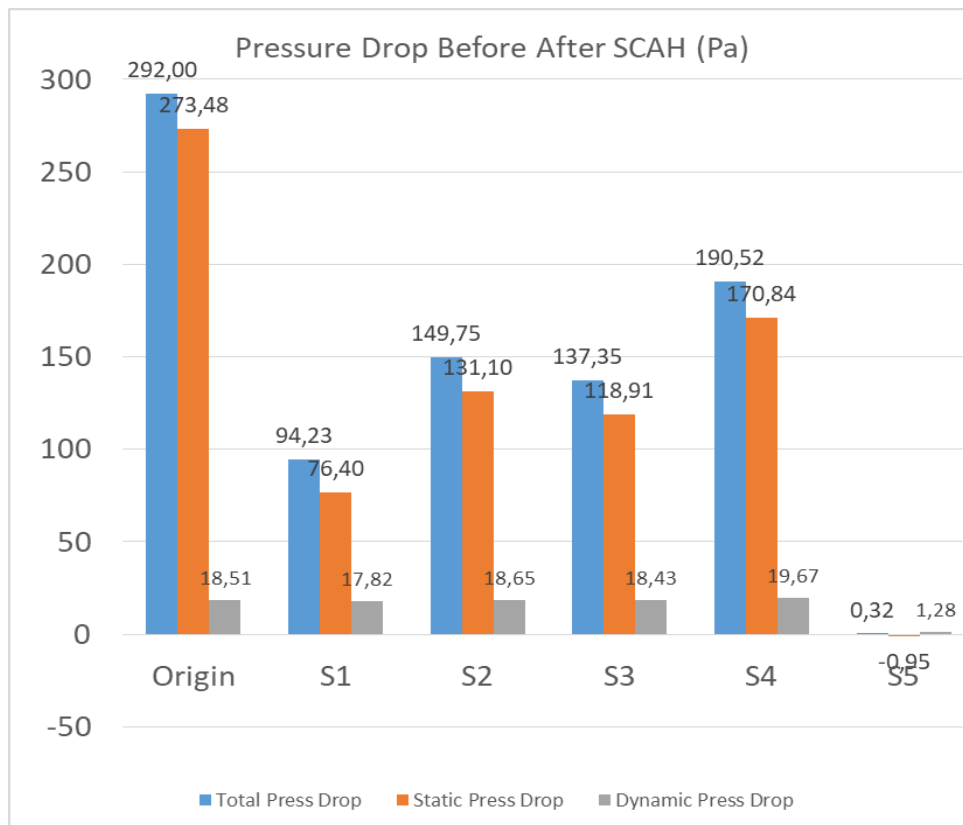
Data kuantitatif lain yang diambil adalah nilai *facet average* setiap parameter dari permukaan tepat saat aliran masuk dan keluar jajaran tube. Nilai *facet average* untuk lima skenario pelepasan module SCAH tersebut dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 4.12 Data kuantitatif *facet averaga* sebelum dan sesudah SCAH

Variasi		Origin	S1	S2	S3	S4	S5
		All On	1,2 On	1,3 On	2,4 On	3,4 On	All Off
SCAH in x= 4.013	Total Press (pa)	6792	6593	6650	6638	6693	6484
	Static Press (Pa)	6761	6562	6619	6607	6661	6450
	Velocity (m/s)	6.39	6.40	6.37	5.90	6.22	5.62
	Dynamic Press (Pa)	30.59	30.57	30.48	30.73	32.80	33.53
	Temp (K)	314.88	314.83	315.25	314.86	313.37	313.11
SCAH out x= 3.045	Total Press (pa)	6500	6499	6500	6501	6503	6483
	Static Press (Pa)	6488	6486	6488	6488	6490	6451
	Velocity (m/s)	4.77	4.44	4.52	4.66	4.82	5.83
	Dynamic Press (Pa)	12.09	12.74	11.83	12.30	13.13	32.26
	Temp (K)	355.67	326.78	334.22	334.41	341.22	313.11
Before After SCAH	Total Press Drop	292	94	150	137	191	0.32
	Static Press Drop	273	76	131	119	171	-0.95
	Velocity Diff	1.61	1.96	1.85	1.24	1.40	-0.21
	Dynamic Press Drop	18.51	17.82	18.65	18.43	19.67	1.28
	Temp Diff	40.79	11.95	18.97	19.55	27.85	0.00

Dari data diatas terlihat bahwa selain mengalami kenaikan temperatur setelah melewati jajaran tube, aliran juga mengalami penurunan tekanan statik, tekanan dinamik dan tekanan total. Penurunan tekanan total yang terjadi pada kondisi aktual semua module SCAH terpasang sebesar 292 Pa. Sedangkan setelah dilakukan pengurangan module SCAH maka *pressure drop* nya turun menjadi masing masing 94 Pa (32.27%) untuk S1, 150 Pa (51.29%) untuk S2, 137 Pa (47.04%) untuk S3, 191 Pa (65.25%) untuk S4. Karena sebagian tube nya dilepas maka kenaikan temperatur udara yang melewati SCAH pun akan berkurang menjadi 11.95 °C (29.29%) untuk S1, 18.97 °C (46.51%) untuk S2 , 19.55 °C (47.92%) untuk S3 dan 27.85 °C (68.28%) untuk S4 dari kondisi awal jika semua module terpasang sebesar 40.79 °C. Data tersebut sebanding dengan jumlah tube yang terpasang, S4 yang memiliki jumlah tube paling banyak mengalami

penurunan tekanan paling besar dan juga kenaikan temperatur paling besar juga sedangkan S1 mengalami penurunan teknan paling rendah tetapi juga kenaikan temperatur yang rendah. Perbandingan penurunan tekanan untuk masing masing skenario dapat dilihat pada grafik berikut :



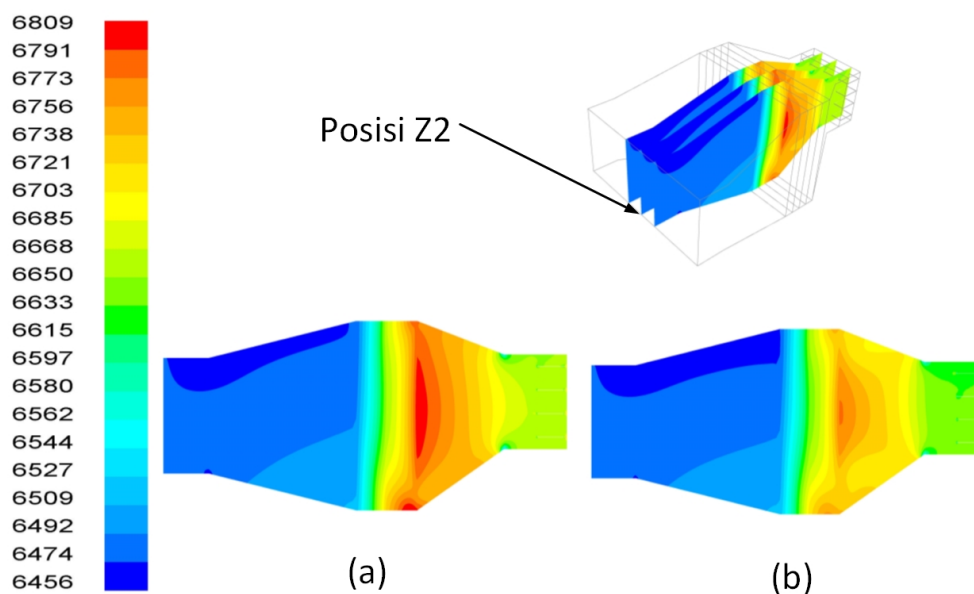
Gambar 4.27 Perbandingan *pressure drop* untuk berbagai skenario

4.5 Diskusi

Perbandingan Dari data yang dihasilkan diatas terlihat bahwa memodelkan *heat exchanger* sebagai porous media dapat menghasilkan data yang mendekati kondisi aktual. Hal ini sejalan dengan penelitian yang dilakukan Musto, dkk (2014). Musto, dkk (2014) menyimpulkan bahwa memodelkan *heat exchanger* sebagai *porous medium* dapat menggambarkan kondisi aktual dengan baik apabila data *performance heat exchanger* seperti *pressure drop*, *heat rejection* dan *mass flow* tersedia. Tidak semua *heat exchanger* di *power plant*

memiliki *data pressure drop vs mass flow* atau dilengkapi alat ukur *pressure drop* khusus untuk *heat exchanger* tersebut sehingga terkadang sulit mendapatkan data *pressure drop vs mass flow*. Pada kondisi seperti ini hal ini bisa disiasati dengan menggunakan persamaan empiris sesuai dengan susunan dan bentuk tube untuk mendapatkan *pressure drop* seperti yang dilakukan pada penelitian ini.

