

TUGAS AKHIR - TM184835

**ANALISIS NUMERIK TRANSIEN PENGARUH
ROTATIONAL VELOCITY DAN *FLUE GAS
VELOCITY INLET* TERHADAP PERPINDAHAN
PANAS TRANSIEN *PLATE HEATING ELEMENT*
PADA *ROTARY AIR PREHEATER***

MUHAMMAD KEVIN NOVRIAN
NRP 02111840000125

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng.
NIP 196505051990031005

Program Studi S-1 Teknik Mesin
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2022



TUGAS AKHIR - TM184835

**ANALISIS NUMERIK TRANSIEN PENGARUH
ROTATIONAL VELOCITY DAN *FLUE GAS
VELOCITY INLET* TERHADAP PERPINDAHAN
PANAS TRANSIEN *PLATE HEATING ELEMENT*
PADA *ROTARY AIR PREHEATER***

MUHAMMAD KEVIN NOVRIAN
NRP 02111840000125

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng.
NIP 196505051990031005

Program Studi S-1 Teknik Mesin
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2022



FINAL PROJECT - TM184835

**TRANSIENT NUMERICAL ANALYSIS OF THE
EFFECT OF ROTATIONAL VELOCITY AND FLUE
GAS VELOCITY INLET ON THE TRANSIENT
HEAT TRANSFER PLATE HEATING ELEMENT OF
ROTARY AIR PREHEATER**

MUHAMMAD KEVIN NOVRIAN
NRP 02111840000125

Advisor
Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng.
NIP 196505051990031005

Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering
Departement of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial and System Engineering
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2022

LEMBAR PENGESAHAN

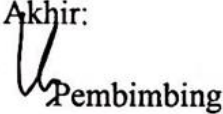



ANALISIS NUMERIK TRANSIEN PENGARUH *ROTATIONAL VELOCITY* DAN *FLUE GAS VELOCITY INLET* TERHADAP PERPINDAHAN PANAS TRANSIEN *PLATE HEATING ELEMENT* PADA *ROTARY AIR PREHEATER*

TUGAS AKHIR

Diajukan unuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Teknik pada
Program Studi S-1 Teknik Mesin
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh: **MUHAMMAD KEVIN NOVRIAN**
NRP. 02111840000125

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng.  Pembimbing
2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsam, M.Eng.  Penguji
3. Ary Bachtiar Krishna Putra, S.T., M.T., Ph.D.  Penguji
4. Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.  Penguji

SURABAYA
JULI 2022

APPROVAL SHEET

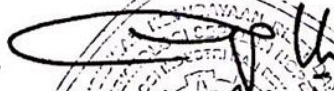



TRANSIENT NUMERICAL ANALYSIS OF THE EFFECT OF ROTATIONAL VELOCITY AND FLUE GAS VELOCITY INLET ON THE TRANSIENT HEAT TRANSFER PLATE HEATING ELEMENT OF ROTARY AIR PREHEATER

FINAL PROJECT

Submitted to fulfill one of the requirements
for obtaining a degree Bachelor of Engineering at
Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology and System Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By: **MUHAMMAD KEVIN NOVRIAN**
NRP. 02111840000125

Approved by Final Project Examiner Team:

1. Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng.  Advisor
2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng.  Examiner
3. Ary Bachtiar Krishna Putra, S.T., M.T., Ph.D.  Examiner
4. Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.  Examiner

SURABAYA
JULY 2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : MUHAMMAD KEVIN NOVRIAN / 02111840000125
Departemen : Teknik Mesin FT-IRS ITS
Dosen Pembimbing / NIP : Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng. / 196505051990031005

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “ANALISIS NUMERIK TRANSIEN PENGARUH *ROTATIONAL VELOCITY* DAN *FLUE GAS VELOCITY INLET* TERHADAP PERPINDAHAN PANAS TRANSIEN *PLATE HEATING ELEMENT* PADA *ROTARY AIR PREHEATER*” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 16 Juli 2022

Mengetahui

Dosen Pembimbing



(Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng.)

NIP. 196505051990031005

Mahasiswa,

(Muhammad Kevin Novrian)

NRP. 02111840000125

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of student / NRP : MUHAMMAD KEVIN NOVRIAN / 02111840000125
Department : Department of Mechanical Engineering INDSYS ITS
Advisor / NIP : Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng. / 196505051990031005

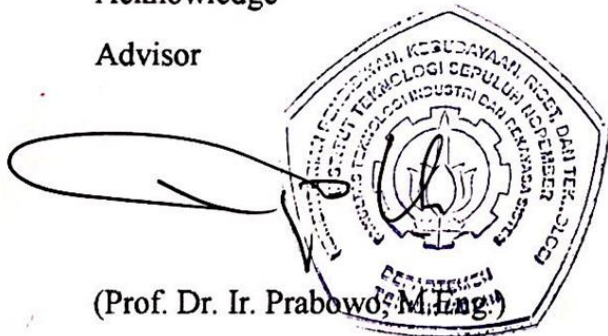
hereby declare that the Final Project with the title of “TRANSIENT NUMERICAL ANALYSIS OF THE EFFECT OF ROTATIONAL VELOCITY AND FLUE GAS VELOCITY INLET ON THE TRANSIENT HEAT TRANSFER PLATE HEATING ELEMENT OF ROTARY AIR PREHEATER” is the result of my own work, is original, and is written by following the rules of scientific writing.

If in the future there is a discrepancy with this statement, then I am willing to accept sanctions in accordance with the provisions that apply at Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 16 July 2022

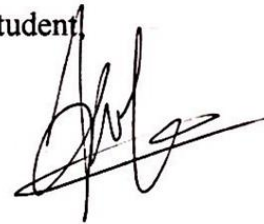
Acknowledge

Advisor



(Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng.)
NIP. 196505051990031005

Student



(Muhammad Kevin Novrian)
NRP. 02111840000125

ANALISIS NUMERIK TRANSIEN PENGARUH *ROTATIONAL VELOCITY* DAN *FLUE GAS VELOCITY INLET* TERHADAP PERPINDAHAN PANAS TRANSIEN *PLATE HEATING ELEMENT* PADA *ROTARY AIR PREHEATER*

Nama Mahasiswa / NRP : Muhammad Kevin Novrian / 0211184000125
Departemen : Teknik Mesin FTIRS – ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Prabowo, M. Eng.

Abstrak

Aspek penting dari suatu industri energi ialah efisiensi operasional industri tersebut. Pada industri pembangkit listrik tenaga uap (PLTU), suatu alat digunakan untuk meningkatkan efisiensinya yaitu, *Rotary Air Preheater* (RAPH), dimana pemanas awal diberikan untuk *primary air* menggunakan panas dari *flue gas* yang akan dibuang. Panas dari aliran *flue gas* disimpan sementara oleh *plate heating element* yang berputar untuk memanaskan aliran *primary air* pada sisi lainnya. Penelitian terus dilakukan guna meningkatkan performa dari *Rotary Air Preheater*.

Pada penelitian ini akan dipelajari pengaruh kecepatan rotasi dan kecepatan *flue gas* pada *Rotary Air Preheater* terhadap perpindahan panas transien *plate heating element*. Penelitian dilakukan secara simulasi *Computational Fluid Dynamic* serta membandingkannya dengan perhitungan manual menggunakan teori *Lumped Capacitance Method* dan *Spatial Effect Approximate Solution*. Pemodelan dilakukan pada *single plate heating element* yang dilewati oleh *flue gas* dalam satu arah aliran. Dalam penelitian ini dilakukan variasi pada parameternya, yaitu variasi kecepatan rotasi sebesar (2; 2,4; 2,8; 3,2; 3,6; 4; 4,4; 4,8; dan 5,2) rpm, sedangkan variasi untuk kecepatan masuk *flue gas* sebesar (4; 6; dan 8) m/s. Simulasi dilakukan secara transien untuk mendapatkan data perubahan temperatur tiap waktu yang nantinya akan dibandingkan antar variasi terhadap perpindahan panas transiennya. Untuk mengurangi *error* simulasi, dilakukan *grid independance test* sehingga diperoleh jumlah optimal *elements* pada *meshing*.

Dari hasil penelitian yang dilakukan, didapatkan hasil peningkatan kecepatan *flue gas* yang linear mengakibatkan peningkatan *Biot Number* yang juga linear, serta menyebabkan peningkatan kenaikan perubahan temperatur *plate heating element* dan gradasi temperatur permukaannya tiap waktu secara logaritmik. Sedangkan peningkatan kecepatan rotasi yang linear mengakibatkan penurunan *Fourier Number* yang juga linear, akan tetapi menyebabkan penurunan kenaikan perubahan temperatur *plate heating element*, gradasi temperatur permukaannya dan kenaikan gradasi temperatur tebal tiap waktu secara logaritmik. Pada penelitian ini didapatkan kecepatan rotasi optimum sebesar 4,4 rpm.

Kata Kunci: *Plate Heating Element*, Perpindahan Panas Transien, *Biot Number*, *Fourier Number*.

TRANSIENT NUMERICAL ANALYSIS OF THE EFFECT OF ROTATIONAL VELOCITY AND FLUE GAS VELOCITY INLET ON THE TRANSIENT HEAT TRANSFER PLATE HEATING ELEMENT OF ROTARY AIR PREHEATER

Student Name / NRP : **Muhammad Kevin Novrian / 02111840000125**
Departement : **Mechanical Engineering FTIRS – ITS**
Advisor : **Prof. Dr. Ir. Prabowo, M. Eng.**

Abstract

An important aspect of an energy industry is the operational efficiency of the industry. In the steam power plant (PLTU) industry, a tool is used to increase its efficiency, namely, Rotary Air Preheater (RAPH), where preheating is provided for primary water using heat from flue gas to be discharged. The heat from the flue gas stream is temporarily stored by a rotating plate heating element to heat the primary water stream on the other side. Research continues to improve the performance of the Rotary Air Preheater.

In this research, the effect of rotational speed and flue gas velocity on the Rotary Air Preheater will be studied on the transient heat transfer of the plate heating element. The research was carried out by simulating Computational Fluid Dynamic and comparing it with manual calculations using the theory of Lumped Capacitance Method and Spatial Effect Approximate Solution. The modeling is carried out on a single plate heating element which is passed by flue gas in one direction of flow. In this study, variations in the parameters were carried out, namely variations in rotational speed of (2; 2.4; 2.8; 3.2; 3.6; 4; 4.4; 4.8; and 5.2) rpm, while variations for the flue gas inlet velocity of (4; 6; and 8) m/s. Simulations are carried out transiently to obtain data on changes in temperature each time which will later be compared between variations on the transient heat transfer. To reduce simulation errors, a grid independence test was carried out to obtain the optimal number of elements in the meshing.

From the results of the research conducted, it was found that a linear increase in flue gas velocity resulted in an increase in the Biot Number, which was also linear, and caused an increase in the temperature change of the plate heating element and the gradation of its surface temperature each time in a logarithmic manner. While the linear increase in rotational speed results in a decrease in the Fourier Number which is also linear but causes a decrease in the increase in the temperature change of the heating element plate, the gradation of its surface temperature and the logarithmic increase in the thickness temperature gradation each time. In this study, the optimum rotation speed was 4.4 rpm.

Keywords: *Plate Heating Element, Transient Heat Transfer, Biot Number, Fourier Number*

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan ke hadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini yang berjudul “Analisis Numerik Transien Pengaruh *Rotational Velocity* dan *Flue Gas Velocity Inlet* terhadap Perpindahan Panas Transien *Plate Heating Element* pada *Rotary Air Preheater*”.

Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penyelesaian penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada:

1. Keluarga tercinta yang senantiasa memberi dukungan dan do'a hingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir dan perkuliahan ini.
2. Prof. Dr. Ir. Prabowo, M.Eng., selaku dosen pembimbing tugas akhir ini sekaligus orang tua bagi penulis yang telah banyak memberikan motivasi dan ilmu-ilmu kehidupan yang bermanfaat kepada penulis.
3. Bapak Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng., Bapak Ary Bachtiar Krishna Putra, S.T., M.T., Ph.D., dan Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T. selaku dosen penguji tugas akhir yang telah meluangkan waktu dan memberikan banyak masukan serta motivasi sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan sebaik-baiknya.
4. Bapak Alief Wikarta, S.T., M.Sc.Eng., Ph.D. selaku dosen wali penulis yang telah memberikan saran dan motivasi selama menempuh perkuliahan.
5. Seluruh dosen beserta staf karyawan Departemen Teknik Mesin FT-IRS ITS yang telah memberikan bekal ilmu pengetahuan dan kehidupan serta sarana dan prasarana yang mendukung penulis selama berkuliah.
6. Qonita Adiiba Salma yang selalu menemani, memberikan dorongan, dan menjadi orang kepercayaan penulis selama masa perkuliahan.
7. Rekan satu bimbingan tugas akhir dari penulis yaitu (Sutan, Yana, Ani, Donat, dan Febi) yang dalam susah senang menyelesaikan tugas akhir bersama, dan juga tak lupa (Theonof, Rizky Ryan dan Valiant) yang telah menjadi teman diskusi selama penulisan tugas akhir ini.
8. Rotor M61 (Arighi, Abdillah, Pray, Artha, Rokes, dan Adhi) yang pada masanya telah menjadi saudara seperjuangan bersama penulis selayaknya satu kepala tujuh ekor.
9. BPH HMM ITS 2021/2022 (Jono, Faqih, Paru, Data, Falin, Adhi, Kelvin, Jay, Yafi, Ganessa, Otniel, Raedi, Pray, Mbut, dan Fazhli) yang pada masanya telah belajar banyak arti tentang dedikasi dan tanggung jawab bersama penulis.
10. Seluruh pengurus HMM ITS 2021/2022 yang telah bersedia hati menerima penulis sebagai seorang kakak untuk belajar bersama.
11. Pemandu Pamungkas Merah (Kanda, Denyta, Falin, Hakim, Ghani, dan Dhani) yang telah menjadi tempat yang nyaman bagi penulis untuk berkembang.
12. Cakradewa *Electric Vehicle* ITS yang pada masanya telah menjadi tempat menggapai mimpi yang berkesan bagi penulis.
13. Mas Aris dan Ibunya mas Aris sebagai penyedia warkop Teluse yang telah menjadi tempat belajar ilmu-ilmu kehidupan bersama teman-teman SMRM.
14. Forda Mahasiswa ITS Lampung (Saburai Community) tahun 2018/2020 yang telah menjadi keluarga pertama di Surabaya bagi penulis.
15. Keluarga M61 yang telah menjadi keluarga besar penulis sejak hari pertama menempuh perkuliahan.

16. Serta seluruh pihak yang telah berjasa bagi penulis dan tidak dapat disebutkan satu persatu.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

You'll never Über Alles Alone.

Surabaya, 18 Juli 2022

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	vii
APPROVAL SHEET	ix
PERNYATAAN ORISINALITAS	xi
STATEMENT OF ORIGINALITY.....	xiii
Abstrak	xv
Abstract	xvii
KATA PENGANTAR	xix
DAFTAR ISI	xxi
DAFTAR GAMBAR	xxv
DAFTAR TABEL.....	xxvii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah atau Ruang Lingkup.....	2
1.4 Tujuan Penelitian	2
1.5 Manfaat Penelitian	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Hasil Penelitian/Perancangan Terdahulu	5
2.1.1 Penelitian Pemodelan untuk Konduksi Transien pada Pelat Datar yang Dikenai Variabel Heat Flux.....	5
2.1.2 Penelitian Simulasi Tiga Dimensi Rotary Air Preheater pada Steam Power Plant	6
2.1.3 Penelitian Analisis Eksperimental dan Sensitivitas dari Rotary Air Preheater Untuk Flue Gas Heat Recovery	7
2.2 Teori/Konsep dasar	9
2.2.1 Konservasi Energi Pada Kontrol Volume	9
2.2.2 Perpindahan Panas Secara Konveksi	10
2.2.3 Lapisan Boundary Kecepatan Aliran Laminar dan Turbulen	10
2.2.4 Pelat Datar dengan Kondisi Heat Flux Konstan.....	12
2.2.5 Perpindahan Panas Secara Konduksi	12
2.2.6 Persamaan Difusi Panas	14
2.2.7 Konduksi Transien: The Lumped Capacitance Method	16
2.2.8 Konduksi Transien: Efek Spasial	18

2.2.9	Konduksi Transien Pelat dengan Konveksi: Approximate Solution	20
2.2.10	Proses Computational Fluid Dynamics.....	21
2.2.11	Software ANSYS Workbench 2020	22
2.2.12	Viscous Model.....	24
2.2.13	Mekanisme Kerja Rotary Air Preheater.....	25
BAB III METODOLOGI.....		27
3.1	Prosedur Penelitian	27
3.1.1	Flowchart Penelitian	27
3.1.2	Flowchart Perhitungan.....	28
3.2	Studi Literatur.....	30
3.3	Data Rancangan.....	31
3.3.1	Data Geometri	31
3.3.2	Data Properti.....	31
3.4	Pemodelan Sistem.....	32
3.4.1	Pemodelan Geometri pada ANSYS GAMBIT 2.4.....	32
3.4.2	Pemodelan Meshing pada ANSYS GAMBIT 2.4.....	33
3.4.3	Pendefinisian Zona pada ANSYS GAMBIT 2.4.....	34
3.5	<i>Processing</i> pada ANSYS FLUENT 18.1	34
3.5.1	Solver	34
3.5.2	Models.....	35
3.5.3	Boundary Conditions	35
3.5.4	Solution Methods.....	36
3.6	<i>Post-Processing</i> pada ANSYS FLUENT 18.1 (CFD Post)	36
3.7	Grid Independence Test	37
3.8	Variasi Simulasi.....	38
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN		41
4.1	Contoh Perhitungan	41
4.1.1	Menghitung Koefisien Konveksi Rata-Rata Melalui Simulasi	41
4.1.2	Menghitung Koefisien Konveksi Rata-Rata Melalui Perhitungan Manual	41
4.1.3	Menghitung Error Perhitungan.....	42
4.1.4	Menghitung Temperatur Lokal pada Permukaan Tapak Pelat dengan Lumped Capacitance Method.....	43
4.1.5	Menghitung Temperatur Lokal pada Permukaan Ketebalan Pelat dengan Approximate Solution.....	44
4.2	Analisis Hasil Simulasi dan Perhitungan	48

4.2.1	Analisis Pengaruh Kecepatan Masuk Flue Gas terhadap Distribusi Temperatur pada Permukaan Tapak Plate Heating Element.....	48
4.2.2	Analisis Pengaruh Kecepatan Rotasi terhadap Distribusi Temperatur pada Permukaan Tapak Plate Heating Element.....	53
4.2.3	Analisis Pengaruh Kecepatan Masuk Flue Gas terhadap Distribusi Temperatur Spasial pada Permukaan Tebal Plate Heating Element	59
4.2.4	Analisis Pengaruh Kecepatan Rotasi terhadap Distribusi Temperatur Spasial pada Permukaan Tebal Plate Heating Element.....	64
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....		73
5.1	Kesimpulan.....	73
5.2	Saran	74
DAFTAR PUSTAKA		75
LAMPIRAN		77
BIODATA PENULIS		94