Skenario pengurangan sebagian atau keseluruhan module SCAH pada penelitian ini dapat menurunkan Pemakaian Energi Sendiri (PES). PES adalah energi listrik yang dibutuhkan oleh *power plant* untuk menjalankan peralatan peralatan bantuannya dan kebutuhan domestik lainnya (penerangan, kantor dll). Dari hasil penurunan *pressure drop* lima skenario diatas maka pengurangan daya FDF yang dapat dihasilkan dapat dihitung dengan dikalikan debit alirannya (m³/s). Agar dapat mendapatkan pengurangan PES dibandingkan kondisi yang ada saat ini dimana sebagian besar operasi menggunakan gas dan pasokan uap ke SCAH dimatikan maka perlu dilakukan simulasi dimana semua tube SCAH terpasang akan tetapi tanpa ada pertukaran panas dengan uap (kondisi saat ini). Perbandingan kontur kecepatan antara kondisi komisioning (original) dengan kondisi saat ini dapat dilihat pada gambar berikut :



Gambar 4.28 Kontur tekanan kondisi original (a) dan kondisi saat ini (b)

Dari perbandingan kontur diatas terlihat bahwa kontur aliran kondisi original dan kondisi saat ini memiliki pola yang mirip. Tekanan disisi inlet terlihat lebih besar kondisi original terlihat dengan lebih banyak warna merah yang muncul. Hal ini juga terlihat dari nilai *facet average* pada inlet dan outlet dengan laju aliran yang sama maka pressure drop kondisi saat ini sedikit lebih kecil dibandingkan kondisi original. Hal ini kemungkinan disebabkan karena dengan mass flow yang sama kondisi original memiliki kecepatan yang lebih tinggi karena volume yang lebih besar/mass jenis kecil. Untuk menghitung pengurangan PES FDF jika power plant beroperasi pada 100% beban dihitung menggunakan persamaan 3.1 dan referensi awal adalah pressure drop kondisi saat ini yang hasilnya dapat dilihat pada tabel berikut :

Tabel 4.13 Pengurangan Pemakaian Energi Sendiri (PES)

Skenario		Origin	S1	S2	S3	S4	S5	
Total Press Drop	Pa	273	94	150	137	191	0	
Q(m3/s)	m3/s	47.60						
Fan Eff		0.75						
Motor Eff		0.96						
Motor Output	kW	720						
Air Power	kW	13	4	7	7	9	0.015	
Shaft Power	kW	17	6	10	9	12	0.020	
Motor Power	kW	18	6	10	9	13	0.021	
Motor Power Reduce	kW		11.8	8.1	8.9	5.4	18.003	
	%		1.64%	1.13%	1.24%	0.75%	2.50%	
Pengurangan Energi 1 FDF	kWh/hari		283	195	215	130	432	
Pengurangan PES (2 unit 4 FDF)	kWh/hari		1,132	780	859	521	1,728	
	kWh/tahun		413,257	284,633	313,357	190,190	630,814	
Harga Jual	Rp/kWh							1,228
Penghematan	Juta Rp/tahun		507	350	385	234	775	

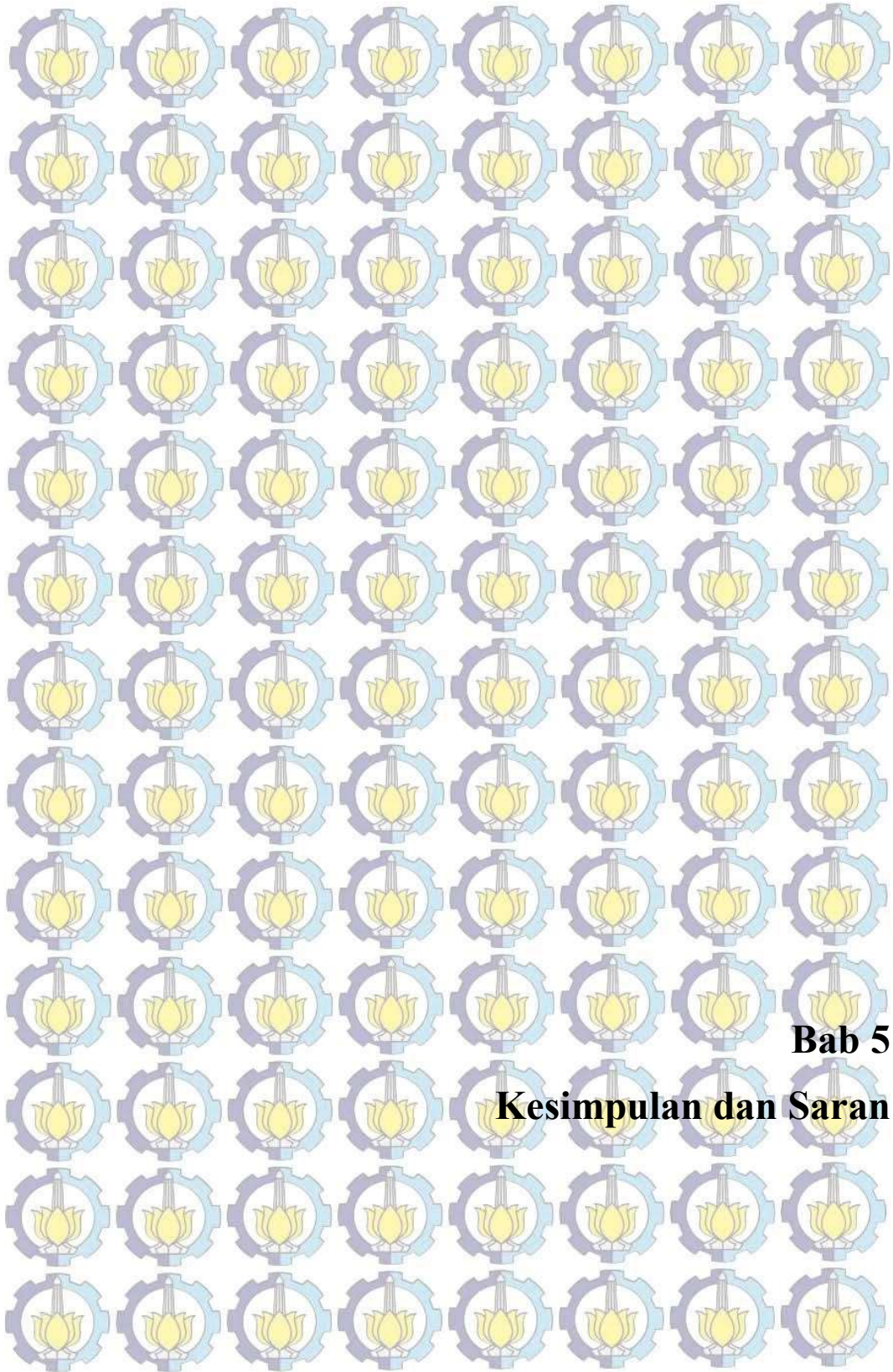
Perhitungan diatas dilakukan dengan asumsi efisiensi motor sebesar 96%. Sedangkan efisiensi fan sebesar 75% untuk beban 100% yang didapat dari kurva performansi fan di *manual book*.

Pengurangan energi sendiri ini akan menambah energi listrik yang dikirim ke jaringan untuk konsumen. Selain itu dengan pengurangan PES juga dapat mengurangi jumlah emisi yang dihasilkan pembangkit. Pengurangan emisi CO₂ dan emisi gas rumah kaca lainnya dihitung dengan persamaan 3.2 dan 3.3 yang hasilnya pada tabel berikut :

Tabel 4.14 Pengurangan emisi Gas Rumah Kaca

	Satuan	S1	S2	S3	S4	S5
Pengurangan PES	kWh/th	413,257	284,633	313,357	190,190	630,814
Faktor emisi CO₂	kg/TJ	56,100				
Faktor Emisi CH₄	kg/TJ	1.0				
Faktor Emisi N₂O	kg/TJ	0.1				
Heat rate	kCal/kWh	3,230				
Fuel Energy Input	kcal	1.33.E+09	9.19.E+08	1.01.E+09	6.14.E+08	2.04.E+09
	TJ	5.58	3.85	4.23	2.57	8.52
Pengurangan Emisi Gas Rumah Kaca						
Emisi CO₂	kg/tahun	313,283	215,776	237,551	144,179	478,209
Emisi CH₄	kg/tahun	5.6	3.8	4.2	2.6	8.5
Emisi N₂O	kg/tahun	0.6	0.4	0.4	0.3	0.9
Total	kg/tahun	313,289	215,780	237,555	144,182	478,218

Dari perhitungan diatas jika seluruh modul SCAH dilepas maka pengurangan emisi Gas Rumah Kaca yang dihasilkan sebesar 478,182 kg/tahun.



Bab 5

Kesimpulan dan Saran

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1.1 Kesimpulan

Dari proses penelitian yang menggunakan software *Computational Fluid Dynamic (CFD)* dengan memodelkan SCAH sebagai *porous medium* dan analisa data yang dihasilkan dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

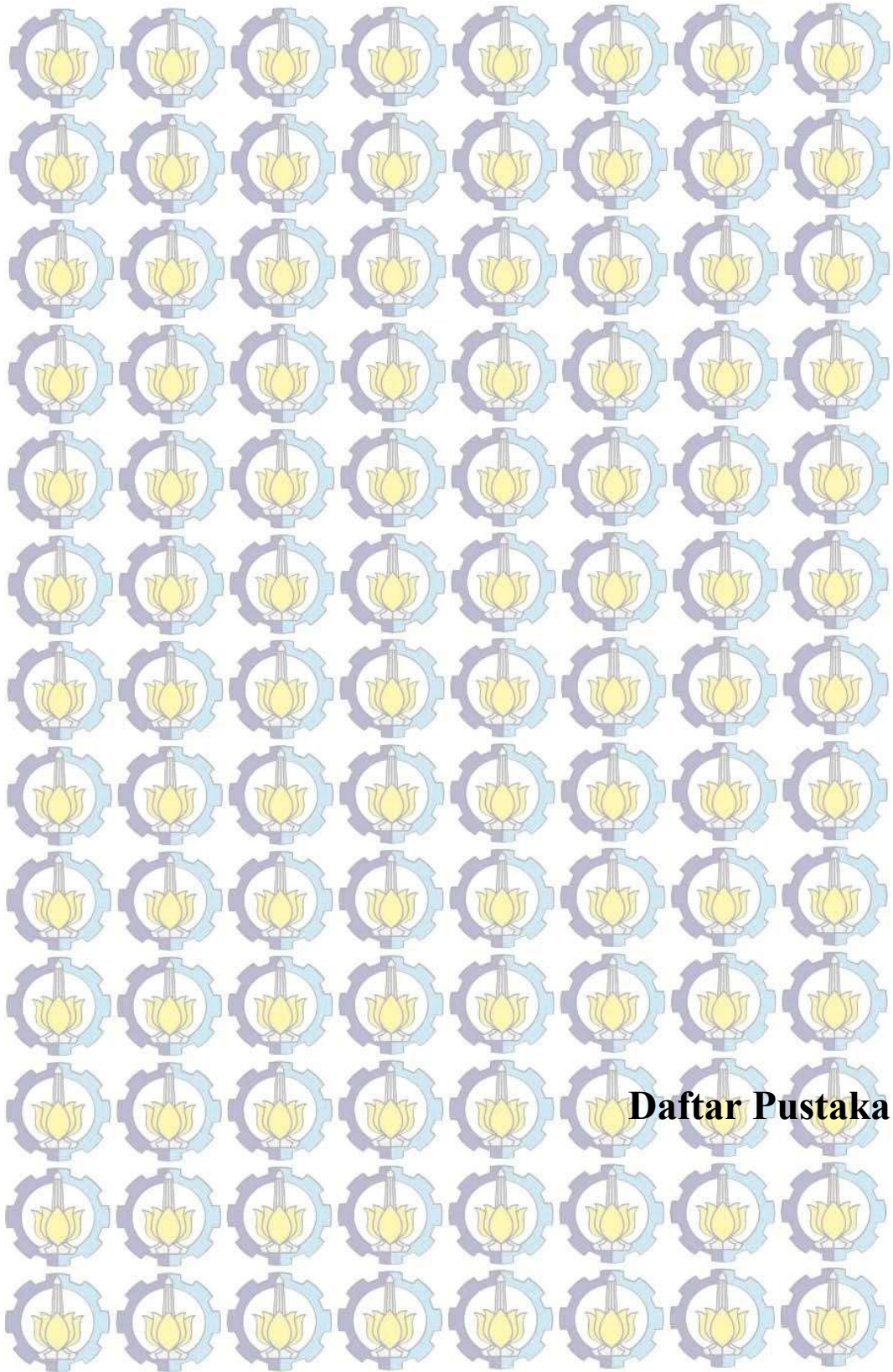
1. Karakteristik aliran yang didapatkan dari hasil permodelan adalah sebagai berikut :
 - a. Bentuk geometri SCAH yang mengalami perbesaran dengan sudut yang tajam menyebabkan terjadinya aliran sekunder terutama pada sisi inlet.
 - b. Tekanan statis udara sebelum masuk SCAH mengalami kenaikan karena adanya perubahan luas penampang dan juga aliran yang terhambat oleh jajaran tube.
 - c. Kecepatan aliran mengalami perubahan karena melewati jajaran tube SCAH dan pengaruh perubahan luas penampang aliran.
 - d. Jika seluruh tube SCAH dilepas maka aliran sekunder yang terjadi akibat perubahan luas penampng akan lebih besar terutama disisi bawah.
2. Karakteristik perpindahan panas yang didapatkan dari hasil simulasi numerik adalah sebagai berikut :
 - a. Aliran sekunder disisi *inlet* bagian bawah dan samping menyebabkan temperatur diarea *inlet* tersebut lebih tinggi sebelum masuk SCAH.
 - b. Aliran sekunder disisi outlet bagian bawah samping kanan kiri juga menyebabkan persebaran temperatur *outlet* yang tidak rata, tingi pada posisi yang mengalami aliran sekunder tersebut.