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Skematik <i>boundary condition</i> pada pelat datar.....	5
Gambar 2.2 Perubahan temperatur tak berdimensi dengan bilangan <i>Biot</i> untuk bilangan <i>Fourier</i> yang berbeda.....	5
Gambar 2.3 Perubahan temperatur tak berdimensi dengan bilangan <i>Fourier</i> untuk bilangan <i>Biot</i> yang berbeda	6
Gambar 2.4 Skema sederhana dari <i>Rotary Air Preheater</i> sebagai media berpori	6
Gambar 2.5 Efek dari kecepatan rotasi pada <i>Rotary Air Preheater</i> terhadap efisiensi dan temperatur rata-rata pada aliran keluar udara dan gas	6
Gambar 2.6 Efek dari kecepatan rotasi pada temperatur aliran keluar udara minimum dan temperatur aliran keluar gas maksimum	7
Gambar 2.7 Temperatur distribusi tak berdimensi dari fluida pada <i>hot end</i> dan <i>cold end</i>	7
Gambar 2.8 Temperatur distribusi tak berdimensi dari matriks pada <i>hot end</i> dan <i>cold end</i>	8
Gambar 2.9 Skematik Diagram untuk Sistem Regenerator	8
Gambar 2.10 Perhitungan ANOVA untuk analisis variasi dari variabel uji.....	8
Gambar 2.11 Konservasi Energi: (a) Untuk <i>closed system</i> tiap selang waktu, dan (b) untuk <i>control volume</i> pada suatu waktu	9
Gambar 2.12 Perpindahan Panas Secara Konveksi Pada Pelat Datar	10
Gambar 2.13 Perkembangan Lapisan Boundary Kecepatan Pada Pelat Datar	11
Gambar 2.14 Perbandingan profil lapisan boundary kecepatan antara aliran laminar dan turbulen pada kecepatan bebas yang sama	11
Gambar 2.15 Perpindahan panas secara konduksi dengan difusi energi karena adanya aktivitas molekuler.....	13
Gambar 2.16 Hubungan antara koordinat sistem, arah aliran panas, dan gradien temperatur pada dimensi satu.....	14
Gambar 2.17 Volume kontrol diferensial, dx dy dz , untuk analisis konduksi pada koordinat kartesian	15
Gambar 2.18 Pendinginan pada penempaan logam panas.....	16
Gambar 2.19 Distribusi temperatur transien untuk nilai bilangan <i>Biot</i> yang berbeda pada pelat datar simetris yang didinginkan oleh konveksi	18
Gambar 2.20 Sistem dimensi satu dengan temperatur awal yang seragam dan mengalami kondisi konveksi mendadak	20
Gambar 2.21 Tampilan ANSYS WORKBENCH 2020	23
Gambar 2.22 Tampilan ANSYS GAMBIT 2.4.....	23
Gambar 2.23 Tampilan ANSYS FLUENT 2020	24
Gambar 2.24 Desain <i>Rotary Air Preheater</i>	26
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> penelitian.....	27
Gambar 3.2 <i>Flowchart</i> perhitungan koefisien konveksi simulasi.....	28
Gambar 3.3 <i>Flowchart</i> perhitungan koefisien konveksi manual	28
Gambar 3.4 <i>Flowchart</i> perhitungan temperatur lokal permukaan pelat pada (0; Y; 0,0025) dengan <i>Lumped Capacitance Method</i>	29
Gambar 3.5 <i>Flowchart</i> perhitungan temperatur lokal permukaan pelat samping (1,25; Y; 0) dan (1,25; Y; 0,0025) dengan <i>Approximate Solution</i>	30
Gambar 3.6 Geometri <i>plate heating element</i>	31

Gambar 3.7 Pemodelan Geometri pada ANSYS GAMBIT 2.4	32
Gambar 3.8 Mesh tampak atas (a), Mesh tampak kanan (b), Mesh tampak depan (c), Worst element mesh (d)	33
Gambar 3.9 Pendefinisian zona dari model <i>plate heating element</i>	34
Gambar 3.10 Lokasi pengambilan data kualitatif berupa kontur temperatur (a) dan kontur kecepatan (b)	37
Gambar 3.11 Grafik perbandingan jumlah elemen <i>mesh</i> dengan <i>heat transfer</i> pada pelat	38
Gambar 4.1 Lokasi pengambilan data temperatur lokal pada permukaan tapak <i>plate heating element</i>	49
Gambar 4.2 Grafik koefisien konveksi lokal pelat pada titik A (0; 0,43; 0,0025)	49
Gambar 4.3 Grafik temperatur lokal pada titik A (0; 0,43; 0,0025) tiap posisi dengan variasi kecepatan <i>flue gas</i>	50
Gambar 4.4 Grafik perbedaan temperatur titik A (0; 0,43; 0,0025) dan titik E (0; -0,43; 0,0025) pada posisi $\theta = 180^\circ$ dengan variasi kecepatan <i>flue gas</i>	52
Gambar 4.5 Grafik temperatur lokal pada titik A (0; 0,43; 0,0025) tiap posisi dengan variasi kecepatan rotasi	55
Gambar 4.6 Grafik perbedaan temperatur titik A (0; 0,43; 0,0025) dan titik E (0; -0,43; 0,0025) pada posisi $\theta = 180^\circ$ dengan variasi kecepatan rotasi	57
Gambar 4.7 (A) Lokasi pengambilan data temperatur lokal pada permukaan tebal <i>plate heating element</i> , (B) Lokasi pengambilan data temperatur spasial lokal	60
Gambar 4.8 Grafik temperatur spasial lokal pada posisi 180° dengan variasi kecepatan <i>flue gas</i>	61
Gambar 4.9 Grafik bilangan <i>Biot</i> lokal tiap titik pada posisi 180° dengan variasi kecepatan <i>flue gas</i>	62
Gambar 4.10 Grafik bilangan <i>Fourier</i> rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan <i>flue gas</i>	63
Gambar 4.11 Grafik temperatur spasial rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan <i>flue gas</i>	63
Gambar 4.12 Grafik temperatur spasial lokal tiap titik pada posisi 180° dengan variasi kecepatan rotasi	68
Gambar 4.13 Grafik bilangan <i>Biot</i> lokal tiap titik pada posisi 180° dengan variasi kecepatan rotasi	69
Gambar 4.14 Grafik bilangan <i>Fourier</i> rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan rotasi .	70
Gambar 4.15 Grafik temperatur spasial rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan rotasi	71

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Akar pertama hingga keempat dari persamaan transcendental eigen untuk transien konduksi pada pelat datar	21
Tabel 3.1 Keterangan gambar geometri <i>plate heating element</i>	31
Tabel 3.2 Properti <i>flue gas (hot gas)</i> pada simulasi	31
Tabel 3.3 Properti <i>plate heating element (solid)</i> pada simulasi.....	32
Tabel 3.4 Bentuk dan kualitas <i>mesh</i> dari model <i>plate heating element</i>	33
Tabel 3.5 <i>Solver</i> pada ANSYS FLUENT 18.1	35
Tabel 3.6 <i>Models</i> pada ANSYS FLUENT 18.1.....	35
Tabel 3.7 <i>Boundary conditions</i> pada ANSYS FLUENT 18.1.....	35
Tabel 3.8 <i>Solution methods</i> pada ANSYS FLUENT 18.1	36
Tabel 3.9 Lokasi pengambilan data disrtibusi temperatur di sepanjang pelat	37
Tabel 3.10 Lokasi pengambilan data distribusi temperatur di ketebalan pelat.....	37
Tabel 3.11 Data <i>grid independece test</i>	38
Tabel 3.12 Variasi kecepatan <i>flue gas</i> yang dilakukan pada simulasi	38
Tabel 3.13 Variasi kecepatan rotasi yang dilakukan pada simulasi.....	39
Tabel 4.1 Kontur temperatur pada permukaan tapak <i>plate heating element</i> pada variasi kecepatan masuk <i>flue gas</i> tiap waktu.....	48
Tabel 4.2 Temperatur lokal pada titik A (0; 0,43; 0,0025) tiap posisi dengan variasi kecepatan <i>flue gas</i>	50
Tabel 4.3 Persentase perubahan temperatur lokal pada titik A (0; 0,43; 0,0025) tiap posisi dengan variasi kecepatan <i>flue gas</i>	50
Tabel 4.4 Perbedaan temperatur lokal A (0; 0,43; 0,0025) dan E (0; -0,43; 0,0025) tiap posisi dengan variasi kecepatan <i>flue gas</i>	52
Tabel 4.5 Persentase perubahan perbedaan temperatur lokal A (0; 0,43; 0,0025) dan E (0; -0,43; 0,0025) tiap posisi dengan variasi kecepatan <i>flue gas</i>	52
Tabel 4.6 Kontur temperatur pada permukaan tapak <i>plate heating element</i> pada variasi kecepatan rotasi tiap waktu	53
Tabel 4.7 Durasi Pemanasan <i>Plate Heating Element</i> Tiap Variasi Kecepatan Rotasi.....	55
Tabel 4.8 Temperatur lokal pada titik A (0; 0,43; 0,0025) tiap posisi dengan variasi kecepatan rotasi.....	55
Tabel 4.9 Persentase perubahan temperatur lokal pada titik A (0; 0,43; 0,0025) tiap posisi dengan variasi kecepatan rotasi	56
Tabel 4.10 Perbedaan temperatur lokal A (0; 0,43; 0,0025) dan E (0; -0,43; 0,0025) tiap posisi dengan variasi kecepatan rotasi	57
Tabel 4.11 Persentase perubahan perbedaan temperatur lokal A (0; 0,43; 0,0025) dan E (0; -0,43; 0,0025) tiap posisi dengan variasi kecepatan rotasi	58
Tabel 4.12 Kontur temperatur pada permukaan tebal <i>plate heating element</i> pada variasi kecepatan masuk <i>flue gas</i> tiap waktu.....	59
Tabel 4.13 Temperatur spasial rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan <i>flue gas</i>	64
Tabel 4.14 Persentase perubahan temperatur spasial rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan <i>flue gas</i>	64
Tabel 4.15 Kontur temperatur pada permukaan tebal <i>plate heating element</i> pada variasi kecepatan rotasi tiap waktu	64

Tabel 4.16 Temperatur spasial rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan <i>flue gas</i>	71
Tabel 4.17 Persentase perubahan temperatur spasial rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan rotasi	71

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Efisiensi kinerja pada suatu sistem pembangkit tenaga adalah salah satu aspek penting dalam keberlangsungan operasional pembangkit tenaga. Baik ditinjau secara nilai ekonomi maupun secara realibilitas bisnis. Sistem pembangkit tenaga tersusun atas berbagai macam komponen. Komponen-komponen ini memiliki sumbangsih terhadap efisiensi total kinerja sistem. Sehingga dengan adanya modifikasi komponen pada sistem, nilai efisiensi kinerja sistem dapat berubah.

Salah satu komponen utama dari sistem pembangkit tenaga berjenis tenaga uap adalah boiler. Boiler sebagai komponen yang menghasilkan uap panas bertekanan tinggi, memanfaatkan udara luar (*primary air*) sebagai udara bahan bakarnya, yang selanjutnya akan digunakan untuk menggerakkan turbin lalu kemudian menghasilkan energi listrik. Dalam upaya meningkatkan efisiensi boiler, terdapat beragam cara yang dapat dilakukan, salah satunya yaitu dengan meningkatkan temperatur *primary air* tepat sebelum digunakan di dalam ruang bakar. Untuk dapat melakukannya, diperlukan suatu sistem pemanas awal udara (*air preheater*). Sistem *air preheater* ini menggunakan alat penukar panas (*heat exchanger*). Salah satu tipe *heat exchanger* yang biasa digunakan untuk *air preheater* yaitu *regenerative air preheater* tipe *rotary* yang pertama kali dikenalkan oleh Ljungstrom pada tahun 1920 (Musset, 1995). *Rotary Air Preheater* merupakan alat penukar panas yang memanfaatkan panas sisa dari *flue gas* dengan mentransfer energi sementara ke *plate heating element* yang berputar, selanjutnya *plate heating element* akan berputar untuk memanaskan sisi yang dilalui oleh *primary air*. Menurut penelitian (Warren, 1982, pp. 257-271), *Rotary Air Preheater* sebagai tipe *heat exchanger* udara ke udara yang berdasarkan hasil eksperimennya menegaskan pengurangan minimal 10% konsumsi bahan bakar pembangkit tenaga. Dengan mempertimbangkan pentingnya *air preheater* pada efisiensi siklus, terdapat beberapa penelitian yang membahas mengenai efisiensi *air preheater*. (Skiepko, 1988) meneliti pengaruh konduksi panas dalam matriks, bilangan Peclet dan panjang matrix terhadap performa *Rotary Air Preheater*. (Sanaye, Jafari, & Ghaebi, 2008) menentukan pentingnya mengoptimalkan kecepatan rotasi dan laju aliran massa dengan menggunakan hubungan analitis dan model empiris. (Grine, Desmons, & Harmand, 2006) menegaskan peran bilangan *Biot* terhadap perubahan temperatur pada pelat datar secara signifikan daripada peran bilangan *Fourier*. Selanjutnya efek peningkatan kecepatan rotasi RAPH tidak signifikan untuk mencegah korosi diteliti oleh (Heidari-Kaydan & Hajidavalloo, 2014) dalam penelitiannya. (Ghodsipour & Sadrameli, 2003) menyimpulkan interaksi parameter kecepatan udara panas dan parameter kecepatan udara dingin memiliki efek signifikan terhadap perubahan temperatur pelat daripada parameter kecepatan rotasi RAPH.

Meskipun telah banyak penelitian di bidang ini, masih ada banyak ruang untuk pemahaman lebih baik tentang sifat periodik dari proses perpindahan panas pada *Rotary Air Preheater*. Misalnya Performa *Rotary Air Preheater* sangat dipengaruhi oleh performa *plate heating element* tiap waktu. Sehingga, dalam mendesain *Rotary Air Preheater* perlu diperhatikannya perpindahan panas transien dari *plate heating element* terhadap parameter input pada *Rotary Air Preheater*. Maka dalam penelitian ini, penulis akan meneliti tentang perpindahan panas transien *plate heating element* pada *Rotary Air Preheater* tiap waktu dengan variasi kecepatan masuk *flue gas* dan kecepatan rotasi *plate heating element* menggunakan metode simulasi numerik transien pada *software ANSYS*

FLUENT. Pemilihan metode simulasi ini bertujuan untuk mengamati fenomena secara transien serta untuk memangkas biaya penelitian studi eksperimen.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah dalam penelitian Tugas Akhir ini antara lain:

1. Bagaimana pengaruh variasi kecepatan masuk *flue gas* terhadap distribusi temperatur pada permukaan tapak *plate heating element* tiap waktu?
2. Bagaimana pengaruh variasi kecepatan rotasi *Rotary Air Preheater* terhadap distribusi temperatur pada permukaan tapak *plate heating element* tiap waktu?
3. Bagaimana pengaruh variasi kecepatan masuk *flue gas* terhadap efek spasial distribusi temperatur pada ketebalan *plate heating element* tiap waktu?
4. Bagaimana pengaruh variasi kecepatan rotasi *Rotary Air Preheater* terhadap efek spasial distribusi temperatur pada ketebalan *plate heating element* tiap waktu?

1.3 Batasan Masalah atau Ruang Lingkup

Batasan masalah pada penelitian Tugas Akhir ini antara lain:

1. Simulasi dilakukan pada kondisi 3 dimensi
2. Efek rotasi pada pelat datar diabaikan dan digantikan dengan pengamatan pelat yang tidak bergerak secara transien
3. Pengamatan dilakukan pada area pemanasan (area yang dilalui *flue gas*) pada posisi 0° sampai dengan 180°
4. Temperatur fluida (*flue gas*) pada *inlet* bernilai konstan sebesar 395°C
5. Diberlakukan kondisi isothermal pada *wall duct*
6. Pengamatan dilakukan pada satu pelat datar
7. Tidak adanya energi bangkitan pada pelat
8. Gravitasi bekerja pada sistem dengan nilai $-9,81\text{ m/s}^2$ pada sumbu Y
9. Massa jenis dan kalor jenis fluida dianggap konstan
10. Material homogen
11. Komputasi dilakukan dengan pendekatan numerik menggunakan *software ANSYS Fluent*

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian pada Tugas Akhir ini antara lain:

1. Mengetahui pengaruh kecepatan fluida mengalir pada *plate heating element* terhadap distribusi temperatur pada permukaan tapak *plate heating element* tiap waktu
2. Mengetahui pengaruh kecepatan rotasi *Rotary Air Preheater* terhadap distribusi temperatur pada permukaan tapak *plate heating element* tiap waktu
3. Mengetahui pengaruh kecepatan fluida mengalir pada *plate heating element* terhadap distribusi temperatur spasial pada permukaan ketebalan *plate heating element* tiap waktu
4. Mengetahui pengaruh kecepatan rotasi *Rotary Air Preheater* terhadap distribusi temperatur spasial pada permukaan ketebalan *plate heating element* tiap waktu

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat penelitian pada Tugas Akhir ini antara lain:

1. Bagi penulis adalah sebagai sarana untuk penerapan keilmuan yang telah didapatkan selama berkuliah di Departemen Teknik Mesin FTIRS – ITS

2. Bagi penulis dan pembaca adalah sebagai referensi penambah wawasan mengenai perpindahan panas transien transien *plate heating element* pada *Rotary Air Preheater* dan gambaran simulasi transien dengan menggunakan *software ANSYS Fluent*
3. Bagi peneliti selanjutnya adalah sebagai referensi dan menjadi acuan untuk pengembangan selanjutnya
4. Sebagai saran untuk pengembangan desain dari *plate heating element* kedepannya agar menghasilkan performa lebih baik

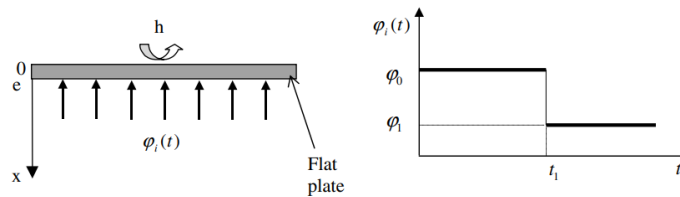
BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Hasil Penelitian/Perancangan Terdahulu

Dalam melakukan penelitian ini, terdapat beberapa penelitian terdahulu yang dijadikan sebagai tinjauan penelitian. Tinjauan terhadap penelitian terdahulu dimaksudkan untuk membantu dan memudahkan penelitian agar relevan secara eksperimental maupun secara teoritis. Adapun penelitian terdahulu yang dijadikan tinjauan, yaitu

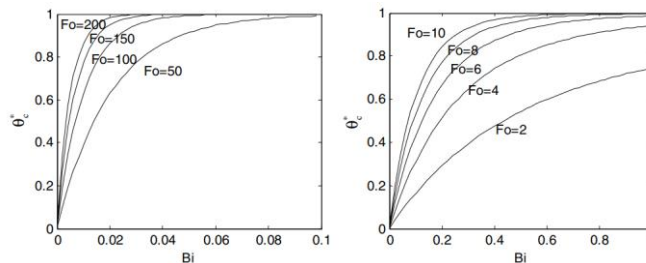
2.1.1 Penelitian Pemodelan untuk Konduksi Transien pada Pelat Datar yang Dikenai Variabel Heat Flux

Penelitian ini dilakukan oleh Ali Grine, Jean Yves Desmons, Souad Harmand tentang “*Models for Transient Conduction in a Flat Plate Subjected to a Variable Heat Flux*” dimana penelitian ini bertujuan sebagai dasar untuk memvalidasi simulasi numerik dengan mengidentifikasi parameter sifat termofisika bahan menggunakan plot temperatur dibandingkan dengan nilai *Fourier* dan bilangan *Biot*. Pada penelitian ini menyajikan model analitik yang menggambarkan distribusi temperatur di pelat datar yang terkena *heat flux* konveksi. Pengembangan model ini didasarkan pada teori fungsi Green yang diterapkan pada resolusi persamaan perpindahan panas.



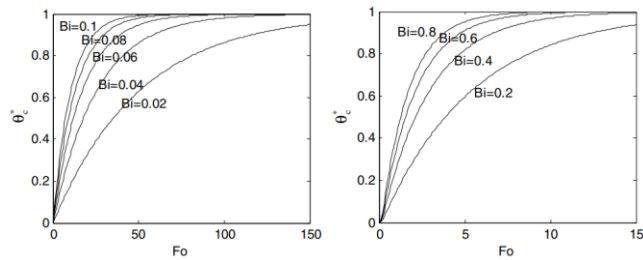
Gambar 2.1 Skematik *boundary condition* pada pelat datar

Permasalahan yang dipresentasikan yaitu sebuah pelat datar yang terbuat dari bahan homogen dengan konduktivitas termal k dikenai pada *wall heating heat flux* yang seragam $\varphi_i(t)$ di salah satu sisinya dan dengan perpindahan panas secara konveksi pada sisi lainnya. *Heat flux* yang dikenakan diasumsikan sama dengan nilai φ_0 selama waktu t_1 kemudian diturunkan ke nilai lain φ_1 sedemikian rupa sehingga $\varphi_1 < \varphi_0$. Pada kondisi awal, seluruh sistem berada pada temperatur lingkungan T_1 . Perambatan panas di pelat datar diasumsikan searah, dan diatur oleh hukum konduksi. Berikut merupakan hasil dari penelitian ini:



Gambar 2.2 Perubahan temperatur tak berdimensi dengan bilangan *Biot* untuk bilangan *Fourier* yang berbeda

Pada grafik gambar 2.2, terlihat bahwa pada bilangan *Biot* pada rentang $0,2 < Bi < 1$, dengan peningkatan *Fourier* yang linear, menunjukkan bahwa perubahan temperatur terjadi signifikan daripada bilangan *Biot* pada rentang $0,02 < Bi < 0,1$.

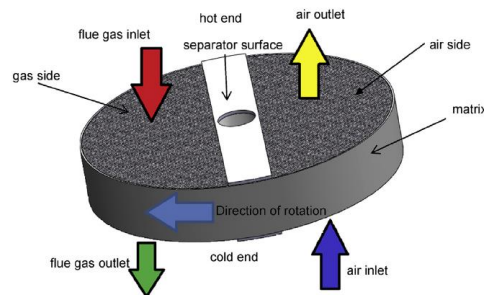


Gambar 2.3 Perubahan temperatur tak berdimensi dengan bilangan *Fourier* untuk bilangan *Biot* yang berbeda

Sedangkan pada grafik gambar 2.3, terlihat bahwa pada bilangan *Fourier* pada rentang $5 < Fo < 15$ dan $50 < Fo < 150$ dengan peningkatan *Biot* yang linear, menunjukkan bahwa perubahan temperatur tidak signifikan pada kedua rentang tersebut. (Grine, Desmons, & Harmand, 2006).

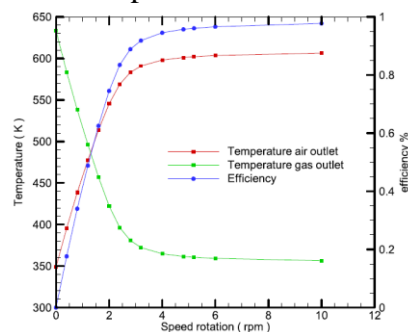
2.1.2 Penelitian Simulasi Tiga Dimensi Rotary Air Preheater pada Steam Power Plant

Penelitian ini dilakukan oleh Armin Heidari-Kaydan, Ebrahim Hajidavalloo tentang “*Three-Dimensional Simulation of Rotary Air Preheater in Steam Power Plant*” dimana penelitian ini bertujuan untuk menyajikan distribusi temperatur pada tiga dimensi dari *Rotary Air Preheater* serta mengkorelasikan efek dari parameter yang berpengaruh pada distribusi temperatur pada matriks *Rotary Air Preheater*.



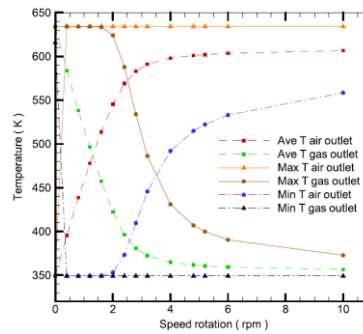
Gambar 2.4 Skema sederhana dari *Rotary Air Preheater* sebagai media berpori

Dalam studi ini, perilaku termal dari *Rotary Air Preheater* diputar pada skala penuh, diselidiki menggunakan pendekatan tiga dimensi dan memperlakukan matriks *Rotary Air Preheater* sebagai media berpori. Persamaan massa, momentum, dan energi diselesaikan dengan menggunakan *moving reference frame* (MRF) untuk menggabungkan efek kecepatan rotasi matriks. Berikut merupakan hasil dari penelitian ini:



Gambar 2.5 Efek dari kecepatan rotasi pada *Rotary Air Preheater* terhadap efisiensi dan temperatur rata-rata pada aliran keluar udara dan gas

Pada grafik gambar 2.5, terlihat bahwa dengan meningkatkan kecepatan rotasi, efisiensi sangat meningkat hingga batas tertentu dan setelah itu peningkatan efisiensi menjadi tidak signifikan. Sehingga dengan meningkatkan kecepatan rotasi, temperatur rata-rata aliran keluar udara meningkat, sedangkan temperatur rata-rata aliran keluar gas menurun. Kecenderungan temperatur rata-rata aliran keluar udara mirip dengan garis efisiensinya.



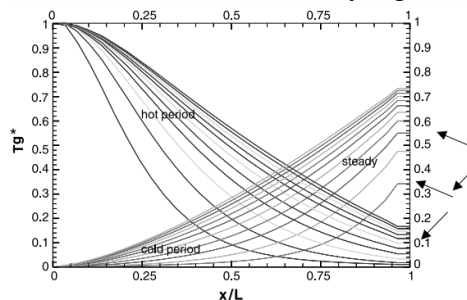
Gambar 2.6 Efek dari kecepatan rotasi pada temperatur aliran keluar udara minimum dan temperatur aliran keluar gas maksimum

Pada grafik gambar 2.6, menjelaskan bahwa kecepatan rotasi tidak berpengaruh signifikan terhadap temperatur aliran keluar gas minimum dan temperatur aliran keluar udara maksimum. Sedangkan temperatur aliran keluar gas minimum adalah hal penting karena pembentukan *dew point* dan korosi pada matriks, sehingga proses korosi pada matriks tidak dapat dicegah dengan mengubah kecepatan rotasi. (Heidari-Kaydan & Hajidavalloo, 2014)

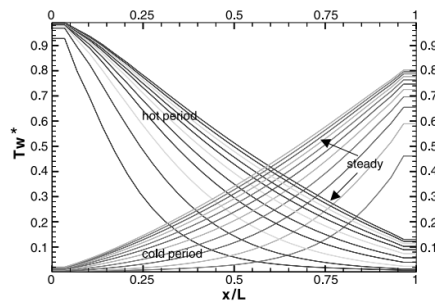
2.1.3 Penelitian Analisis Eksperimental dan Sensitivitas dari Rotary Air Preheater Untuk Flue Gas Heat Recovery

Penelitian ini dilakukan oleh N. Ghodsipour dan M. Sadrameli tentang “*Experimental and Sensitivity Analysis of Rotary Air Preheater for the Flue Gas Heat Recovery*”, dimana penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh parameter tak berdimensi pada efektivitas *Rotary Air Preheater* dengan memecahkan model matematika dan dioptimalkan dengan metode desain eksperimental.

Pada analisis numerik, digunakan pendekatan *approximate* dengan menggunakan metode komputasi. Pada awal perhitungan ($t = 0$), temperatur konstan diasumsikan dalam regenerator (temperatur rata-rata untuk fluida panas dan fluida dingin). Temperatur fluida pertama kali dihitung dan kemudian diikuti oleh temperatur dinding. Perhitungan ini dilakukan dengan menggunakan program komputer yang ditulis dengan program FORTRAN. Perhitungan ini diulang sampai pada riwayat temperatur tidak berubah pada siklus berikutnya. Selanjutnya, dari riwayat temperatur rata-rata untuk periode panas dan dingin, efektivitas regenerator dapat dihitung. Hasil dari analisis numerik yang dilakukan, yaitu,



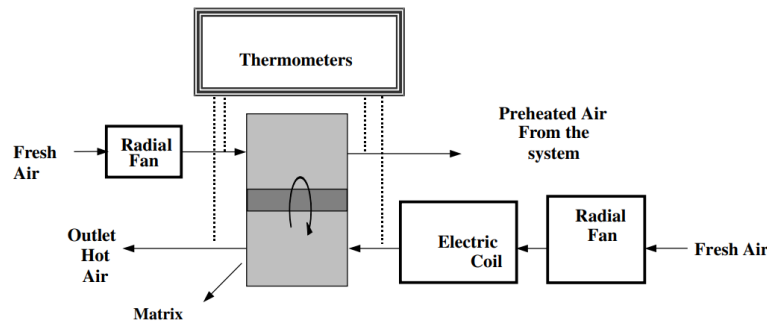
Gambar 2.7 Temperatur distribusi tak berdimensi dari fluida pada *hot end* dan *cold end*



Gambar 2.8 Temperatur distribusi tak berdimensi dari matriks pada *hot end* dan *cold end*

Terlihat pada gambar 2.7 dan gambar 2.8, distribusi temperatur pada periode panas untuk matriks berada pada tingkat yang lebih rendah dari fluida, hal ini menunjukkan bahwa perpindahan panas dari fluida panas ke dinding matriks. Sedangkan pada periode dingin, distribusi temperatur untuk matriks berada pada tingkat yang lebih tinggi dari fluida, hal ini menunjukkan bahwa perpindahan panas mengalir dari dinding matriks ke fluida dingin.

Pada analisis eksperimen, dengan skema



Gambar 2.9 Skematik Diagram untuk Sistem Regenerator

Udara dengan kecepatan maksimum 600CFM mengalir melalui *cold part*. Untuk aliran panas, udara melewati pemanas listrik. Kecepatan udara dan rotasi rotor dikendalikan oleh tiga dimmer listrik. Hasil analisis eksperimental yang didapatkan telah diperoleh untuk beberapa parameter yang berbeda menggunakan ANOVA.

Source of variables	Sum of squares	Degree of freedom	Mean of squares	F	α (%)
A	0.0000015	1	0.0000015	0.022	10
B	0.0088	1	0.0088	129.41	0.1
C	0.0315	1	0.0315	463.23	0.1
AB	0.000076	1	0.000076	1.12	5
AC	0.00035	1	0.00035	5.1	5
BC	0.3437	1	0.3437	5054.41	0.1
ABC	0.000076	1	0.000076	1.12	5
Total	0.38506	16	Residual variance = 0.00055/8 = 0.000068		
Residual	0.00055	8			

Gambar 2.10 Perhitungan ANOVA untuk analisis variasi dari variabel uji

Karena hanya ada tiga parameter utama yang mempengaruhi efisiensi regenerator, jumlah pengujian yang diperlukan adalah delapan. Rentang parameter yang digunakan yaitu: A = Kecepatan rotasi pada 9,5 – 14,5 rpm; B = Kecepatan udara panas pada 1,3 – 4,5 m/s; C = Kecepatan udara dingin pada 1,3 – 4,5 m/s. Perhitungan statistik dilakukan dan tabel ANOVA pada gambar 2.10 untuk masing-masing parameter, interaksinya dan nilai F dibandingkan. Nilai F pada tabel ANOVA adalah hasil uji signifikan atau tidaknya pengaruh variabel bebas terhadap variabel terikat. Dengan membandingkan nilai F, jelas bahwa parameter B dan C dan

interaksinya memiliki pengaruh yang signifikan terhadap efisiensi regenerator. (Ghodsipour & Sadrameli, 2003)

2.2 Teori/Konsep dasar

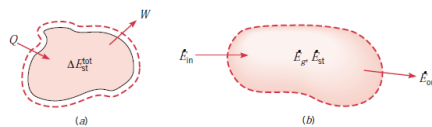
Pada penelitian ini, terdapat beberapa teori atau konsep dasar yang mendukung dan relevan terhadap permasalahan pada penelitian. Adapun teori atau konsep dasar yang dijadikan tinjauan pada penelitian ini, yaitu

2.2.1 Konservasi Energi Pada Kontrol Volume

Energi total dalam suatu sistem adalah kekal, sehingga hanya ada satu cara agar jumlah energi dalam suatu sistem dapat berubah yaitu jika adanya energi yang melintasi *boundary* sistemnya. Hal ini diutarakan dalam hukum pertama termodinamika. Hukum pertama termodinamika juga membahas cara-cara mengenai energi dapat melintasi *boundary* sistemnya. Pada *closed system* (sistem tertutup) yaitu wilayah dengan massa tetap, terdapat dua cara yaitu: panas berpindah melalui *boundary* sistem dan kerja yang dilakukan oleh atau pada sistem.

$$\Delta E_{st}^{tot} = Q - W \quad (2.1)$$

Dimana ΔE_{st}^{tot} adalah perubahan total energi yang tersimpan pada sistem. Q adalah netto panas yang berpindah pada sistem, dan W adalah netto kerja yang dilakukan oleh sistem.



Gambar 2.11 Konservasi Energi: (a) Untuk *closed system* tiap selang waktu, dan (b) untuk *control volume* pada suatu waktu

Hukum pertama termodinamika juga dapat diaplikasikan pada *control volume* atau *open system*, yaitu suatu wilayah yang dibatasi oleh *control surface* (permukaan atur) yang dapat dilalui oleh massa. Massa yang melewati *control volume* membawa energi bersamanya; proses ini disebut adveksi energi. Sehingga terdapatnya cara ketiga di mana energi dapat melintasi *boundary* dari *control volume*. Hukum pertama termodinamika membahas mengenai energi total, yang terdiri dari energi kinetik dan energi potensial (keduanya disebut energi mekanik) dan yang ketiga yaitu energi internal. Energi internal dapat dibagi lagi menjadi energi termal dan energi lainnya seperti energi kimia dan energi nuklir. Pada pembahasan ini akan difokuskan kepada energi mekanik dan energi termal. Sehingga kita mengetahui bahwa, jumlah energi termal dan mekanik tidak kekal, karena dapat terjadi konversi antara bentuk energi lain dan energi termal. Dengan demikian, kita dapat menganggap konversi energi sebagai hasil dari *thermal energy generation* (energi termal bangkitan) dapat berupa negatif atau positif. Jika aliran masuk, energi termal bangkitan, dan energi mekanik melebihi aliran keluar, maka terjadinya peningkatan energi termal dan mekanik yang tersimpan dalam *control volume* yang disebut *energy storage*. Sehingga jika simbolkan sebagai:

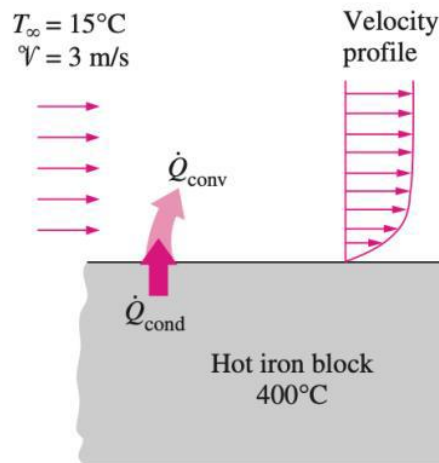
$$\Delta E_{st} = E_{in} - E_{out} + E_g \quad (2.2)$$

Dimana ΔE_{st} adalah perubahan energi tersimpan pada sistem, sedangkan E_{in} dan E_{out} adalah energi yang melewati *boundary* sistem dimana notasi positif menandakan energi mengalir masuk melewati *boundary* sistem dan untuk negatif yaitu sebaliknya. E_g adalah energi yang

dibangkitkan oleh sistem yang merupakan konversi bentuk antar energi lain maupun energi termal. (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2005)

2.2.2 Perpindahan Panas Secara Konveksi

Perpindahan panas secara konveksi adalah satu mekanisme perpindahan energi dalam suatu medium atau penghantar yang disebabkan dikarenakan adanya perbedaan temperatur, disertai dengan adanya perpindahan partikel-partikel dari medium atau penghantar. Pada perpindahan panas secara konveksi terdapat dua jenis yaitu *natural convection* (konveksi natural) dan *forced convection* (konveksi paksa). *Forced convection* yaitu perpindahan panas secara konveksi dimana aliran panasnya bergerak dikarenakan adanya faktor eksternal, seperti *fan* (kipas) dan *pump* (pompa). Sedangkan untuk *natural convection*, aliran panas terjadi diakibatkan oleh adanya *buoyancy force*, yaitu dikarenakan adanya perbedaan densitas yang disebabkan oleh variasi temperatur pada medium penghantar. (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2005).



Gambar 2.12 Perpindahan Panas Secara Konveksi Pada Pelat Datar

Menurut persamaan *Newton's Law of Cooling*, bahwa *rate of convection heat transfer* sebanding dengan perbedaannya.

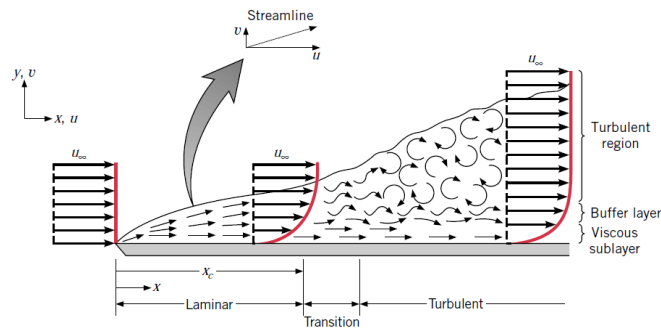
$$q''_{conv} = h(T_s - T_\infty) \quad (2.3)$$

$$\dot{Q}_{conv} = h \cdot A(T_s - T_\infty) \quad (2.4)$$

Rate of convection heat transfer dinotasikan dengan \dot{q}_{conv} ($\frac{W}{m^2}$), h sebagai koefisien perpindahan panas konveksi ($\frac{W}{m^2 K}$), A adalah luas permukaan daerah perpindahan panas (m^2), T_s adalah temperatur permukaan, T_∞ adalah temperatur ambien fluida, dan \dot{Q}_{conv} adalah notasi dari perpindahan panas konveksi (W). (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2005).

2.2.3 Lapisan Boundary Kecepatan Aliran Laminar dan Turbulen

Dalam banyak kasus, kondisi aliran laminar dan turbulen terjadi, dengan bagian laminar mendahului bagian turbulen. Pada kondisi tersebut, pergerakan fluida dikarakteristikan dengan adanya komponen kecepatan dalam arah x dan y . Pergerakan fluida pada titik yang lebih jauh dari permukaan, berkorelasi dengan adanya perlambatan fluida pada titik di dekat dinding dengan lapisan *boundary* tumbuh ke arah x .