3. Kesimpulan terkait permodelan porous medium sebagai berikut:
 - a. Persamaan empiris dapat digunakan untuk menghitung nilai *inertial resistance coefficient* (C_2) sebagai salah satu inputan *porous medium*.
 - b. Model SCAH sebagai *porous medium* dapat memberikan gambaran karakteristik aliran dan perpindahan panas baik model sesuai kondisi aktual maupun ketika divariasikan terhadap beban dan variasi skenario pelepasan module SCAH.
4. Pengaruh pelepasan module SCAH terhadap pemakaian sendiri dan emisi karbon dapat disimpulkan sebagai berikut :
 - a. Melepas semua module SCAH akan menurunkan daya yang dibutuhkan FDF sebesar 2,68%.
 - b. Pengurangan Pemakaian Energi Sendiri (PES) jika seluruh modul SCAH pada 2 unit PLTU Gresik dilepas sebesar 630,814 kWh/tahun atau setara kurang lebih Rp 775 juta/tahun.
 - c. Pengurangan energi sebesar itu setara dengan pengurangan emisi gas rumah kaca sebesar 478.182 kg/tahun.

5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan setelah melakukan penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Dilakukan simulasi pelepasan module SCAH pada beban 75% dan 50% dengan variasi pelepasan module SCAH.
2. Dilakukan simulasi seluruh module SCAH dilepas dengan modifikasi untuk menghilangkan aliran sekunder (misal: pengarah aliran pada sisi inlet, modifikasi bentuk saluran).
3. Dilakukan simulasi dengan memodelkan kondisi aktual jajaran tube sebagai pembanding hasil permodelan sebagai porous media.
4. Mereview posisi penempatan sensor temperatur dan *pressure* terkait aliran yang tidak seragam sepanjang aliran.



Daftar Pustaka

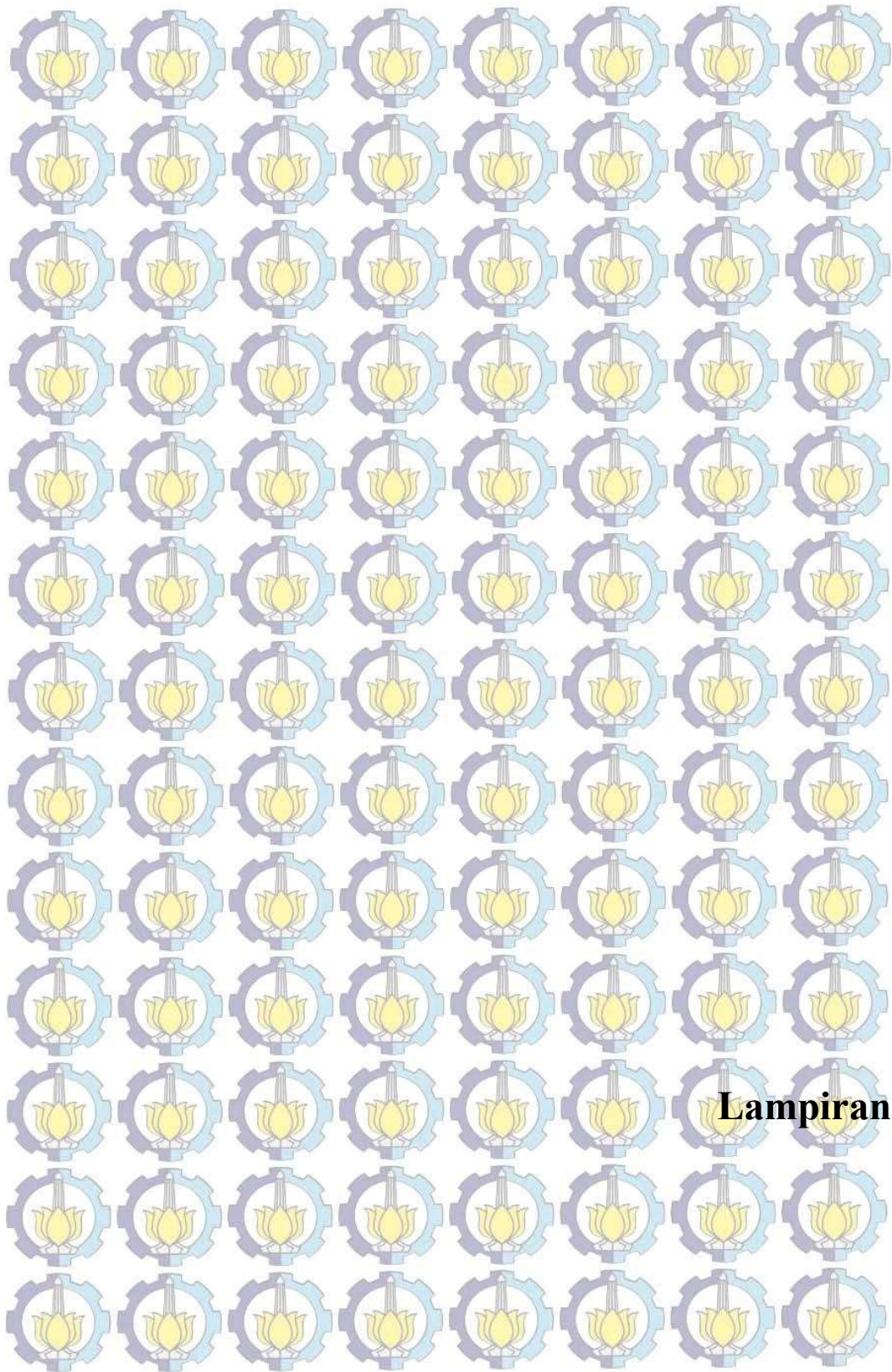
DAFTAR PUSTAKA

- Ansys .Inc, (2013), *Ansys Fluent Theory Guide*, Ansys .Inc, Canonsburg
- D. Brian Spalding, J. Taborek (1983), *Heat Exchanger Design Handbook*, Hemisphere Publishing Corporation, Washington.
- Dario R. Gomez, John D. Watterson (2006), *IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories*, Volume 2:Energy, Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC), Geneva
- Michael J. Moran, Howard N. Saphiro (2006), *Fundamentals of Engineering Thermodynamic*, John Wiley & Sons, Inc., West Sussex.
- Marilena Musto, Nicola Bianco, Giuseppe Rotondo, Flavio Toscano (2014), "A Simplified Methodology to Simulate Heat Exchanger in an Aircraft's Oil Cooler by means of Porous Media Model", *Applied Thermal Engineering* 94 (2016), hal. 836 – 845.
- Muhammad Mahmood Aslam Bhuta, Nasir Hayat, Muhammad Hassan Bahir, Ahmer Rais Khan, Kanwar Naveed Ahmad, Sarfaraz Khan (2011), "CFD Application in Various Heat Exchanger Design : A Review", *Applied Thermal Engineering* 32 (2012), hal.1 -12.
- Richard C. Flagan, John H. Seinfeld (1998), *Fundamentals of Air Pollution Engineering*, Prentice Hall, New Jersey.
- Sumitomo Corporation (1981), *Instruction Manual Gresik Steam Power Plants Unit I and II*, Sumitomo Corporation.
- Sumitomo Corporation (1981), *Performance Confirmation Tests For Gresik Steam Power Plant unit I*, Sumitomo Corporation.

The Babcock & Wilcock Company (2005), *STEAM its Generation and Use edition 41 (2005)*, The Babcock & Wilcock Company, Ohio.