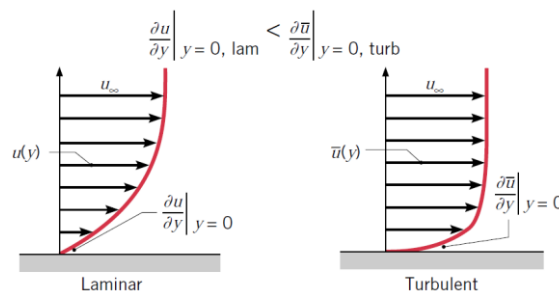
Gambar 2.13 Perkembangan Lapisan Boundary Kecepatan Pada Pelat Datar

Gambar 2.13 menunjukkan bahwa terdapat perbedaan signifikan antara kondisi aliran laminar dan turbulen. Pada lapisan *boundary* laminar, aliran fluida sangat teratur. Perilaku aliran fluida teratur ini terus berlanjut sampai zona transisi tercapai, pada daerah ini terjadi konversi dari aliran laminar menjadi turbulen. Selanjutnya pada aliran turbulen sepenuhnya, secara umum, aliran menjadi sangat tidak teratur dan dicirikan dengan adanya gerakan tiga dimensi acak dari fluida. Pada studi analitis dan eksperimental terbaru (Hof, 2004, p. 1594) telah menyimpulkan bahwa, pada kondisi aliran turbulen, partikel fluida dapat berjalan dalam gelombang dan dapat melebihi nilai u_{∞} .

Transisi dari aliran laminar ke aliran turbulen pada akhirnya disebabkan oleh mekanisme pemicu, seperti interaksi struktur aliran yang tidak stabil yang berkembang secara alami atau gangguan kecil yang disebabkan oleh kekasaran permukaan atau getaran kecil dari permukaan. Timbulnya turbulensi dapat dikelompokkan oleh parameter tak berdimensi yang disebut bilangan *Reynold*.

$$Re_x = \frac{\rho \cdot u_{\infty} \cdot X}{\mu} \quad (2.5)$$

Dimana untuk pelat datar, panjang karakteristik X yaitu jarak dari tepi depan. Bilangan *Reynold* mewakili rasio antara inersia terhadap gaya *viscous*. Jika bilangan *Reynold* kecil, maka gaya inersia relatif tidak signifikan terhadap gaya *viscous*. Namun untuk bilangan *Reynold* yang besar, maka gaya inersia cukup untuk memperkuat mekanisme pemicu, dan memungkinkan terjadinya transisi aliran menjadi turbulen.



Gambar 2.14 Perbandingan profil lapisan boundary kecepatan antara aliran laminar dan turbulen pada kecepatan bebas yang sama

Dalam menghitung perilaku lapisan *boundary*, seringkali diasumsikan bahwa zona transisi dimulai di suatu titik x_c . Lokasi ini dapat ditentukan oleh $Re_{x,c}$ (bilangan *Reynold* kritis). Untuk aliran di atas pelat datar, $Re_{x,c}$ diketahui bervariasi sekitar 10^5 hingga 3×10^6 , tergantung pada kekasaran permukaan dan tingkat turbulensi aliran bebas. Nilai ini representasi dari

$$Re_{x,c} \equiv \frac{\rho \cdot u_{\infty} \cdot X_c}{\mu} = 5 \cdot 10^5 \quad (2.6)$$

sering diasumsikan untuk perhitungan lapisan *boundary* yang melibatkan pelat datar. (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2005).

2.2.4 Pelat Datar dengan Kondisi Heat Flux Konstan

Terlepas dari kesederhanaan fenomenanya, aliran paralel di atas pelat datar banyak terjadi di berbagai aplikasi *engineering*. Pada fenomena aliran paralel di atas pelat datar, memungkinkan untuk kita amati salah satunya jika kondisi *heat flux* dikenai konstan sepanjang waktu pada pelat. Untuk aliran laminar,

$$Nu_x = 0,453 \cdot Re_x^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (2.7)$$

$$Pr \geq 0,6$$

sedangkan untuk aliran turbulen,

$$Nu_x = 0,0308 \cdot Re_x^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (2.8)$$

$$0,6 \leq Pr \leq 60$$

Dimana Nu_x adalah bilangan *Nusselt* lokal pada titik x , yang merupakan parameter gradien suhu tak berdimensi, dan memberikan nilai perpindahan panas konveksi yang terjadi di permukaan.

$$Nu_x = f(x^*, Re_L, Pr) \quad (2.9)$$

$$x^* = \frac{x}{L}$$

Dimana x^* adalah nilai panjang tak berdimensi.

Bilangan *Nusselt* pada thermal boundary layer adalah hal yang sama dengan koefisien gesek pada *velocity boundary layer*. Pada persamaan (2.9) menyiratkan bahwa untuk geometri tertentu, bilangan *Nusselt* harus berupa fungsi universal dari x^*, Re_L, Pr . Jika fungsi ini diketahui, maka dapat digunakan untuk menghitung nilai Nu untuk fluida yang berbeda, dan untuk nilai V dan L yang berbeda. Berdasarkan nilai Nu , h (*local coefficient of convection*) dapat ditemukan dan *local heat flux* kemudian dapat dihitung dengan persamaan (2.3). Selain itu, *average heat transfer coefficient* diperoleh dengan mengintegrasikan seluruh permukaan *body*. Sehingga bilangan *Nusselt* rata-rata adalah,

$$Nu_x = \frac{\bar{h}_x \cdot L}{k_f} = f(x^*, Re_L, Pr) \quad (2.10)$$

Notasi \bar{h}_x adalah *average heat transfer coefficient* ($\frac{W}{m^2 \cdot K}$), L adalah panjang permukaan, dan k_f adalah *coefficient of conduction* dari fluida ($\frac{W}{m \cdot K}$).

$$\bar{Nu}_L = 0,680 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} \quad (2.11)$$

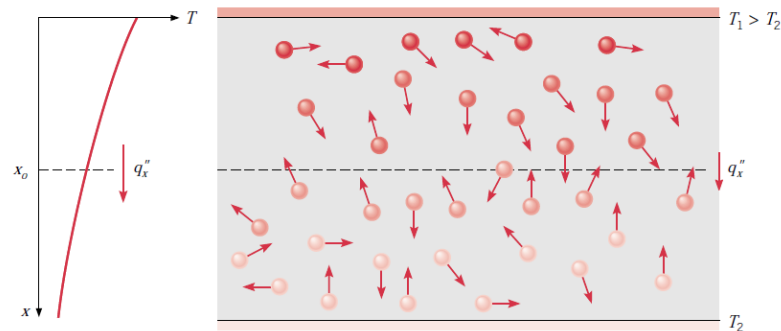
Dimana \bar{Nu}_L adalah rata-rata bilangan *Nusselt* pada $x = L$.

2.2.5 Perpindahan Panas Secara Konduksi

Pada perpindahan panas secara konduksi, konsep aktivitas atom dan molekul yang menopang bentuk perpindahan panas ini. Konduksi dapat dilihat sebagai transfer energi dari

partikel yang memiliki energi tinggi ke partikel yang berenergi rendah karena adanya interaksi antar partikel.

Untuk dapat dengan mudah memahami mekanisme fisik dari perpindahan panas secara konduksi, yaitu dengan membayangkan suatu gas di mana terdapat gradien suhu dan asumsikan bahwa tidak ada *bulk*, atau gerakan makroskopik. Gas dapat menempati ruang antara dua permukaan yang suhunya dijaga tetap berbeda. Energi ini berkaitan dengan gerakan translasi acak, serta gerakan rotasi dan vibrasi dari internal molekul.



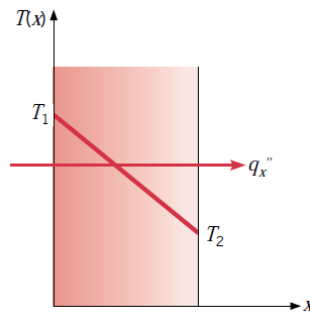
Gambar 2.15 Perpindahan panas secara konduksi dengan difusi energi karena adanya aktivitas molekuler

Temperatur yang lebih tinggi dikaitkan dengan energi molekul yang lebih tinggi, dan ketika molekul didekatnya bertabrakan. Transfer energi dari molekul berenergi tinggi ke molekul berenergi rendah terus terjadi dalam arah penurunan suhu. Tabrakan antar molekul ini akan meningkatkan transfer energi

Untuk dapat mengukur proses perpindahan panas dalam persamaan laju yang sesuai. Persamaan ini dapat digunakan untuk menghitung jumlah energi yang ditransfer per satuan waktu. Untuk konduksi panas, persamaan laju dikenal sebagai hukum *Fourier*. Untuk *plane wall* satu dimensi, memiliki distribusi suhu $T(x)$, persamaan laju perpindahan panas secara konduksi dinyatakan dengan

$$q''_{x,cond} = \frac{q_{x,cond}}{A_s} = -k \frac{dT}{dx} \quad (2.12)$$

Heat flux $q''_{x,cond} \left(\frac{W}{m^2} \right)$ adalah laju perpindahan panas dalam arah x per satuan luas yang tegak lurus terhadap arah perpindahan, dan sebanding dengan gradien suhu, $\frac{dT}{dx}$, dalam arah ini. Parameter k adalah properti transportasi yang dikenal sebagai *thermal conductivity* $\left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$ dan ini merupakan karakteristik dari material *wall*. Tanda negatif adalah efek konsekuensi dari fakta bahwa panas dipindahkan ke arah penurunan temperatur.



Gambar 2.16 Hubungan antara koordinat sistem, arah aliran panas, dan gradien temperatur pada dimensi satu

Hukum *Fourier*, seperti yang dituliskan pada persamaan (2.12), menyiratkan bahwa *heat flux* adalah besaran vektor. Secara khusus, arahnya adalah normal terhadap luas penampang A_s . Atau, secara umum, arah aliran panas akan selalu normal pada permukaan yang bersuhu konstan, yang disebut sebagai permukaan isothermal. Pada gambar 2.16, mengilustrasikan arah aliran panas di dinding bidang dengan gradien temperatur $\frac{dT}{dx}$ bernilai negatif.

Dengan menyadari bahwa *heat flux* adalah besaran vektor, kita dapat menulis pernyataan yang lebih umum dari persamaan laju konduksi (hukum *Fourier*) sebagai berikut:

$$q''_{cond} = -k \cdot \nabla \cdot T = -k \left(\mathbf{i} \frac{\partial T}{\partial x} + \mathbf{j} \frac{\partial T}{\partial y} + \mathbf{k} \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (2.13)$$

Dimana ∇ adalah *del operator* tiga dimensi dan $T(x, y, z)$ adalah temperatur medan skalar. Pada koordinat kartesian, persamaan umum dari q''_{cond} adalah

$$q''_{cond} = \mathbf{i}q''_{x,cond} + \mathbf{j}q''_{y,cond} + \mathbf{k}q''_{z,cond} \quad (2.14)$$

Sehingga dengan persamaan (2.12) menjadi

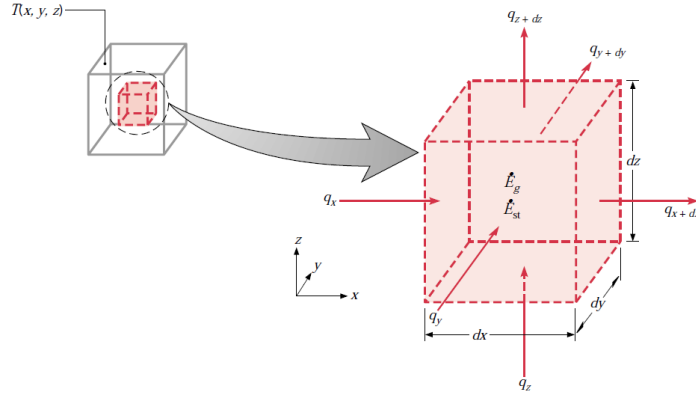
$$q''_{x,cond} = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad q''_{y,cond} = -k \frac{\partial T}{\partial y} \quad q''_{z,cond} = -k \frac{\partial T}{\partial z} \quad (2.15)$$

Masing-masing dari persamaan (2.15) menghubungkan *heat flux* yang melintasi permukaan dengan gradien temperatur dalam arah tegak lurus terhadap permukaan. (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2005)

2.2.6 Persamaan Difusi Panas

Tujuan utama dalam analisis konduksi adalah untuk menentukan medan temperatur dalam suatu media yang dihasilkan dari kondisi lapisan *boundary*-nya. Artinya, jika kita ingin mengetahui distribusi temperatur, yang menunjukkan bagaimana variasi temperatur dengan posisi dalam medium. Setelah distribusi ini diketahui, *conduction heat flux* pada setiap titik dalam medium atau pada permukaannya dapat dihitung dari hukum *Fourier*.

Pada media homogen yang tidak ada *bulk motion* dan temperatur distribusi $T(x, y, z)$ dinyatakan pada koordinat kartesian. Mengikuti penerapan konservasi energi dan selanjutnya kita definisikan volume atur secara diferensial $dx \cdot dy \cdot dz$.



Gambar 2.17 Volume kontrol diferensial, $dx \, dy \, dz$, untuk analisis konduksi pada koordinat kartesian

Laju panas konduksi tegak lurus terhadap masing-masing *surface control* pada lokasi koordinat x , y , dan z masing-masing ditunjukkan dengan notasi q_x, q_y, q_z . Laju panas konduksi pada permukaan yang berlawanan kemudian dapat dinyatakan sebagai *Taylor series expansion* dengan mengabaikan suku orde yang lebih tinggi,

$$q_{x+dx} = q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx \quad (2.16)$$

$$q_{y+dy} = q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy \quad (2.17)$$

$$q_{z+dz} = q_z + \frac{\partial q_z}{\partial z} dz \quad (2.18)$$

Berdasarkan persamaan di atas, dalam medium, memungkinkan untuk adanya sumber panas yang berkaitan dengan laju *thermal energy generation*. Istilah ini dinyatakan sebagai,

$$\dot{E}_g = \dot{q} \cdot dx \, dy \, dz \quad (2.19)$$

Dimana laju energi yang dibangkitkan per satuan volume medium $\left(\frac{W}{m^3}\right)$. Selain itu, memungkinkan terjadinya perubahan jumlah energi panas internal yang disimpan oleh material dalam volume atur. Jika material tidak mengalami perubahan fasa, maka efek energi laten tidak relevan, dan istilah penyimpanan energi dapat dinyatakan sebagai

$$\dot{E}_{st} = \rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \cdot dx \, dy \, dz \quad (2.20)$$

Dimana $\rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$ adalah laju waktu perubahan energi sensibel (termal) medium per satuan volume. Istilah *energy generation* adalah manifestasi dari beberapa proses konversi energi yang melibatkan energi panas dan beberapa bentuk energi lain, seperti energi kimia, listrik, atau nuklir, dan lainnya. Notasi positif adalah jika energi panas dihasilkan oleh material dengan menggunakan beberapa energi lain, sedangkan notasi negatif adalah jika energi panas

dikonsumsi oleh material. Sebaliknya, istilah *energy storage* mengacu pada laju perubahan energi panas yang disimpan oleh material.

Langkah terakhir dalam persamaan difusi panas adalah dengan menyatakan konversi energi pada persamaan (2.2) menggunakan persamaan (2.16) – (2.20) menjadi

$$q_x + q_y + q_z + \dot{q} \cdot dx \, dy \, dz - q_{x+dx} - q_{y+dy} - q_{z+dz} = \rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \cdot dx \, dy \, dz \quad (2.21)$$

selanjutnya disubstitusikan dengan persamaan (2.16) – (2.18), menjadi

$$-\frac{\partial q_x}{\partial x} dx - \frac{\partial q_y}{\partial y} dy - \frac{\partial q_z}{\partial z} dz + \dot{q} \cdot dx \, dy \, dz = \rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \cdot dx \, dy \, dz \quad (2.22)$$

Laju panas konduksi dapat dievaluasi dari hukum *Fourier*,

$$q''_{x,cond} = -k \cdot dy \, dz \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.23)$$

$$q''_{y,cond} = -k \cdot dx \, dz \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \quad (2.24)$$

$$q''_{z,cond} = -k \cdot dx \, dy \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \quad (2.25)$$

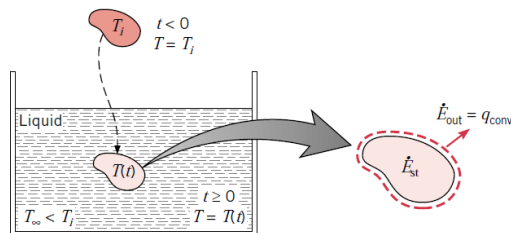
Dimana setiap komponen *heat flux* dari persamaan (2.15) dikalikan dengan luas *surface control* (diferensial) yang sesuai untuk mendapatkan laju perpindahan panas. Selanjutnya persamaan (2.23) – (2.25) disubstitusikan ke dalam persamaan (2.22) dan dibagi dengan dimensi volume $dx \cdot dy \cdot dz$, diperoleh

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.26)$$

Persamaan (2.26) adalah bentuk umum persamaan difusi panas pada koordinat kartesian. Dengan persamaan (2.26) ini, dapat didapatkan temperatur distribusi $T(x, y, z)$ sebagai fungsi waktu.

2.2.7 *Konduksi Transien: The Lumped Capacitance Method*

Salah satu fenomena konduksi transien yang umum dan sederhana yaitu sebuah benda padat mengalami perubahan mendadak dalam lingkungan termalnya. Sebagai contoh yaitu logam panas yang awalnya memiliki temperatur seragam pada T_i , kemudian direndam dalam cairan dengan temperatur yang lebih rendah $T_\infty < T_i$.



Gambar 2.18 Pendinginan pada penempatan logam panas

Jika pendinginan dikatakan dimulai pada waktu $t = 0$, maka temperatur benda padat akan turun untuk waktu $t > 0$, hingga akhirnya mencapai T_∞ . Penurunan temperatur ini disebabkan oleh perpindahan panas secara konveksi pada antarmuka zat padat-cair. Inti dari metode *Lumped Capacitance Method* adalah adanya asumsi bahwa temperatur padatan seragam secara spasial setiap saat selama proses transien terjadi. Asumsi ini menyiratkan bahwa gradien temperatur dalam padatan dapat diabaikan. Akan tetapi menurut hukum *Fourier*, apabila konduksi panas tanpa adanya gradien temperatur menyiratkan adanya konduktivitas termal yang tak terbatas. Kondisi tersebut sangat tidak mungkin. Sehingga, kondisi tersebut akan mendekati mungkin jika hambatan konduksi di dalam padatan bernilai kecil dibandingkan dengan hambatan perpindahan panas antara padatan dan sekitarnya. Sehingga respon temperatur transien ditentukan dengan perumusan konservasi energi keseluruhan pada padatan. Kesetimbangan ini menghubungkan laju kehilangan panas di permukaan dengan laju perubahan energi internalnya. Dengan menerapkan persamaan (2.2) ke volume kontrol pada gambar 2.18, maka persamaan ini akan berbentuk:

$$-\dot{E}_{out} = \dot{E}_{st} \quad (2.27)$$

$$-h \cdot A_s \cdot (T - T_\infty) = \rho \cdot V \cdot c \frac{dT}{dt} \quad (2.28)$$

Kemudian dengan mengenalkan perbedaan temperatur yang dinotasikan sebagai

$$\theta \equiv T - T_\infty \quad (2.29)$$

Selanjutnya dengan mengenali bahwa $\left(\frac{d\theta}{dt}\right) = \left(\frac{dT}{dt}\right)$ jika T_∞ adalah konstan, maka persamaan (2.29) menjadi

$$\frac{\rho \cdot V \cdot c}{h \cdot A_s} \frac{d\theta}{dt} = -\theta$$

Dengan memisahkan variabel dan mengintegrasikan bentuk dari kondisi awal, maka untuk $t=0$ dan $T(0) = T_i$, didapatkan

$$\frac{\rho \cdot V \cdot c}{h \cdot A_s} \int_{\theta_i}^{\theta} \frac{d\theta}{\theta} = - \int_0^t dt$$

dimana

$$\theta_i \equiv T_i - T_\infty \quad (2.30)$$

Selanjutnya dengan mengevaluasi integral, didapatkan

$$\frac{\rho \cdot V \cdot c}{h \cdot A_s} \ln\left(\frac{\theta_i}{\theta}\right) = t \quad (2.31)$$

$$\frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} = \exp\left[-\frac{h \cdot A_s}{\rho \cdot V \cdot c} \cdot t\right] \quad (2.32)$$

Persamaan (2.31) dapat digunakan untuk menentukan waktu yang dibutuhkan oleh padatan untuk mencapai temperatur tertentu T . Sedangkan persamaan (2.32) digunakan untuk menghitung temperatur yang akan dicapai oleh padatan dalam waktu tertentu t .

Untuk dapat menentukan total energi yang ditransfer Q dalam suatu waktu t , secara sederhana bisa dituliskan sebagai

$$Q = \int_0^t q dt = h \cdot A_s \int_0^t \theta dt$$

Selanjutnya dengan mensubstitusikan θ dari persamaan (2.31) dan diintegrasikan, akan didapatkan

$$Q = (\rho \cdot V \cdot c) \cdot \theta_i \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{h \cdot A_s}{\rho \cdot V \cdot c} \cdot t\right) \right] \quad (2.33)$$

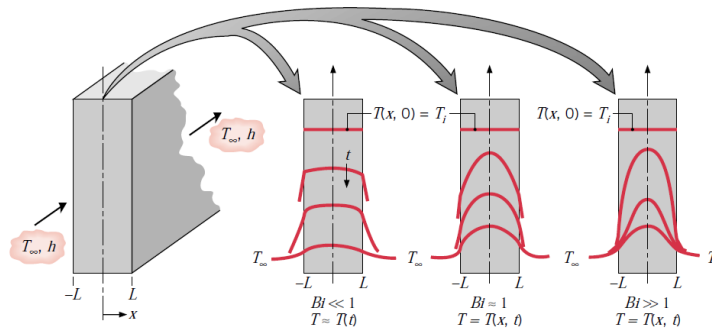
Kuantitas Q tentu saja berkaitan dengan perubahan energi internal padatan, dan berdasarkan persamaan (2.2) maka

$$-Q = \Delta E_{st} \quad (2.34)$$

Untuk *quenching* Q adalah positif dan padatan mengalami penurunan energi. Persamaan (2.31), (2.32), dan (2.33) juga berlaku untuk situasi di mana padatan jika dipanaskan ($\theta < 0$), dalam hal ini Q adalah negatif dan energi internal padatan meningkat. (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2005).

2.2.8 Konduksi Transien: Efek Spasial

Situasi sering muncul di mana *lumped capacitance method* menjadi tidak tepat, sehingga pendekatan alternatif harus digunakan. Terlepas dari metode tertentu, pendekatan untuk mengatasi adanya gradien temperatur. Dalam bentuk umum pada pelat datar,



Gambar 2.19 Distribusi temperatur transien untuk nilai bilangan Biot yang berbeda pada pelat datar simetris yang didinginkan oleh konveksi

Pada gambar 2.19, hanya terdapat satu koordinat spasial yang diperlukan untuk menggambarkan distribusi temperatur internal. Dengan tidak adanya *energy generation* dan asumsi konduktivitas termal adalah konstan, maka persamaan (2.26) direduksi menjadi

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.35)$$

Agar dapat menyelesaikan persamaan (2.35) untuk distribusi temperatur $T(x, t)$, perlu ditentukan kondisi awal dan dua *boundary condition*. Untuk masalah konduksi transien yang mirip dengan gambar 2.19, maka kondisi awalnya adalah

$$T(x, 0) = T_i \quad (2.36)$$

dan untuk *boundary condition*-nya adalah

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = 0 \quad (2.37)$$

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=L} = h[T(L, t) - T_{\infty}] \quad (2.38)$$

Persamaan (2.36) mengasumsikan distribusi temperatur yang seragam pada waktu $t = 0$; persamaan (2.37) mengisyaratkan simetri untuk bidang tengah pada pelat; dan persamaan (2.38) menggambarkan kondisi permukaan pelat untuk waktu $t > 0$. Sehingga dari persamaan (2.36), (2.37), dan (2.38), terbukti bahwa selain bergantung dengan variabel x dan t , temperatur pada *wall plate* juga bergantung pada sejumlah parameter fisis, yaitu

$$T = T(x, t, T_i, T_{\infty}, L, k, \alpha, h) \quad (2.39)$$

Masalah diatas dapat diselesaikan secara analitik dan numerik. Selanjutnya yang perlu dilakukan adalah dengan mengelompokkan variabel tertentu kedalam kelompok-kelompok yang sesuai dan kemudian menggunakan persamaan tak berdimensi. Salah satunya yaitu, jika T adalah variabel yang *dependent*, maka perbedaan temperatur $\theta \equiv T - T_{\infty}$ dibagi dengan maksimum perbedaan temperaturnya yaitu $\theta_i \equiv T_i - T_{\infty}$, maka terbentuklah bentuk tak berdimensi dari variabel *dependent* kelompok temperatur.

$$\theta^* \equiv \frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T - T_{\infty}}{T_i - T_{\infty}} \quad (2.40)$$

Oleh karena itu, θ^* harus terletak pada rentang $0 \leq \theta^* \leq 1$. Selanjutnya variabel koordinat spasial tak berdimensi dapat didefinisikan sebagai

$$x^* \equiv \frac{x}{L} \quad (2.41)$$

dimana L adalah setengah tebal dinding pelat. Lalu variabel waktu tak berdimensi dapat didefinisikan sebagai

$$t^* \equiv \frac{\alpha \cdot t}{L^2} \equiv Fo \quad (2.42)$$

dimana t^* ekuivalen dengan bilangan *Fourier* tak berdimensi. Sehingga dengan mensubstitusikan definisi persamaan (2.40) hingga (2.42), maka persamaannya panas (2.26) menjadi

$$\frac{\partial^2 \theta^*}{\partial x^{*2}} = \frac{\partial \theta^*}{\partial Fo} \quad (2.43)$$

kondisi awal dan *boundary condition* menjadi

$$\theta^*(x^*, 0) = 1 \quad (2.44)$$

$$\left. \frac{\partial \theta^*}{\partial x^*} \right|_{x^*=0} = 0 \quad (2.45)$$

$$\left. \frac{\partial \theta^*}{\partial x^*} \right|_{x^*=1} = -Bi \cdot \theta^*(1, t^*) \quad (2.46)$$

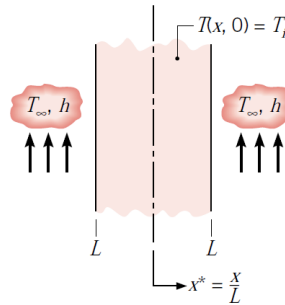
dimana bilangan *Biot* adalah $Bi \equiv \frac{h \cdot L}{k}$. Dalam bentuk tak berdimensi ketergantungan fungsional dapat dinyatakan sebagai

$$\theta^* = f(x^*, Fo, Bi) \quad (2.47)$$

sehingga distribusi temperatur konduksi transien merupakan fungsi tak berdimensi dari variabel panjang tak berdimensi x^* , bilangan *Fourier* tak berdimensi, dan bilangan *Biot* tak berdimensi. (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2005)

2.2.9 Konduksi Transien Pelat dengan Konveksi: Approximate Solution

Pada contoh fenomena pelat tipis dengan ketebalan $2L$. Jika ketebalan relatif lebih kecil terhadap lebar dan tinggi pelat, bisa diasumsikan bahwa konduksi terjadi secara eksklusif pada arah x . Jika pada kondisi awal, pelat memiliki temperatur seragam $T(x, 0) = T_i$ dan tiba-tiba direndam ke dalam fluida $T_\infty \neq T_i$, sehingga temperatur yang dihasilkan dapat diperoleh dengan persamaan (2.43) dan mengikuti kondisi pada persamaan (2.44) sampai dengan (2.46).



Gambar 2.20 Sistem dimensi satu dengan temperatur awal yang seragam dan mengalami kondisi konveksi mendadak

Karena kondisi konveksi untuk permukaan $x^* = \pm 1$ adalah sama, maka distribusi temperatur pada setiap saat harus simetris terhadap bidang tengah ($x^* = 0$). Dengan sebuah *exact solution*, permasalahan ini dapat diselesaikan dengan persamaan

$$\theta^* = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \cdot \exp(-\lambda_n^2 \cdot Fo) \cdot \cos(\lambda_n \cdot x^*) \quad (2.48)$$

dimana $Fo = \frac{\alpha \cdot t}{L^2}$, sedangkan koefisien C_n dinyatakan sebagai

$$C_n = \frac{4 \sin(\lambda_n)}{2\lambda_n + \sin(2\lambda_n)} \quad (2.49)$$

sedangkan nilai diskret λ_n (nilai eigen) adalah akar positif dari persamaan *trancendental*, yaitu

$$\lambda_n \tan(\lambda_n) = Bi \quad (2.50)$$

untuk nilai diskret dari λ_n (nilai eigen) suku satu sampai empat diberikan pada tabel *Appendix B.3* (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2005).

Tabel 2.1 Akar pertama hingga keempat dari persamaan transcendent eigen untuk transien konduksi pada pelat datar

$Bi \equiv \frac{h \cdot L}{k}$	λ_1	λ_2	λ_3	λ_4
0	0	3,1416	6,2832	9,4248
0.001	0.0316	3,1419	6,2833	9,4249
0.002	0.0447	3,1422	6,2835	9,4250
0.004	0.0632	3,1429	6,2838	9,4252
0.006	0.0774	3,1435	6,2841	9,4254
0.008	0.0893	3,1441	6,2845	9,4256
0.01	0.0998	3,1448	6,2848	9,4258
0.02	0.1410	3,1479	6,2864	9,4269
0.04	0.1987	3,1543	6,2895	9,4290
0.06	0.2425	3,1606	6,2927	9,4311
0.08	0.2791	3,1668	6,2959	9,4333
0.1	0.3111	3,1731	6,2991	9,4354
0.2	0.4328	3,2039	6,3148	9,4459
0.3	0.5218	3,2341	6,3305	9,4565
0.4	0.5932	3,2636	6,3461	9,4670
0.5	0.6533	3,2923	6,3616	9,4775
0.6	0.7051	3,3204	6,3770	9,4879
0.7	0.7506	3,3477	6,3923	9,4983
0.8	0.7910	3,3744	6,4074	9,5087
0.9	0.8274	3,4003	6,4224	9,5190
1.0	0.8603	3,4256	6,4373	9,5293

Untuk permasalahan dengan nilai $Fo > 0,2$, maka persamaan deret tak hingga pada persamaan (2.48) dan dilakukan pendekatan dengan suku pertama pada deret. Dengan menggunakan pendekatan ini, bentuk tak berdimensi dari distribusi temperatur menjadi

$$\theta^* = C_1 \cdot \exp(-\lambda_1^2 \cdot Fo) \cdot \cos(\lambda_1 \cdot x^*) \quad (2.51)$$

Untuk koefisien C_1 dan λ_1 dapat dievaluasi menggunakan persamaan (2.49) dan (2.50).

2.2.10 Proses Computational Fluid Dynamics

Pemodelan tradisional dalam *engineering* sangat didasarkan pada model empiris atau semi-empiris. Model ini sering bekerja sangat baik untuk operasi unit yang terkenal, akan tetapi tidak dapat diandalkan untuk proses baru. Pengembangan peralatan dan proses baru bergantung pada pengalaman para ahli, dan peningkatan skala dari laboratorium ke skala penuh memakan waktu dan biaya. Persamaan desain baru dan parameter baru dalam model yang ada harus ditentukan saat mengubah peralatan atau kondisi proses di luar *database* eksperimental yang divalidasi. Tren baru saat ini yaitu para insinyur semakin mengandalkan penggunaan *computational fluid dynamics* (CFD) untuk menganalisis aliran dan kinerja dalam desain peralatan dan proses baru. CFD memungkinkan analisis rinci dan detail dari suatu aliran dan dipadukan dengan perpindahan massa dan panas. Kemampuan untuk dapat melihat informasi pada suatu lokal secara detail dari sistem yang disimulasikan adalah keunggulan dari CFD secara umum. Sehingga, informasi seperti temperatur lokal, *backmixing*, gerakan partikel, dan

pembentukan gelembung dapat diperoleh dengan pemilihan metode yang tepat pada proses CFD yang akan dilakukan. (Andersson, et al., 2012).

2.2.10.1 Pre-Processing

Pre-processing terdiri dari *flow problem* yang dimasukkan ke dalam program CFD melalui interface yang ada dalam *software* CFD dan transformasi masukan ini ke dalam bentuk yang cocok untuk digunakan oleh *solver*. Aktivitas pengguna pada tahap *pre-processing* meliputi:

1. Pendefinisian daerah geometri yang akan dikomputasi
2. Pembuatan *grid* (*control volume* atau elemen)
3. Penentuan fenomena fisik dan kimia yang akan dikomputasi
4. Pendefinisian properti fluida yang akan dikomputasi
5. Pendefinisian *boundary layer* yang sesuai dengan permodelan.

Hasil solusi untuk masalah aliran (kecepatan, tekanan, suhu, dll) didefinisikan pada node di dalam setiap sel. Keakuratan solusi CFD diatur oleh jumlah sel dalam *grid*. Secara umum, semakin besar jumlah sel, maka semakin tinggi akurasi solusi. Keakuratan solusi dan biayanya dalam hal komputer *hardware* yang diperlukan dan waktu kalkulasi bergantung pada kehalusan *grid*. (Versteeg & Malalasekera, 2007).

2.2.10.2 Solver

Secara garis besar algoritma numerik terdiri dari langkah-langkah sebagai berikut:

1. Integrasi persamaan pengatur aliran fluida pada semua *control volume* (*finite*) dari domain
2. Diskritisasi yaitu konversi persamaan integral yang dihasilkan menjadi sistem persamaan aljabar
3. Penyelesaian persamaan aljabar dengan metode iteratif

2.2.10.3 Post-Processing

Hasil pada perhitungan menggunakan CFD saat ini dilengkapi dengan visualisasi data yang serbaguna seperti:

1. Domain geometri dan tampilan *grid*
2. Plot vektor
3. Plot kontur
4. Plot permukaan 2D dan 3D
5. Pelacakan partikel
6. Manipulasi tampilan (translasi, rotasi, penskalaan, dll.)
7. Keluaran *PostScript* berwarna

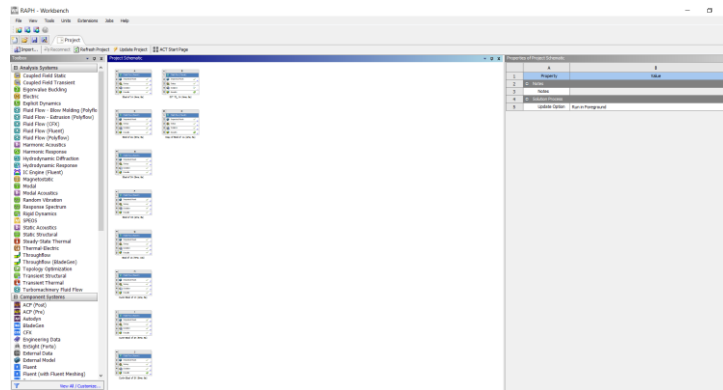
2.2.11 Software ANSYS Workbench 2020

ANSYS adalah program *finite element analysis* yang banyak digunakan di industri untuk dapat memecahkan permasalahan respons sistem fisik terhadap pembebanan struktural, efek termal, dan elektromagnetik. ANSYS menggunakan *finite element method* untuk memecahkan permasalahan dengan persamaan yang didasari oleh *boundary condition* yang berkaitan. (Mahmud & Wissam, 2013)

Beberapa tugas yang dapat dilakukan dengan ANSYS Workbench, yaitu:

1. Mengimpor model dari berbagai varietas sistem CAD (*Computational Aided Design*)
2. Mengondisikan model untuk desain simulasi menggunakan DesignModeler
3. Melakukan simulasi FEA (*Finite Element Analysis*) menggunakan Simulation
4. Mengoptimasi desain menggunakan DesignXplorer atau DesignXplorer VT

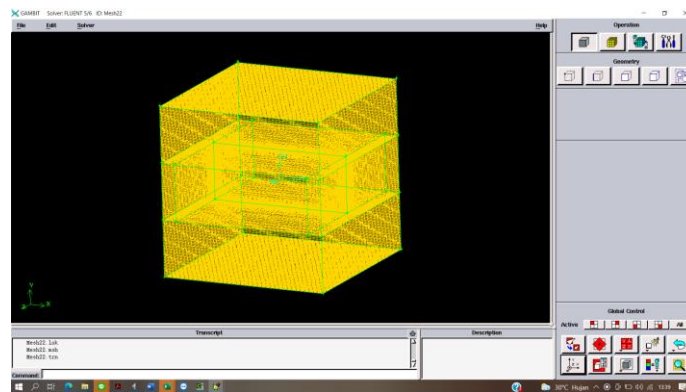
5. Mengimplementasikan desain yang dipilih kembali ke model aslinya



Gambar 2.21 Tampilan ANSYS WORKBENCH 2020

2.2.11.1 Software ANSYS GAMBIT 2.4

GAMBIT merupakan *software* yang umum digunakan untuk desain geometri dan pembuatan *meshing* dari geometri. GAMBIT menyediakan seperangkat alat pemodelan geometri yang ringkas dan sistematis. Pembuatan geometri dalam GAMBIT menggunakan metode *bottom-up*, yaitu sebuah metode pengerjaan yang menekankan pada urutan sistematis yang ketat. Pada pengerjaan geometri, metode *bottom-up* dimulai dari penentuan titik, kemudian dihubungkan secara tertentu menjadi suatu garis. Garis-garis yang ada kemudian dikelompokkan menjadi bidang. Selanjutnya, bidang-bidang yang ada dihubungkan menjadi volume. Metode *bottom-up* juga digunakan pada saat pembentukan *meshing* pada GAMBIT. Sehingga, dengan metode *bottom-up*, waktu yang dibutuhkan untuk menghasilkan bentuk *mesh* dari suatu desain akan membutuhkan waktu yang lebih lama daripada *software modeler* atau *software meshing* lainnya. Akan tetapi, kelebihan dari *software* GAMBIT ini dengan metode *bottom-up* tersebut adalah kemudahan kontrol atas geometri dan bentuk *mesh* sesuai yang diinginkan. Pada GAMBIT juga disediakan jenis-jenis *meshing* yang berbeda untuk kebutuhan struktur yang berbeda-beda, diantaranya yaitu *hex meshing*, *tetrahedral*, dan *hybrid*.