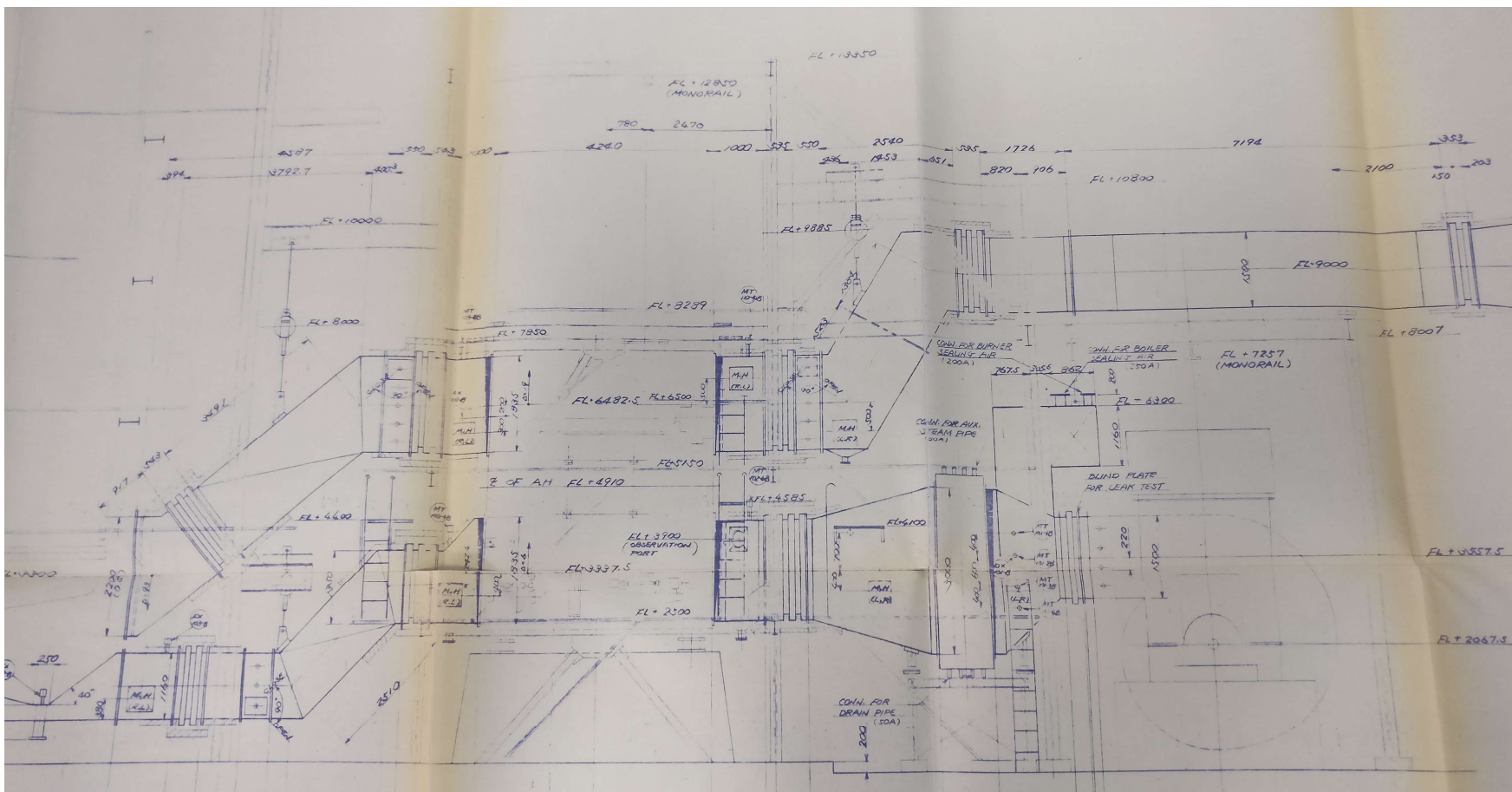
Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, David P. Dewitt (2011), *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, Jefferson City.

Weiping Wang, Jinxing Guo, Shuwen Zhang, Jian Yang, Xianting Ding, Xuehua Zhan, "Numerical study on hydrodynamic characteristics of plate fin heat exchanger using porous medium approach", *Computer and Chemical Engineering* 61 (2014) 30 -37.