Gambar 2.22 Tampilan ANSYS GAMBIT 2.4

2.2.11.2 Software ANSYS FLUENT 2020

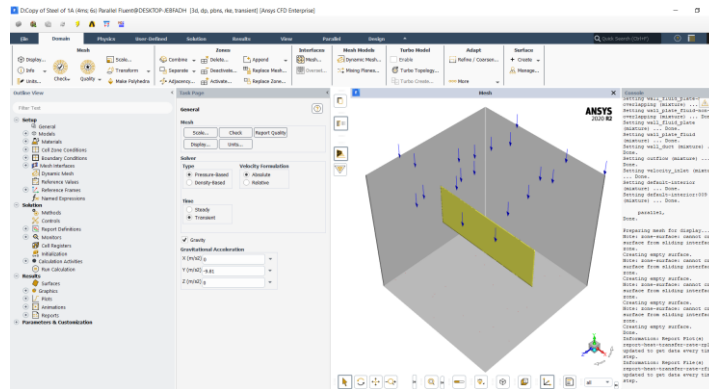
Software ANSYS FLUENT menyediakan kemampuan *modeling* CFD dalam berbagai jenis kondisi seperti *incompressible* dan *compressible*, *laminar* dan *turbulent fluid flow*. Analisa *steady-state* atau *transient* dapat dilakukan juga dengan ANSYS FLUENT. Pada ANSYS FLUENT, berbagai model matematika untuk fenomena transportasi (seperti perpindahan panas dan reaksi kimia) dikombinasikan dengan kemampuan untuk memodelkan geometri yang kompleks. Program ANSYS FLUENT dapat menghasilkan distribusi tekanan, kecepatan aliran,

laju alir massa, distribusi tetmperatur, dan pola aliran fluida yang terjadi dalam sistem yang dianalisis. (ANSYS Inc., 2013).

ANSYS FLUENT memiliki struktur data yang efisien dan lebih fleksibel, karena ANSYS FLUENT diulis dalam bahasa C. ANSYS FLUENT juga dapat dijalankan sebagai proses yang terpisah secara simultan pada *desktop workstation* dan *computer server*.

FLUENT sering digunakan karena memiliki kelebihan sebagai berikut:

1. Diskritisasi atau *meshing* model yang efisien
2. Cepat dalam penyajian hasil
3. Visualisasi yang mudah untuk dimengerti



Gambar 2.23 Tampilan ANSYS FLUENT 2020

2.2.12 Viscous Model

Berdasarkan nilai viskositasnya, aliran fluida dibagi menjadi dua yaitu aliran *inviscid* dan *viscous*. Pada aliran *inviscid*, efek viskositas dari fluida dapat diabaikan ($\mu=0$). Sedangkan pada aliran *viscous*, efek viskositas diperhitungkan, sehingga pada aliran *viscous* terdapatnya *boundary layer* akibat tegangan geser. Tegangan geser ini mengakibatkan terjadinya perubahan profil kecepatan fluida yang mengalir disepanjang geometri.

Pada *software* CFD, pemodelan aliran *viscous* terbagi menjadi beberapa jenis model.

2.2.12.1 Model Spalart-Allmaras

Model ini merupakan model dari sebuah persamaan yang relatif sederhana yang menyelesaikan persamaan fluida untuk *turbulen kinematic viscosity*. Spalart-Allmaras digunakan untuk aplikasi *aerospace* yang melibatkan aliran *wall-bounded* dan telah banyak menunjukkan hasil yang baik pada *boundary layers* yang mengalami *pressure gradient* yang merugikan. Model Spalart-Allmaras efektif untuk model dengan bilangan *Reynold* yang kecil, ukuran *mesh* yang besar atau kasar, dan tidak membutuhkan akurasi perhitungan pada aliran turbulen.

2.2.12.2 Model *k-ε* standar

Jenis model ini adalah jenis model aliran turbulen sederhana yang lengkap dengan dua model persamaan. Dua model persamaan ini memungkinkan *turbulent velocity* dan *length scale* yang ditentukan secara independen. Secara ekonomis dalam komputasinya, akurasi yang wajar untuk berbagai aliran turbulen menjadikan model standar *k-ε* umum digunakan dalam dunia industri dalam hal simulasi aliran dan perpindahan panas. Model standar *k-ε* ini efektif pada kasus dengan bilangan *Reynold* yang tinggi. Model ini kurang efektif pada aliran yang kompleks yang meliputi *strong stream curvature* dan separasi.

2.2.12.3 Model RNG $k-\epsilon$

Pada model berjenis ini, adalah penambahan dari persamaan pada model standar $k-\epsilon$, yang secara signifikan meningkatkan akurasi untuk pemodelan dengan kasus *strained flow*. Model ini juga memiliki efek *swirl* pada daerah turbulensi. Berbeda dengan model standar $k-\epsilon$, model ini menyediakan persamaan diferensial analitis yang efektif untuk aliran dengan bilangan *Reynold* yang rendah.

2.2.12.4 Model Realizable $k-\epsilon$

Istilah “*realizable*” ini menandakan bahwa model ini memenuhi batasan matematika tertentu pada tegangan *Reynold*, konsisten dalam bentuk fisik aliran turbulen. Kelebihan dari model ini yaitu lebih akurat dalam memprediksi laju penyebaran fluida dari pancaran jet atau nosel. Model ini juga menyediakan performansi aliran yang melibatkan rotasi, *boundary layers* yang dipengaruhi *pressure gradient* yang kuat, separasi, dan resirkulasi.

2.2.12.5 Model $k-\omega$ standar

Model ini dalam *software* ANSYS FLUENT menggunakan dasar prinsip pada model $k-\omega$ Wilcox, dengan menggabungkan modifikasi efek bilangan *Reynold* rendah, aliran *compressible*, dan *shear flow spreading*. Model Wilcox ini memprediksi *shear flow spreading* yang hampir sama dengan pengukuran *plane*, *mixing layers*, *round*, *radial jets*, *wakes* dan aplikasi untuk *wall-bounded flows* dan *free shear flows*.

2.2.12.6 Model $k-\omega$ SST

Model ini dikembangkan agar secara efektif menghasilkan formulasi yang akurat di daerah dekat dengan *wall* pada fluida yang mengalir. Model $k-\omega$ SST ini lebih akurat dan dapat diandalkan untuk peristiwa-peristiwa seperti aliran dengan *adverse pressure gradient*, *airfoils*, *shock wave*, *transonic*, dan lainnya dibandingkan dengan model $k-\omega$ standar.

2.2.12.7 Model Reynold Stress (RSM)

Model *Reynold stress* adalah jenis model turbulensi yang paling rumit yang disediakan ANSYS FLUENT. Model RSM menggunakan pendekatan persamaan transport untuk tegangan *Reynold* bersama dengan persamaan untuk laju disipasi. Model ini menggunakan persamaan transport lebih banyak dibandingkan persamaan turbulen lainnya, yaitu lima persamaan transport tambahan diperlukan dalam aliran 2D dan tujuh persamaan transport tambahan yang diselesaikan dalam 3D. Model ini juga dapat memberikan hasil perhitungan lebih akurat untuk aliran kompleks.

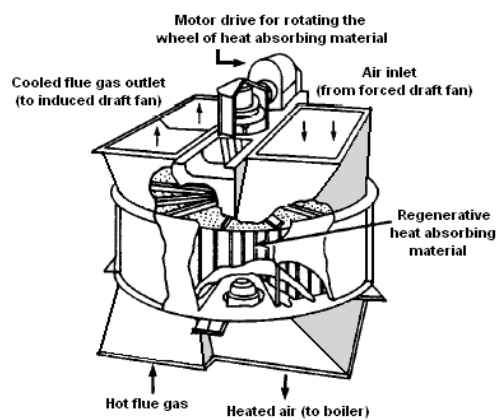
2.2.12.8 Model Large Eddy Simulation (LES)

Large Eddy Simulation merupakan pendekatan antara RANS dengan DNS. Model ini memerlukan ukuran *mesh* yang lebih kecil dibandingkan kedua model persamaan. Selain itu model LES juga memerlukan daya komputasi yang lebih besar dan tidak praktis untuk aplikasi teknis secara umum. (ANSYS Inc., 2013)

2.2.13 Mekanisme Kerja Rotary Air Preheater

Rotary Air Preheater terdiri dari elemen pelat berputar pada suatu poros tengahnya yang dipasang dalam suatu *casing* yang dibagi menjadi dua (tipe dua sektor), tiga (tipe tiga sektor) atau empat (tipe empat sektor) yang dipasangi segel di sekitar elemen pelat. Segel memungkinkan elemen untuk berputar melalui semua sektor, akan tetapi tetap menjaga kebocoran antar sektor seminimal mungkin sambil menyediakan jalur udara dan gas buang agar terpisah melalui setiap sektor.

Jenis tri-sektor adalah yang paling umum digunakan pada fasilitas pembangkit listrik modern. Dalam desain tri-sektor, sektor terbesar (biasanya mencakup sekitar setengah penampang *casing*) terhubung ke outlet gas panas boiler. Gas buang panas mengalir pada elemen pelat sehingga terjadi transfer panas dan kemudian disalurkan untuk pengolahan lebih lanjut di pengumpul debu dan peralatan lainnya sebelum dikeluarkan dari *flue gas stack*. Sektor kedua yaitu yang lebih kecil, dialirkan udara dari kipas yang kemudian akan melewati elemen yang dipanaskan sebelum dibawa ke *boiler furnace* untuk pembakaran. Sektor ketiga adalah yang terkecil dan memanaskan udara yang dialirkan ke *pulverizer* dan digunakan untuk membawa campuran batubara-batubara ke *coal boiler burners*. Dengan demikian, total udara yang dipanaskan dalam RAPH (*Rotary Air Preheater*) terdiri dari: udara pemanas untuk menghilangkan uap air dari *pulverised coal dust*, *carrier air* untuk mengangkut *pulverised coal* ke *boiler burners* dan *primary air* untuk pembakaran.



Gambar 2.24 Desain *Rotary Air Preheater*

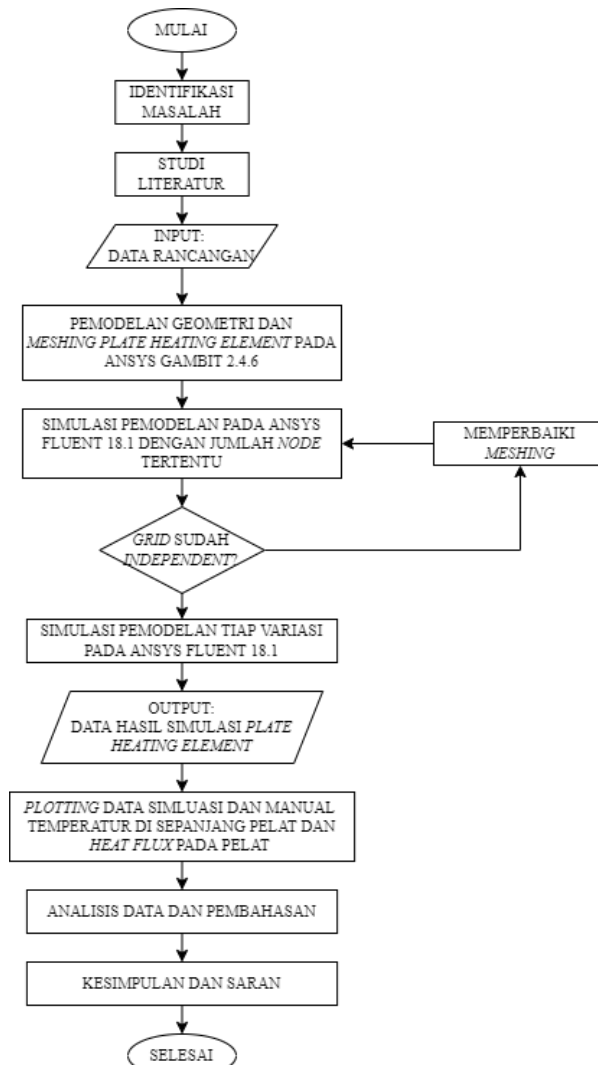
Rotor itu sendiri adalah media perpindahan panas dalam sistem ini, dan biasanya terdiri dari beberapa bentuk struktur baja dan/atau keramik. Rotor ini akan berputar umumnya sekitar (2-5 RPM) untuk memungkinkan perpindahan panas yang optimal dari gas buang panas ke elemen pelat, kemudian saat berputar, dari elemen pelat ke udara yang lebih dingin di sektor lain. (Stultz & Kitto, 2005).

BAB III METODOLOGI

3.1 Prosedur Penelitian

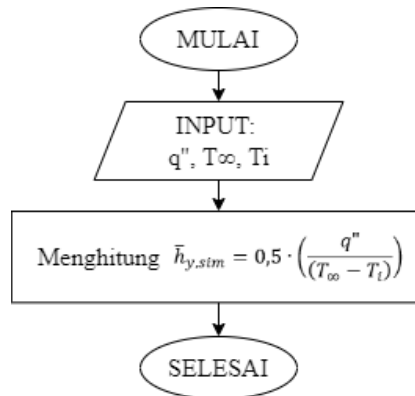
Pada penelitian kali ini akan dilakukan beberapa tahapan, yaitu diantaranya mencari latar belakang penelitian, melakukan studi literatur, mengumpulkan data rancangan, mengolah data berupa pemodelan geometri dan *meshing* menggunakan ANSYS GAMBIT, serta melakukan percobaan simulasi menggunakan data geometri dan *meshing* yang telah dibuat pada program ANSYS FLUENT. Selain itu, dilakukan *grid independency test* dan akan dilakukan pengolahan data hasil percobaan simulasi yang selanjutnya menjadi hasil dan kesimpulan dari penelitian ini. Adapun dalam prosedur penelitian ini akan menjelaskan *flowchart* penelitian dan perhitungan pada penelitian ini.

3.1.1 Flowchart Penelitian

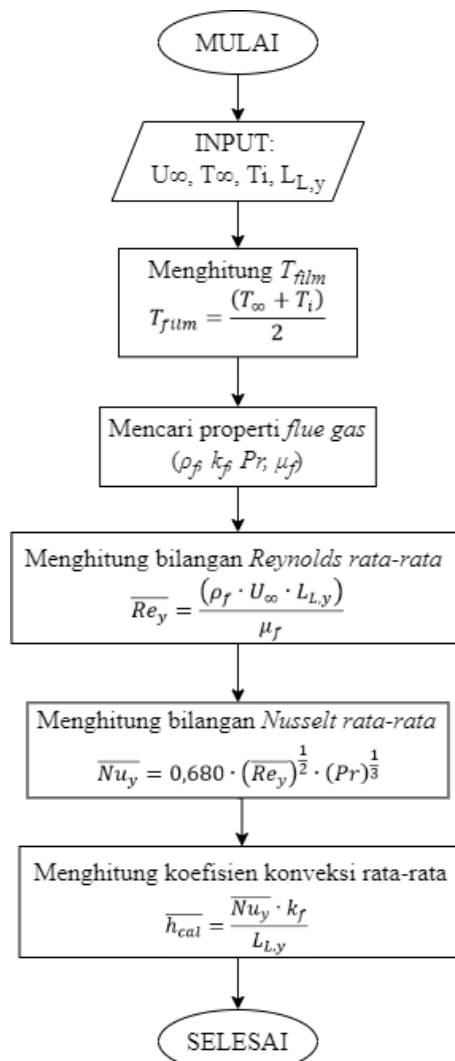


Gambar 3.1 Flowchart penelitian

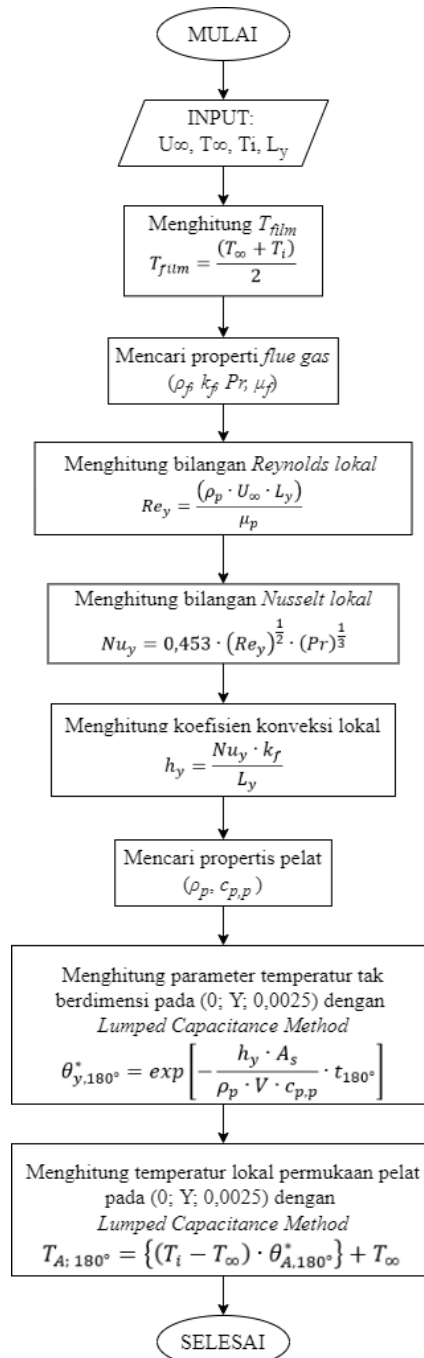
3.1.2 Flowchart Perhitungan



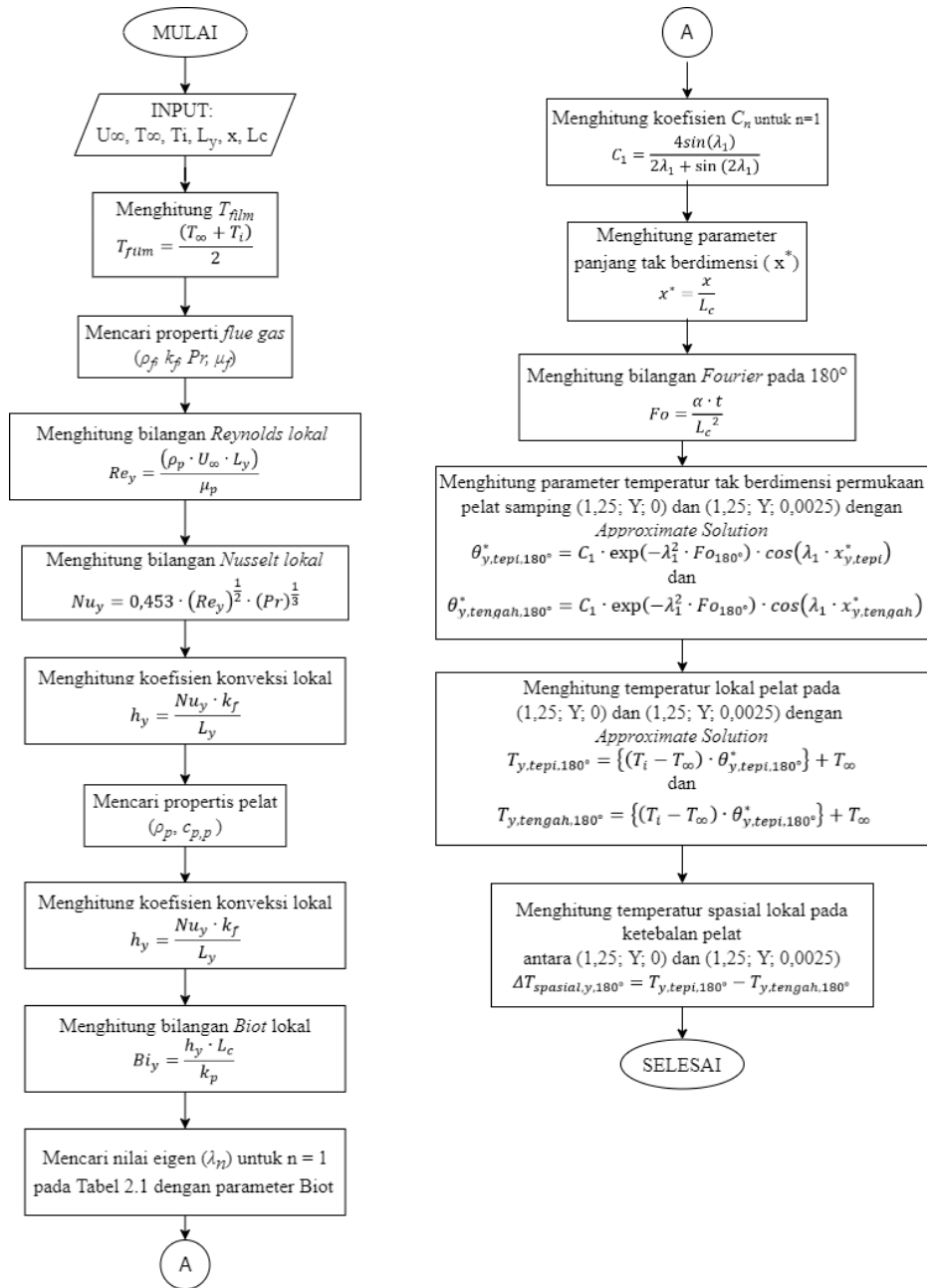
Gambar 3.2 Flowchart perhitungan koefisien konveksi simulasi



Gambar 3.3 Flowchart perhitungan koefisien konveksi manual



Gambar 3.4 Flowchart perhitungan temperatur lokal permukaan pelat pada (0; Y; 0,0025) dengan *Lumped Capacitance Method*



Gambar 3.5 Flowchart perhitungan temperatur lokal permukaan pelat samping (1,25; Y; 0) dan (1,25; Y; 0,0025) dengan *Approximate Solution*

3.2 Studi Literatur

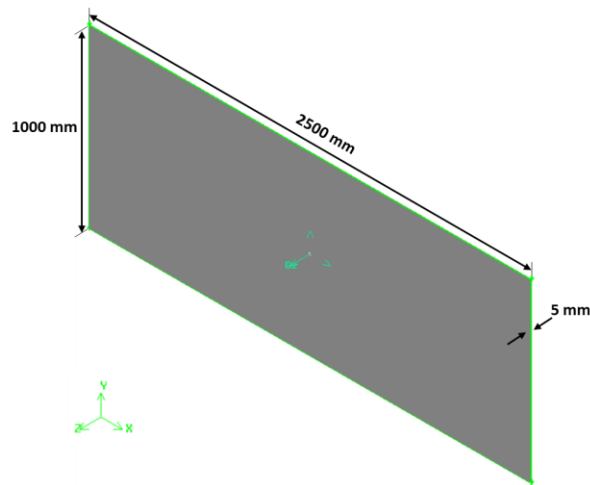
Pada tahap ini dilakukan tinjauan berupa kajian terkait dasar teori dan penelitian terdahulu yang akan digunakan sebagai referensi pada penelitian ini. Studi literatur yang dilakukan diantaranya meliputi konsep konservasi energi, konveksi, transien konduksi, proses CFD, *software* ANSYS GAMBIT 2.4 dan ANSYS FLUENT 18.1, serta model viskos. Hal ini dilakukan dari literatur jurnal internasional, buku mengenai *computational fluid dynamics*, dan buku mengenai *heat transfer*, yang mana digunakan dalam hal dasaran melakukan perhitungan dan simulasi.

3.3 Data Rancangan

Pada tahap ini dilakukan pengumpulan data rancangan berupa data geometri dan data properti material yang akan digunakan pada simulasi pemodelan *plate heating element*. Data geometri digunakan untuk pemodelan geometri yang dilakukan di *software* ANSYS GAMBIT 2.4 dan dilanjutkan dengan proses *meshing* yang dilakukan di *software* ANSYS GAMBIT 2.4. Selanjutnya data properti material digunakan sebagai *boundary conditions* pada ANSYS FLUENT 18.1.

3.3.1 Data Geometri

Objek yang diteliti pada penelitian ini adalah *plate heating element* pada *Rotary Air Preheater* yang disederhanakan sebagai satu pelat datar. Pemodelan geometri dilakukan pada *software* ANSYS GAMBIT 2.4. Berikut adalah data geometri dari pemodelan *plate heating element* yang akan digunakan.



Gambar 3.6 Geometri *plate heating element*

Tabel 3.1 Keterangan gambar geometri *plate heating element*

Parameter	Dimensi (mm)
Panjang (L)	2500
Tinggi (h)	1000
Tebal (w)	5

3.3.2 Data Properti

Properti pada material yang digunakan dalam penelitian ini yaitu *flue gas* sebagai material dari fluida kerja (*hot gas*) dan *stainless steel* sebagai material dari *plate heating element*. Adapun data properti dari *flue gas* dan *stainless steel* didapatkan dari penelitian (Heidari-Kaydan & Hajidavalloo, 2014).

Tabel 3.2 Properti *flue gas (hot gas)* pada simulasi

Properti <i>Flue Gas (Hot Gas)</i>			
Variabel	Simbol	Besaran	Satuan
Massa Jenis	ρ_f	0,5126	kg/m ³
Konduktivitas Termal	k_f	0,0478	W/m . K
Kapasitas Panas	$c_{p,f}$	1051	J/kg K
Viskositas Dinamis	μ	$3,11 \times 10^{-5}$	N s/m ²
Viskositas Kinematik	ν	$5,5 \times 10^{-5}$	m ² /s

Bilangan Prandtl	Pr	0,68657	
------------------	------	---------	--

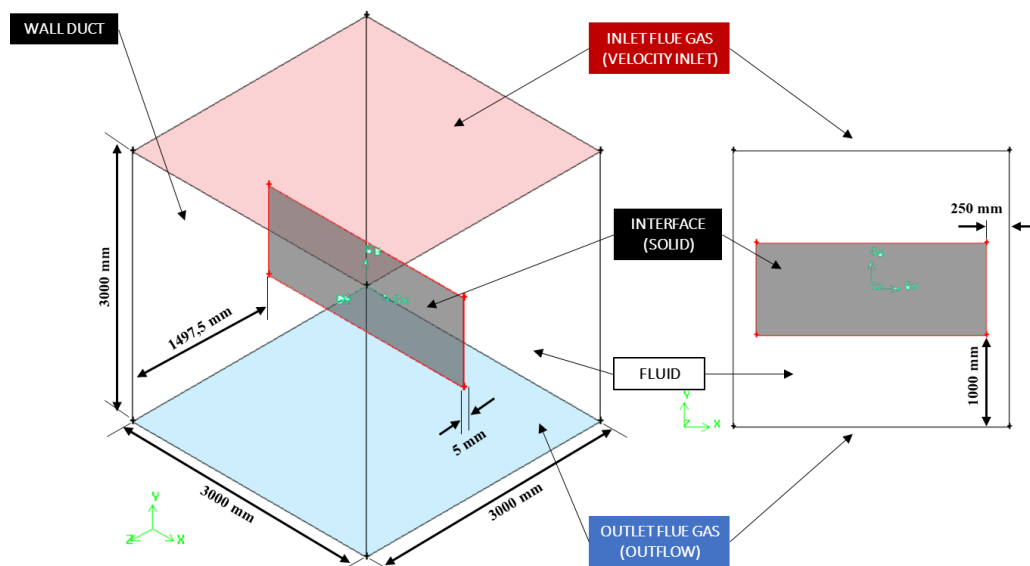
Tabel 3.3 Properti *plate heating element (solid)* pada simulasi

Properti Plate Heating Element (Solid)			
Variabel	Simbol	Besaran	Satuan
Massa Jenis	ρ_s	8030	kg/m ³
Konduktivitas Termal	k_s	16,27	W/m . K
Kapasitas Panas	$c_{p, s}$	502,48	J/kg . K
Difusivitas Termal	α	$4,2 \times 10^{-6}$	m ² /s

3.4 Pemodelan Sistem

Pada simulasi yang dilakukan dalam penelitian ini. Sistem dilakukan pemodelan untuk dapat dilakukan perhitungan numerik melalui *software* ANSYS FLUENT. Terdapat tahap-tahap dalam melakukan pemodelan sistem yaitu: pemodelan geometri, pemodelan *mesh*, dan pendefinisian zona. Ketiga tahap tersebut dilakukan menggunakan *software* ANSYS GAMBIT 2.4

3.4.1 Pemodelan Geometri pada ANSYS GAMBIT 2.4



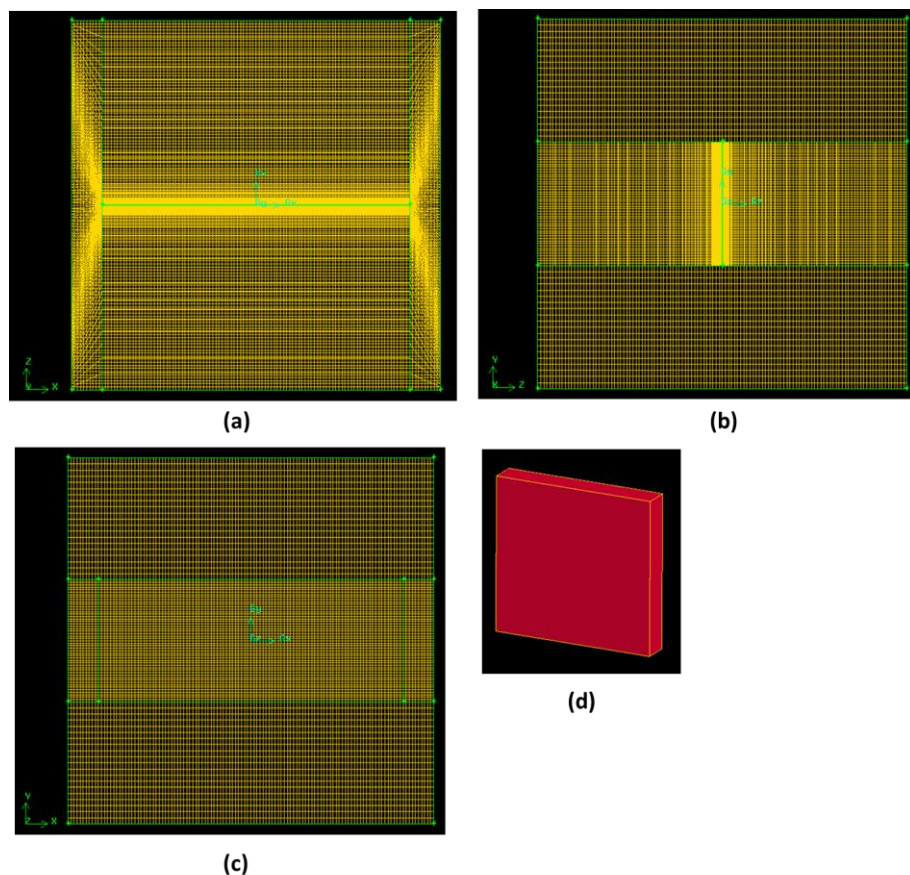
Gambar 3.7 Pemodelan Geometri pada ANSYS GAMBIT 2.4

Pada gambar 3.7 menunjukkan pemodelan geometri sistem pada penelitian ini. Model geometri simulasi *plate heating element* dimodelkan dengan tiga dimensi. Pada penelitian ini pengamatan yang dilakukan terhadap fenomena perpindahan panas pada *plate heating element* dalam *Rotary Air Preheater* disederhanakan dengan mengabaikan fenomena rotasi pada *plate Rotary Air Preheater*. Pengamatan difokuskan pada saat *plate heating element* berada pada area pemanasan yaitu area *flue gas* mengalir. Hal ini dimaksudkan untuk dapat memfokuskan penyelidikan terhadap fenomena perpindahan panas *plate heating element* sebagai *regenerative medium heat storage*. Model *plate heating element* diambil sebanyak satu buah dari *Rotary Air Preheater* dan disederhanakan menjadi tipe *flat plate*. *Plate heating element* diletakkan pada pusat koordinat domain fluida. Domain fluida berdimensi 3000x3000x3000 mm. Pemodelan geometri ini dilakukan pada *software* ANSYS GAMBIT 2.4 dengan metode *bottom-up*, yaitu model geometri dibuat dari dasar/entitas geometri yang paling rendah, yaitu titik pada suatu

koordinat. Titik-titik ini nantinya akan dihubungkan secara tertentu dan membentuk suatu garis. Garis-garis ini selanjutnya dikelompokkan membentuk suatu bidang. Terakhir, bidang-bidang yang telah terbentuk akan dikelompokkan menjadi suatu volume.

3.4.2 *Pemodelan Meshing pada ANSYS GAMBIT 2.4*

Meshing adalah salah satu langkah terpenting dalam melakukan simulasi yang akurat menggunakan FEA. Sebuah *mesh* terdiri atas elemen-elemen yang mengandung *node* (lokasi koordinat dalam ruang yang bervariasi menurut jenis elemen) yang mewakili bentuk geometri. (ANSYS Inc., 2021). Pada penelitian ini, pemodelan *mesh* dilakukan pada *software* ANSYS GAMBIT 2.4 dengan metode *bottom-up*, yaitu *mesh* dibuat dari dasar/entitas geometri *mesh* yang paling rendah, yaitu garis. Garis-garis yang akan dilakukan *meshing* ini diatur sedemikian rupa dan dikelompokkan menjadi *mesh* bidang. Selanjutnya *mesh* bidang dikelompokkan ke dalam kelompok tertentu membentuk *mesh* volume.



Gambar 3.8 *Mesh* tampak atas (a), *Mesh* tampak kanan (b), *Mesh* tampak depan (c), *Worst element mesh* (d)

Selanjutnya dalam melakukan *meshing*, perlu diperhatikan jenis *mesh* bidang yang digunakan, jenis *mesh* volume, *worst element*, *worst skewness*, dan *worst orthogonal* dari *mesh* yang akan digunakan pada simulasi.

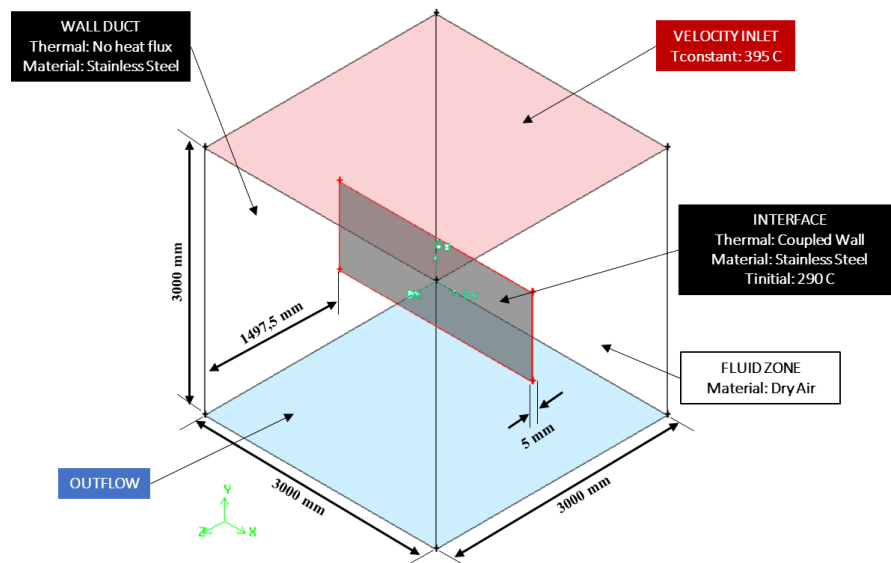
Tabel 3.4 Bentuk dan kualitas *mesh* dari model *plate heating element*

Bentuk dan Kualitas <i>Mesh</i>	
Variabel	Keterangan
Jenis <i>Mesh</i> Bidang	<i>Quad-Pave</i>
Jenis <i>Mesh</i> Volume	<i>Hex-Map</i>

Total Elemen	1368000
Total Node	1193919
Worst Element	0,803
Worst Skewness	0,05714
Worst Orthogonal	0,14104

3.4.3 Pendefinisian Zona pada ANSYS GAMBIT 2.4

Tahapan pendefinisian zona dilakukan setelah dilakukannya *meshing*. Tujuannya yaitu, untuk menentukan *boundary conditions* yang akan digunakan pada saat melakukan simulasi. Pendefinisian zona dilakukan menggunakan *software* ANSYS GAMBIT 2.4. Adapun pendefinisian zona pada model *plate heating element* yaitu



Gambar 3.9 Pendefinisian zona dari model *plate heating element*

3.5 Processing pada ANSYS FLUENT 18.1

Pada tahap *processing*, menurut batasan masalah, maka simulasi pada penelitian ini dilakukan dengan beberapa asumsi sebagai berikut:

1. Simulasi dilakukan pada kondisi 3 dimensi
2. Efek rotasi pada pelat datar diabaikan dan digantikan dengan pengamatan pelat yang tidak bergerak secara transien
3. Pengamatan dilakukan pada area pemanasan (area yang dilalui *flue gas*) pada posisi 0° sampai dengan 180°
4. Temperatur fluida (*flue gas*) pada inlet bernilai konstan sebesar 395°C
5. Diberlakukan kondisi isothermal pada *wall duct*
6. Pengamatan dilakukan pada satu pelat datar
7. Tidak adanya energi bangkitan pada pelat
8. Gravitasi bekerja pada sistem dengan nilai $-9,81\text{ m/s}^2$ pada sumbu Y
9. Massa jenis dan kalor jenis fluida dianggap konstan
10. Material homogen
11. Komputasi dilakukan dengan pendekatan numerik menggunakan *software* ANSYS Fluent

3.5.1 Solver

Adapun pengaturan *solver* yang digunakan pada simulasi dalam penelitian ini yaitu

Tabel 3.5 Solver pada ANSYS FLUENT 18.1

Type	<i>Pressure-Based</i>
Velocity Formulation	<i>Abssolute</i>
Time	<i>Transient</i>
Gravitational Acceleration	-9,81 m/s ² (Y)

Pada penelitian ini fenomena rotasi pada *plate heating element* diabaikan, sehingga digantikan dengan pengamatan *plate heating element* yang tidak bergerak dan diamati dengan simulasi transien untuk tetap dapat mengetahui fenomena perpindahan panas transien pada *plate heating element*. Akan tetapi dengan mengabaikan fenomena rotasi pada *plate heating element* akan mengakibatkan pengabaian terhadap efek kecepatan relatif antara *plate heating element* dengan aliran *flue gas*, sehingga koefisien konveksi relatif akan berbeda dengan koefisien konveksi pada pelat yang diam. Pengabaian fenomena rotasi pada *plate heating element* ini dilakukan untuk menyederhanakan fenomena perpindahan panas yang terjadi pada *plate heating element* dan tetap mengkorelasikan fungsi kecepatan rotasi pada *plate heating element* terhadap durasi pengamatan secara transien yang terjadi pada *plate heating element*.

3.5.2 Models

Model sistem yang digunakan berdasarkan referensi tinjauan pustaka. Pada pengaturan *models* yang digunakan pada penelitian ini diatur seperti yang ditunjukkan pada tabel 3.6 dan sisanya diatur *default*. Untuk penyelesaian kasus perpindahan panas maka model ini perlu mengaktifkan model energi. Untuk model viskositas dipilih tipe model *realizable k-ε* dan mengaktifkan *enhanced wall treatment*.