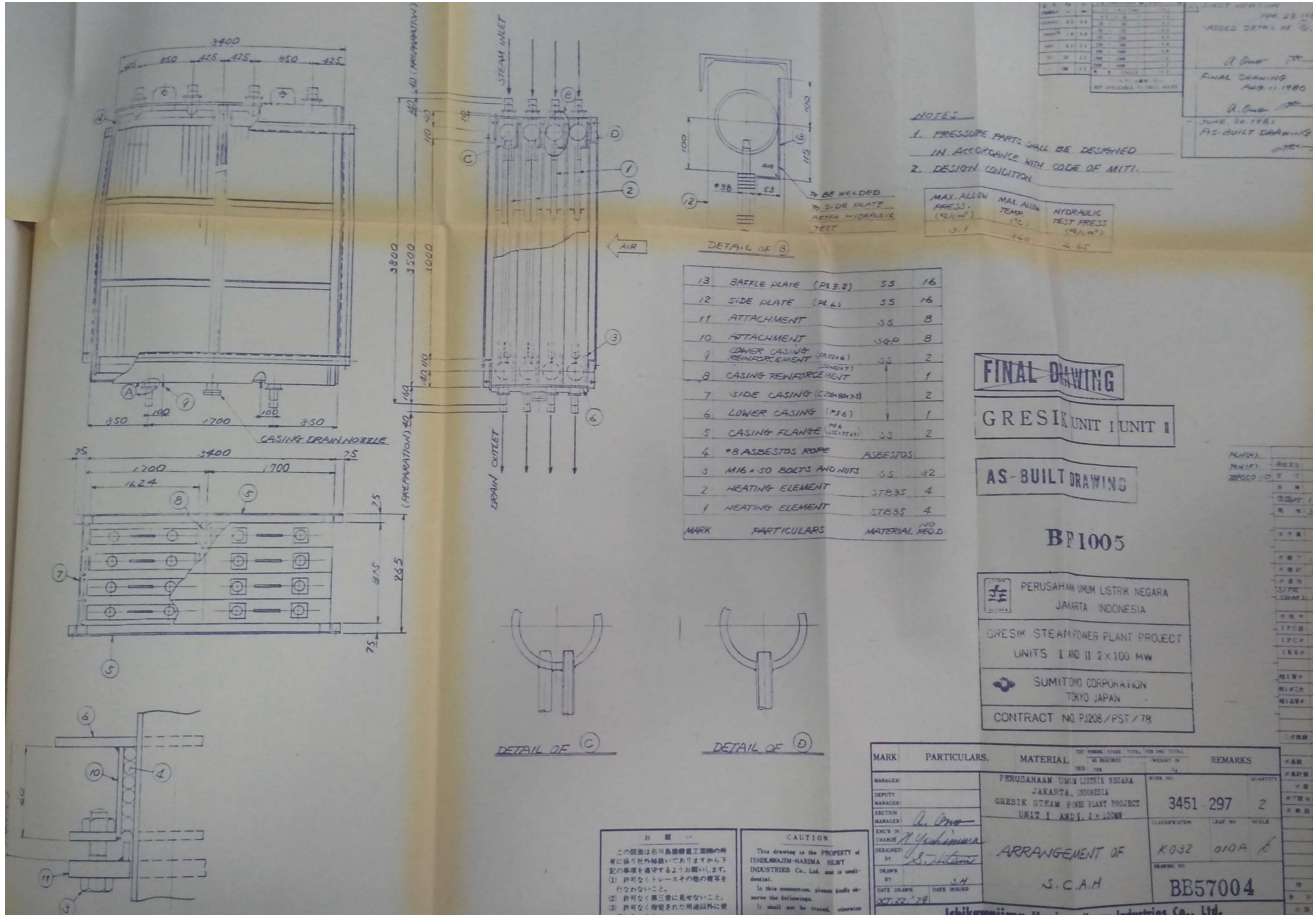


Lampiran

Lampiran 1 Sistem duct udara dan flue gas



Lampiran 2 Gambar teknis SCAH

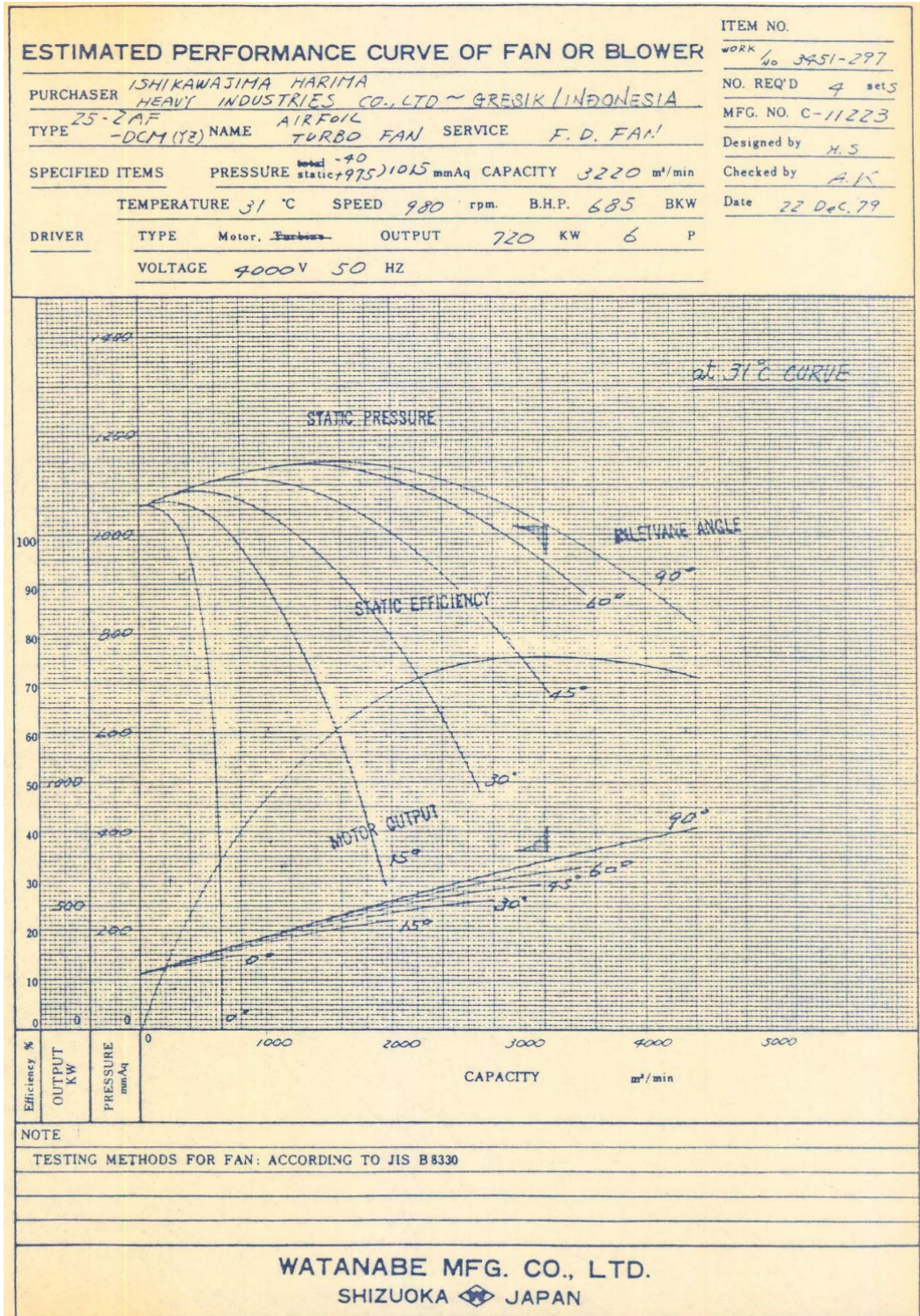


Lampiran 3 Data komisioning SCAH

No.	Item	Load Unit	100 MW	75 MW	50 MW	Remarks
			ECR			
	(7) Fuel oil heating steam					
42	Pressure	kg/cm ² g	2.63	1.85	1.91	
43	Temperature	°C	231	223	217	
44	Enthalpy (Hoh)	kcal/kg	699.1	695.8	692.9	
45	29 - 37	°C	36.4	42.8	37.8	
46	44 - 40	kcal/kg	611.6	623.1	619.4	
47	Flow (Goh) = 0.45 x 36 x 45 / 46	kg/h	634	554	352	
	(8) SCAH drain					
50	Pressure	kg/cm ² g	A -72 cmHg	I -75 cmHg	A -72 cmHg	
51	Temperature	°C	51.9	84.8	91.7	
52	Enthalpy (Hah)	kcal/kg	51.9	84.8	91.7	
	(9) Air through SCAH					
53	Inlet temp.	°C	40.2	40	41.3	
54	Outlet temp.	°C	83	72.2	72.4	
55	Average air temp.	°C	61.6	56.1	56.9	
57	Average sp. heat at 56	kcal/kg °C	0.240	0.240	0.240	
58	Flow/kg of fuel	kg/kg fuel	15.28	15.94	16.57	From loss method 52
59	Flow 58 x 36	kg/h	361,460	285,640	212,290	
60	54 - 53	°C	42.8	32.2	31.1	
61	57 x 59 x 60 / 10 ⁶	kcal/h	3.713	2.207	1.585	x 10 ⁶

No.	Item	Load Unit	100MW	75 MW	50 MW	Remarks
			ECR			
	(10) SCAH heating steam		0.1839 MPa	0.1839	0.1839	
63	Pressure	kg/cm ² g	2.65	1.87	1.91	
64	Temperature	°C	231	223	217	
65	Enthalpy (Hahs)	kcal/ke	699.0	696.2	692.9	
66	65 - 62	kcal/kg	647.1	611.4	601.2	
67	Flow (Gah) = 61 x 10 ⁶ / 66	kg/h	5,738	3,610	2,636	
	(11) Main steam					
70	Pressure	kg/cm ² g	88.1	87.7	87.7	
71	Temperature	°C	506	514	514	
72	Enthalpy (Hms)	kcal/kg	813.2	818.0	818.0	
73	Flow (Gms) = 7 + 14 - 21	kg/h	388,600	281,950	194,890	

Lampiran 4 Kurva performansi FDF



BDa 80929

Lampiran 5 Perhitungan perhitungan Bab 4

Perpindahan panas SCAH sisi udara

$$\text{Beban 100\%} \quad Q_{100} = \dot{m}_{\text{udara}} \times C_p \times \Delta T$$

$$Q_{100} = \frac{361.460 \frac{\text{kg}}{\text{jam}}}{2 \times 3600 \frac{\text{detik}}{\text{jam}}} \times 1008,2 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{C}} \times (83 - 40,2)^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{100} = 2.166.298,06 \text{ Watt}$$

$$\text{Beban 75\%} \quad Q_{75} = \dot{m}_{\text{udara}} \times C_p \times \Delta T$$

$$Q_{75} = \frac{285.640 \frac{\text{kg}}{\text{jam}}}{2 \times 3600 \frac{\text{detik}}{\text{jam}}} \times 1007,8 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{C}} \times (72,2 - 40)^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{75} = 1.287.409,63 \text{ Watt}$$

$$\text{Beban 50\%} \quad Q_{50} = \dot{m}_{\text{udara}} \times C_p \times \Delta T$$

$$Q_{50} = \frac{212.290 \frac{\text{kg}}{\text{jam}}}{2 \times 3600 \frac{\text{detik}}{\text{jam}}} \times 1007,9 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{C}} \times (72,4 - 41,3)^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{50} = 924.218,96 \text{ Watt}$$

Perpindahan panas SCAH sisi Uap

$$\text{Beban 100\%} \quad Q_{100u} = \dot{m}_{\text{steam}} \times \Delta h$$

$$Q_{100u} = \frac{5.738 \text{ kg/jam}}{2 \times 3600 \text{ detik/jam}} \times (2927 - 217,2) \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{100u} = 2.159,5600 \text{ kW} = 2.159.560 \text{ Watt}$$

$$\text{Beban 75\%} \quad Q_{75u} = \dot{m}_{\text{steam}} \times \Delta h$$

$$Q_{75u} = \frac{3.610 \text{ kg/jam}}{2 \times 3600 \text{ detik/jam}} \times (2913 - 355) \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{75u} = 1.282,5528 \text{ kW} = 1.282.552,8 \text{ Watt}$$

$$\text{Beban 50\%} \quad Q_{50u} = \dot{m}_{\text{steam}} \times \Delta h$$

$$Q_{50u} = \frac{2636 \text{ kg/jam}}{2 \times 3600 \text{ detik/jam}} \times (2901 - 384) \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{50u} = 921,5017 \text{ kW} = 921.501,7 \text{ Watt}$$

Perhitungan Qmax

Beban 100% $Q_{max100} = \dot{m}_{udara} \times C_{p_{udara}} \times (T_{hi} - T_{ci})$

$$Q_{max100} = \frac{361.460 \frac{\text{kg}}{\text{jam}}}{2 \times 3600 \frac{\text{detik}}{\text{jam}}} \times 1008,2 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{C}} \times (231 - 40,2)^{\circ\text{C}}$$

$$Q_{max100} = 9.657.235,26 \text{ Watt}$$

Beban 75% $Q_{max75} = \dot{m}_{udara} \times C_{p_{udara}} \times (T_{hi} - T_{ci})$

$$Q_{max75} = \frac{285.640 \frac{\text{kg}}{\text{jam}}}{2 \times 3600 \frac{\text{detik}}{\text{jam}}} \times 1007,8 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{C}} \times (223 - 40)^{\circ\text{C}}$$

$$Q_{max75} = 7.316.644,80 \text{ Watt}$$

Beban 50% $Q_{max50} = \dot{m}_{udara} \times C_{p_{udara}} \times (T_{hi} - T_{ci})$

$$Q_{max50} = \frac{212.290 \frac{\text{kg}}{\text{jam}}}{2 \times 3600 \frac{\text{detik}}{\text{jam}}} \times 1007,9 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{C}} \times (217 - 41,3)^{\circ\text{C}}$$

$$Q_{max50} = 5.221.391,37 \text{ Watt}$$

Perhitungan Heat Exchanger Effectiveness (ϵ)

Beban 100% $\epsilon_{100} = \frac{Q_{100}}{Q_{max100}}$

$$\epsilon_{100} = \frac{2.166.298,06 \text{ Watt}}{9.657.235,26 \text{ Watt}}$$

$$\epsilon_{100} = 0,224$$

Beban 75% $\epsilon_{75} = \frac{Q_{75}}{Q_{max75}}$

$$\epsilon_{75} = \frac{1.287.409,63 \text{ Watt}}{7.316.644,80 \text{ Watt}}$$

$$\epsilon_{75} = 0,175$$

Beban 50% $\epsilon_{50} = \frac{Q_{50}}{Q_{maksd}}$

$$\epsilon_{50} = \frac{924.218,96 \text{ Watt}}{5.221.391,37 \text{ Watt}}$$

$$\epsilon_{50} = 0,177$$

Perhitungan *Pressure drop*

Menghitung luas permukaan tube tanpa fin persatuan panjang Atube :

$$A_{tube} = \pi \times \text{Diameter tube}$$

$$A_{tube} = \pi \times 0,0159$$

$$A_{tube} = 0,049971 \text{ m}$$

Menghitung luas permukaan fin persatuan panjang Afin :

$$A_{fin} = \frac{2 \times \left(\left(\frac{\text{diameter fin}}{2} \right)^2 - \left(\frac{\text{diametertube}}{2} \right)^2 \right) \times \text{jumlah fin}}{\text{panjang tube}}$$

$$A_{fin} = \frac{2 \times \left(\left(\frac{\text{diameter fin}}{2} \right)^2 - \left(\frac{\text{diametertube}}{2} \right)^2 \right) \times \text{panjang tube/jarak antarfin}}{\text{panjang tube}}$$

$$A_{fin} = \frac{2 \times \left(\left(\frac{\text{diameter fin}}{2} \right)^2 - \left(\frac{\text{diametertube}}{2} \right)^2 \right)}{\text{jarak antar fin}}$$

$$A_{fin} = \frac{2 \times \left(\left(\frac{0,036}{2} \right)^2 - \left(\frac{0,0159}{2} \right)^2 \right)}{0,0025}$$

$$A_{fin} = 0,655719 \text{ m}$$

Menghitung luasan total persatuan panjang A total :

$$A_{total} = A_{tube} + A_{fin}$$

$$A_{total} = 0,049971 + 0,655719$$

$$A_{total} = 0,705690 \text{ m}$$

Menghitung relative diameter d* dari persamaan

$$d^* = \frac{0,0159 \times 0,049971}{0,705690} + \frac{0,655719}{0,705690} \times \sqrt{0,785 \times (0,036^2 - 0,0159^2)}$$

$$d^* = 0,027716 \text{ m}$$

Menghitung hydraulic diameter d_e dari persamaan :

$$d_e = \frac{2 \times (0,0025 \times (0,038 - 0,0159) - (2 \times 0,0005 \times 0,1005))}{(2 \times 0,01005) + 0,0025}$$

$$d_e = 0,004 \text{ m}$$

Maka *pressure drop* melalui module SCAH dapat dihitung sebagai berikut :

Module SCAH-1 dan SCAH-2 dengan susunan *inline* :

Menghitung U (*intertube velocity*) :

$$u = u_b \frac{a}{(a - 1)}$$

Dengan U_b = kecepatan udara masuk SCAH

$$U_b = \frac{\dot{m}_{\text{udara}}}{\text{luas penampang} \times \text{massa jenis @temp inlet}}$$

$$U_b = \frac{361,460 \frac{\text{kg}}{\text{jam}}}{(3,00 \times 3,40) \text{ m}^2 \times 1,1268 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} \times \frac{1 \text{ jam}}{3600 \text{ detik}} = 4,3677 \text{ m/detik}$$

$$a = \text{relative transvers pitch} = s/d = 0,038/0,0159 = 2,3899$$

$$\text{maka } U = 4,3677 \times \frac{2,3899}{(2,3899 - 1)}$$

$$U = 7,5101 \text{ m/s}$$

Menghitung *Reynolds number* pada d^* , $Re_{d^*} =$

$$Re_{d^*} = \frac{\rho_{\text{inlet temp}} \times U \times d^*}{\text{dynamic viscosity } (\mu)}$$

$$Re_{d^*} = \frac{1,1268 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 7,5101 \text{ m/s} \times 0,027716 \text{ m}}{1,9157 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}}$$

$$Re_{d^*} = 12.243,29$$

Menghitung *euler number*

Dari perhitungan perhitungan diatas Eu dapat dihitung sebagai berikut :

$$Eu = 0,52 \times \left(\frac{0,027716 \text{ m}}{0,004 \text{ m}} \right)^{0,3} \times \left(\frac{2,4528-1}{2,3899-1} \right)^{0,68} \times 12.243,29^{-0,08} \times 2,175$$

$$Eu = 1,2404$$

Menghitung *pressure drop* untuk module SCAH-1 dan Module SCAH-2 masing masing adalah :

$$\Delta p = 1,2404 \times \frac{1,1268 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 7,5101 \text{ m/s}}{2} \times 1$$

$$\Delta p = 39,4174 \text{ pa}$$

Module SCAH-3 dan SCAH-4 dengan susunan *staggered*:

Menghitung U (*intertube velocity*) :

Pada susunan *staggered* U dapat terjadi di arah *tranverse* (s1) ataupun diagonal(s2'), untuk itu perlu dicek terlebih dahulu. Jika nilai $\alpha < 2b^2 - 0.5$ maka U akan terjadi pada arah *tranverse*. Dengan a = 2,3899 dan b = 2,4528 maka $2b^2 - 0.5 = 11,5$ dan syarat $\alpha < 2b^2 - 0.5$ terpenuhi oleh karena itu U terjadi pada arah *transverse*.

Menghitung U

$$U = 4,3677 \times \frac{2,3899}{(2,3899-1)}$$

$$U = 7,5101 \text{ m/s}$$

Menghitung *Reynolds number* pada d*, Red* =

$$Re_{d^*} = \frac{\rho_{\text{inlet temp}} \times U \times d^*}{\text{dynamic viscosity } (\mu)}$$

$$Re_{d^*} = \frac{1,1268 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 7,5101 \text{ m/s} \times 0,027716 \text{ m}}{1,9157 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}}$$

$$Re_{d^*} = 12,243,29$$

Menghitung *Euler number*

$$Eu = 5.4 \times \left(\frac{0,027716 \text{ m}}{0,004 \text{ m}} \right)^{0,3} \times 12.243,29^{-0,25} \times 1.6$$

$$Eu = 1,4680$$

menghitung *pressure drop* untuk module SCAH-3 dan Module SCAH-4 masing masing adalah :

$$\Delta p = 1,4680 \times \frac{1,1268 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 7,5101 \text{ m/s}}{2} \times 2$$

$$\Delta p = 93,3004 \text{ pa}$$

Menghitung total *pressure drop* melewati semua module SCAH adalah :

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{SCAH1} + \Delta p_{SCAH2} + \Delta p_{SCAH3} + \Delta p_{SCAH4}$$

$$\Delta p_{total} = 39,4174 + 39,4174 + 93,3004 + 93,3004$$

$$\Delta p_{total} = 265,4356 \text{ pa}$$

Menghitung C₂

Untuk module SCAH-1 dan SCAH-2

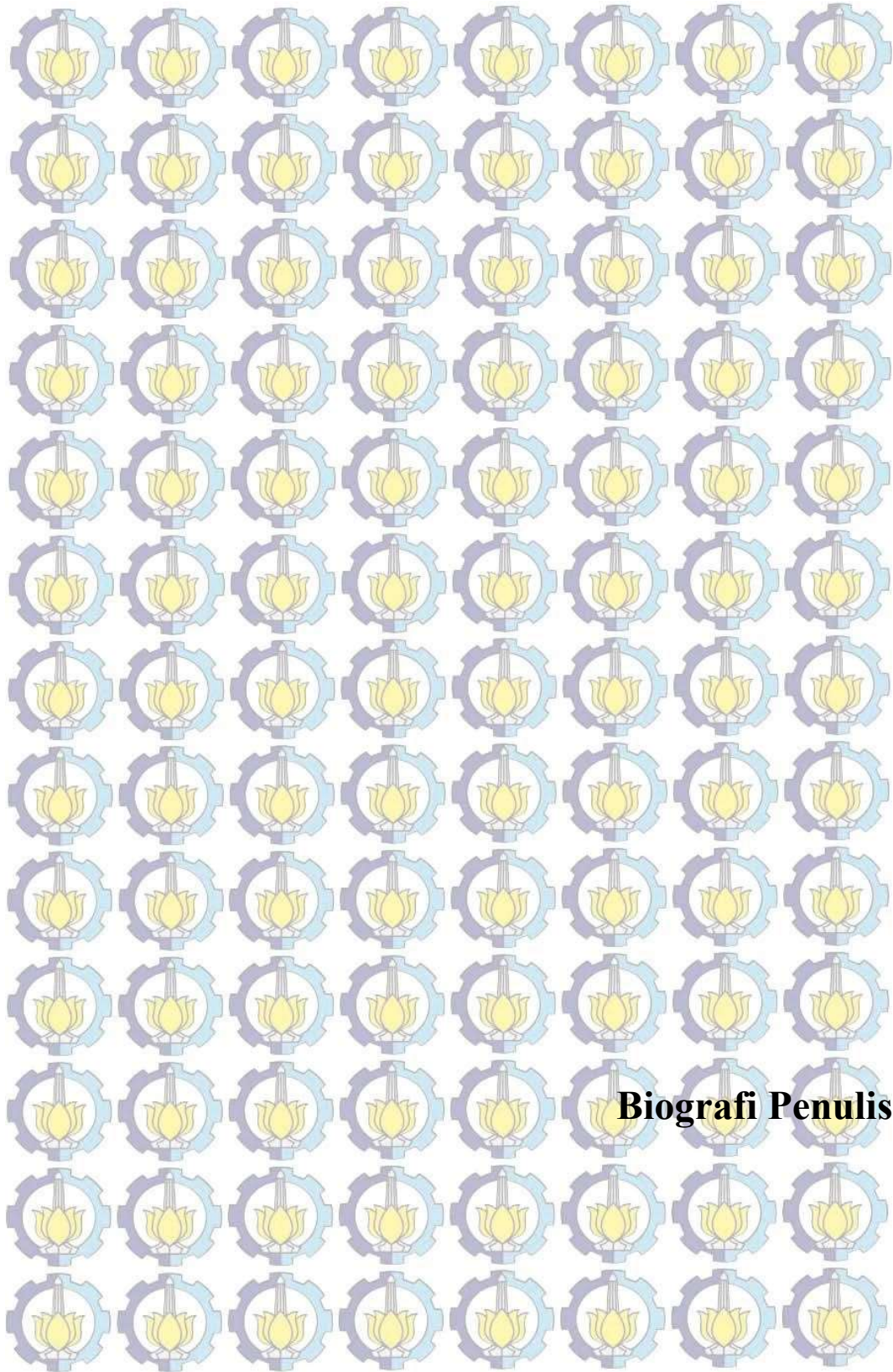
$$C_2 = \frac{\left(\frac{2,8899}{2,8899-1} \right)^2 \times 1,2404 \times 1}{0,24125}$$

$$C_2 = 15,2$$

Untuk module SCAH-1 dan SCAH-2

$$C_2 = \frac{\left(\frac{2,8899}{2,8899-1} \right)^2 \times 1,4680 \times 2}{0,24125}$$

$$C_2 = 35,9$$



Biografi Penulis

BIOGRAFI PENULIS



Penulis dilahirkan di Sleman, 22 April 1980 dan merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Masa kecil sampai lulus sarjana dijalani di Yogyakarta dan sekitarnya. Dimulai dari TK Tunas Bakti, SD Ngemplak III dan SMPN Sardonoarjo di Sleman. Memasuki masa SMA penulis melanjutkan ke SMA 6 Yogyakarta. Pada tahun 1998 penulis melanjutkan ke jurusan Teknik Mesin Universitas Gadjah Mada (UGM) Yogyakarta dan lulus pada tahun 2003. Dari 2003/2004 penulis bekerja di perusahaan pembuat sparepart mobil yang merupakan bagian dari ASTRA Group. Pada tahun 2004 penulis bergabung dengan PT. Pembangunan Jawa Bali yang kemudian memberikan kesempatan penulis untuk melanjutkan study tingkat master di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya dengan konsentrasi Manajemen Energi. Untuk diskusi, saran dan kritik penulis dapat dihubungi melalui email di eko.ariyanto@ptpjb.com dan handayu.ariyanto@gmail.com.