Tabel 3.6 Models pada ANSYS FLUENT 18.1

Energy	<i>On</i>
Turbulence Model	<i>Realizable k-ε (Enhanced Wall Treatment)</i>

3.5.3 Boundary Conditions

Berdasarkan data yang telah dikumpulkan, untuk model yang telah dibuat pada gambar 3.9. Selanjutnya *boundary conditions* pada model simulasi akan diatur pada *software* ANSYS FLUENT 18.1 sebagai berikut.

Tabel 3.7 Boundary conditions pada ANSYS FLUENT 18.1

Name	Type	Condition
Inlet	<i>Velocity Inlet</i>	<i>Velocity: 4, 6, 8 m/s Thermal: 395 °C (konstan)</i>
Outlet	<i>Outflow</i>	
Wall Duct	<i>Wall</i>	<i>Thermal: No heat flux</i>
Wall Plate-Fluid	<i>Interface (coupled)</i>	<i>Thermal: No heat flux, Tinitial = 290 °C</i>
Wall Fluid-Plate	<i>Interface (coupled)</i>	<i>Thermal: No heat flux, Tinitial = 290 °C</i>

Penggunaan *velocity inlet* sebagai zona aliran masuk *flue gas* dengan kecepatan tertentu dan dengan pengaturan temperatur konstan untuk fluida masuk, yang selanjutnya akan mengalir menuju zona aliran keluar pada *outflow*. *Wall duct* sebagai *boundary condition* pada tepi zona

fluida dengan kondisi *no heat flux* pada kondisi termalnya dikarenakan *wall duct* diasumsikan isothermal. Pada *wall-plate* dan *wall fluid-plate* digabung menjadi suatu *interface* dengan kondisi termal tipe *coupled* pada *interface*, hal ini bertujuan agar perpindahan panas konveksi antara fluida dan *plate* dapat terjadi dengan pembatas suatu *wall*. Sehingga *wall plate-fluid* dan *wall fluid-plate* tidak perlu diberikan nilai *heat transfer coefficient*, karena pemberian *interface coupled-wall* tersebut membuat terjadinya konveksi dengan parameter laju fluida panas dan energi panas pada fluida dengan permukaan *plate*.

3.5.4 Solution Methods

Pemilihan *solution methods* yang tepat akan meningkatkan akurasi dari hasil simulasi. *Simulation methods* pada simulasi dalam penelitian ini digunakan *second order solution*, sedangkan untuk pengaturan lain dibiarkan pada pengaturan *default*. Pemilihan *second order solution* ini dikarenakan memiliki akurasi lebih tinggi walaupun memakan waktu komputasi lebih lama dibandingkan *first order solution*. Adapun *solution methods* yang digunakan pada simulasi dalam penelitian ini yaitu

Tabel 3.8 *Solution methods* pada ANSYS FLUENT 18.1

Pressure-Velocity Coupling	
Scheme	SIMPLE

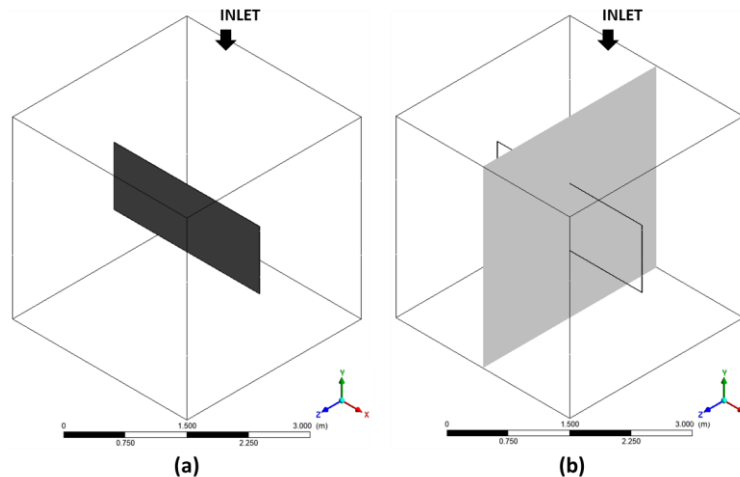
Spatial Discretization	
Gradient	<i>Least Square Cell Based</i>
Pressure	<i>Second Order</i>
Momentum	<i>Second Order Upwind</i>
Turbulent Kinetic Energy	<i>Second Order Upwind</i>
Specific Dissipation Rate	<i>Second Order Upwind</i>
Energy	<i>Second Order Upwind</i>

Transient Formulation	<i>Second Order Implicit</i>
------------------------------	------------------------------

3.6 Post-Processing pada ANSYS FLUENT 18.1 (CFD Post)

Setelah simulasi dilakukan, tahap selanjutnya adalah tahap *post-processing*. Terdapat dua jenis data yang disajikan, yaitu data kualitatif dan kuantitatif. Data kualitatif yaitu berupa kontur temperatur di sepanjang permukaan pelat, kontur temperatur di tepi ketebalan pelat, dan kontur kecepatan di dinding dekat permukaan pelat. Sedangkan data kuantitatif berupa nilai *heat flux* pada pelat, distribusi temperatur di sepanjang permukaan pelat, dan distribusi temperatur di tepi ketebalan pelat.

Pengambilan data secara kualitatif diambil pada lokasi berikut,



Gambar 3.10 Lokasi pengambilan data kualitatif berupa kontur temperatur (a) dan kontur kecepatan (b)

Sedangkan pengambilan data secara kuantitatif diambil pada lokasi berikut

Tabel 3.9 Lokasi pengambilan data disrtibusi temperatur di sepanjang pelat

Lokasi Pengambilan Data Distribusi Temperatur di Sepanjang Pelat	
Nama Lokasi	Lokasi Koordinat
Titik A	(0; 0,43; 0,0025)
Titik B	(0; 0,25; 0,0025)
Titik C	(0; 0; 0,0025)
Titik D	(0; -0,25; 0,0025)
Titik E	(0; -0,43; 0,0025)

Tabel 3.10 Lokasi pengambilan data distribusi temperatur di ketebalan pelat

Lokasi Pengambilan Data Distribusi Temperatur di Ketebalan Pelat	
Nama Lokasi	Lokasi Koordinat
Titik A Tengah	(1,225; 0,43; 0)
Titik B Tengah	(1,225; 0,25; 0)
Titik C Tengah	(1,225; 0; 0)
Titik D Tengah	(1,225; -0,25; 0)
Titik E Tengah	(1,225; -0,43; 0)
Titik A Tepi	(1,225; 0,43; 0,002)
Titik B Tepi	(1,225; 0,25; 0,002)
Titik C Tepi	(1,225; 0; 0,002)
Titik D Tepi	(1,225; -0,25; 0,002)
Titik E Tepi	(1,225; -0,43; 0,002)

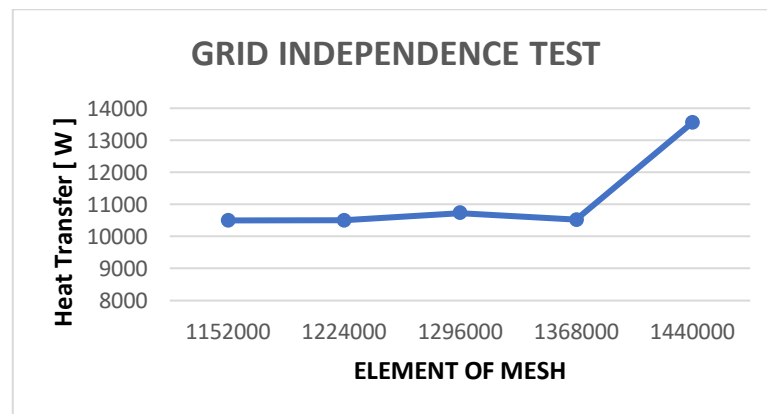
3.7 Grid Independence Test

Dalam melakukan penelitian perpindahan panas menggunakan simulasi numerik, perlu dilakukannya sebuah iterasi dalam menentukan jumlah elemen *mesh* yang optimal digunakan. Metode yang dilakukan pada *grid independence test* yaitu melakukan iterasi *mesh* dengan variasi kualitas dengan rentang sejumlah elemen *mesh*. Batasan dalam melakukan *grid independence test* adalah dengan mempertimbangkan waktu *running* simulasi terhadap jumlah

elemen. Hal ini disebabkan karena, semakin tinggi jumlah elemen, maka semakin banyak waktu yang dibutuhkan untuk mendapatkan hasil yang konvergen. *Grid independece test* berhenti ketika peningkatan jumlah elemen *mesh terhadap* perubahan hasil sudah tidak signifikan. Pada *grid independece test* yang dilakukan pada penelitian ini, bagian yang diamati perubahan hasil terhadap peningkatan jumlah elemen *mesh* yaitu *heat transfer* pada permukaan pelat. Adapun hasil iterasi variasi jumlah elemen *mesh* terhadap perubahan *heat transfer* pada permukaan pelat:

Tabel 3.11 Data *grid independece test*

Grid Independece Test		
Element	Heat Transfer (W)	Error (%)
1080000	10499,114	-
1152000	10500,6084	0,014%
1224000	10502, 495	0,018%
1296000	10734, 067	2,157%
1368000	10521, 263	2,023%
1440000	13546, 023	22, 330%



Gambar 3.11 Grafik perbandingan jumlah elemen *mesh* dengan *heat transfer* pada pelat

Berdasarkan hasil *grid independece test* yang telah dilakukan, dapat disimpulkan bahwa jumlah elemen *mesh* yang digunakan yaitu 1.368.000 elemen. Kesimpulan ini didapatkan karena pada jumlah elemen *mesh* ini, hasil perubahan tepat sebelum terjadinya perubahan yang signifikan yaitu pada jumlah elemen *mesh* 1.3546.000.

3.8 Variasi Simulasi

Simulasi pada penelitian ini dilakukan pada *software* ANSYS FLUENT 18.1 dengan variasi berupa variasi kecepatan rotasi dan kecepatan aliran masuk *flue gas*. Variasi yang dilakukan secara paralel yaitu, jika kecepatan rotasi divariasikan maka kecepatan aliran masuk *flue gas* dibiarkan pada kondisi awal yaitu 4 m/s, sedangkan jika kecepatan aliran masuk *flue gas* divariasikan maka kecepatan rotasi dibiarkan pada kondisi awal yaitu 2 rpm. Berikut variasi yang dilakukan pada simulasi dalam penelitian ini:

Tabel 3.12 Variasi kecepatan *flue gas* yang dilakukan pada simulasi

Variation Name	Kecepatan Rotasi (rpm)	Kecepatan Aliran Masuk Flue Gas (m/s)
V1	2	4

V2	2	6
V3	2	8

Tabel 3.13 Variasi kecepatan rotasi yang dilakukan pada simulasi

<i>Variation Name</i>	<i>Kecepatan Rotasi (rpm)</i>	<i>Kecepatan Aliran Masuk Flue Gas (m/s)</i>
R1	2	4
R2	2,4	4
R3	2,8	4
R4	3,2	4
R5	3,6	4
R6	4	4
R7	4,4	4
R8	4,8	4
R9	5,2	4

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Contoh Perhitungan

Dalam penelitian ini digunakan beberapa perhitungan untuk mendapatkan nilai temperatur permukaan pada pelat. Perhitungan dilakukan dengan dua metode yaitu metode simulasi dan metode perhitungan manual. Pada contoh perhitungan ini digunakan variasi V1 yaitu kecepatan masuk *flue gas* sebesar 4 m/s dan kecepatan rotasi sebesar 2 rpm.

4.1.1 Menghitung Koefisien Konveksi Rata-Rata Melalui Simulasi

Input Data:

- $q''_{\text{simulasi}} = 1699,978 \text{ W/m}^2$
- $T_{\text{initial}} = 290^\circ \text{ C}$
- $T_\infty = 395^\circ \text{ C}$

$$\bar{h}_{y,\text{sim}} = 0,5 \cdot \left(\frac{q''}{(T_\infty - T_i)} \right)$$

$$\bar{h}_{y,\text{sim}} = 0,5 \cdot \left(\frac{1699,978 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}}{(395 - 290)^\circ \text{ C}} \right)$$

$$\bar{h}_{y,\text{sim}} = 8,095 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4.1.2 Menghitung Koefisien Konveksi Rata-Rata Melalui Perhitungan Manual

Input Data:

- Kecepatan *flue gas* (U_∞) = $4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
- $T_{\text{initial}} = 290^\circ \text{ C}$
- $T_\infty = 395^\circ \text{ C}$
- Panjang pelat ($L_{L,y}$) = 1 m

1. Menghitung T_{film}

$$T_{\text{film}} = \frac{(T_\infty + T_i)}{2}$$

$$T_{\text{film}} = \frac{(395 + 290)^\circ \text{ C}}{2}$$

$$T_{\text{film}} = 342,5^\circ \text{ C}$$

2. Mencari properti *flue gas*

Properti *flue gas* ($T_{\text{film}} = 342,5^\circ \text{ C}$):

- Massa Jenis (ρ_f) = $0,5574 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Koefisien Konduksi (k_f) = $0,04601 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
- Viskositas Dinamis (μ_f) = $3,02 \cdot 10^{-5} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$
- Prandtl Number (Pr) = 0,7410

3. Menghitung bilangan *Reynold* rata-rata

Input Data:

- Massa Jenis (ρ_f) = $0,5574 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

- Kecepatan flue gas (U_∞) = $4 \frac{m}{s}$
- Panjang pelat ($L_{L,y}$) = 1 m
- Viskositas Dinamis (μ_f) = $3,02 \cdot 10^{-5} \frac{N \cdot s}{m^2}$

$$\overline{Re}_y = \frac{(\rho_f \cdot U_\infty \cdot L_{L,y})}{\mu_f}$$

$$\overline{Re}_y = \frac{\left(0,5574 \frac{kg}{m^3} \cdot 4 \frac{m}{s} \cdot 1 m\right)}{3,02 \cdot 10^{-5} \frac{N \cdot s}{m^2}}$$

$$\overline{Re}_y = 73833,45$$

4. Menghitung bilangan *Nusselt* rata-rata

Input Data:

- Bilangan Reynold (Re) = 73833,45
- Prandtl Number (Pr) = 0,7410

$$\overline{Nu}_y = 0,680 \cdot (\overline{Re}_y)^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr)^{\frac{1}{3}}$$

$$\overline{Nu}_y = 0,680 \cdot (73833,45)^{\frac{1}{2}} \cdot (0,7410)^{\frac{1}{3}}$$

$$\overline{Nu}_y = 167,20213$$

5. Menghitung koefisien konveksi rata-rata perhitungan manual

Input Data:

- Bilangan *Nusselt* (\overline{Nu}_y) = 73833,45
- Koefisien Konduksi (k_f) = $0,04601 \frac{W}{m \cdot K}$
- Panjang pelat ($L_{L,y}$) = 1 m

$$\overline{h}_{cal} = \frac{\overline{Nu}_y \cdot k_f}{L_{L,y}}$$

$$\overline{h}_{cal} = \frac{167,20213 \cdot 0,04601 \frac{W}{m \cdot K}}{1 m}$$

$$\overline{h}_{cal} = 7,692 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.1.3 Menghitung Error Perhitungan

Input Data:

- Koefisien konveksi sim. ($\overline{h}_{y,sim}$) = $8,095 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
- Koefisien konveksi cal. ($\overline{h}_{y,cal}$) = $7,692 \frac{W}{m^2 \cdot K}$

$$Error (\epsilon) = \left| \frac{\overline{h}_{y,sim} \cdot \overline{h}_{y,cal}}{\overline{h}_{y,cal}} \right| \cdot 100\%$$

$$\text{Error } (\epsilon) = \left| \frac{8,095 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 7,692 \frac{W}{m^2 \cdot K}}{7,692 \frac{W}{m^2 \cdot K}} \right| \cdot 100\%$$

$$\text{Error } (\epsilon) = 5,24\%$$

4.1.4 Menghitung Temperatur Lokal pada Permukaan Tapak Pelat dengan Lumped Capacitance Method

1. Mencari properti pelat

Properti pelat ($T_{film} = 342,5 \text{ }^\circ\text{C}$):

- Massa Jenis (ρ_p) = $8030 \frac{kg}{m^3}$
- Koefisien Konduksi (k_p) = $16,27 \frac{W}{m \cdot K}$
- Kapasitas Panas ($c_{p,p}$) = $502,48 \frac{kJ}{kg \cdot K}$

2. Menghitung bilangan *Reynold* lokal pada titik A (0; 0,43; 0025)

Input Data:

- Massa Jenis (ρ_f) = $0,5574 \frac{kg}{m^3}$
- Kecepatan flue gas (U_∞) = $4 \frac{m}{s}$
- Panjang pelat (L_y) = $0,07 \text{ m}$
- Viskositas Dinamis (μ_f) = $3,02 \cdot 10^{-5} \frac{N \cdot s}{m^2}$

$$Re_{y=A} = \frac{(\rho_p \cdot U_\infty \cdot L_y)}{\mu_p}$$

$$Re_{y=A} = \frac{\left(0,5574 \frac{kg}{m^3} \cdot 4 \frac{m}{s} \cdot 0,07 \text{ m}\right)}{3,02 \cdot 10^{-5} \frac{N \cdot s}{m^2}}$$

$$Re_{y=A} = 4513,29$$

3. Menghitung bilangan *Nusselt* lokal pada titik A (0; 0,43; 0,0025)

Input Data:

- Bil. *Reynold* lokal A ($Re_{y=A}$) = $4513,29$
- *Prandtl* Number (Pr) = $0,7410$

$$Nu_{y=A} = 0,453 \cdot (Re_{y=A})^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr)^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_{y=A} = 0,453 \cdot (4513,29)^{\frac{1}{2}} \cdot (0,7410)^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_{y=A} = 27,566$$

4. Menghitung koefisien konveksi lokal pada titik A (0; 0,43; 0,0025)

Input Data:

- Bil. *Nusselt* lokal A ($Nu_{y=A}$) = $27,566$
- Koefisien Konduksi (k_f) = $0,04601 \frac{W}{m \cdot K}$
- Panjang pelat (L_y) = $0,43 \text{ m}$

$$h_{y=A} = \frac{Nu_{y=A} \cdot k_f}{L_y}$$

$$h_{y=A} = \frac{27,566 \cdot 0,04601 \frac{W}{m \cdot K}}{0,43 m}$$

$$h_{y=A} = 19,277 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

5. Parameter temperatur tak berdimensi pada titik A (0; 0,43; 0,0025) dan pada posisi 180°
Input Data:

- Koefisien konveksi A ($h_{y=A}$) = $19,277 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
- Luas Permukaan Pelat (A_s) = $1,2275 m^2$
- Volume Pelat (V) = $0,003125 m^3$
- Waktu Total (t) = 15 s
- Waktu pada posisi 180° (t_{180°) = $\left(\frac{180^\circ}{2}\right) \cdot 15 s = 15 s$
- $T_{initial}$ = $290^\circ C$
- T_∞ = $395^\circ C$

$$\theta_{A,180^\circ}^* = \exp \left[-\frac{h_{y=A} \cdot A_s}{\rho_p \cdot V \cdot c_{p,p}} \cdot t_{180^\circ} \right]$$

$$\theta_{A,180^\circ}^* = \exp \left[-\frac{19,277 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 1,2275 m^2}{8030 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,003125 m^3 \cdot 502,48 \frac{kJ}{kg \cdot K}} \cdot 15 s \right]$$

$$\theta_{A,180^\circ}^* = 0,9697$$

6. Temperatur lokal pada titik A (0; 0,43; 0,0025) dan pada posisi 180°
Input Data:

- Temp. dimensionless ($\theta_{A,180^\circ}^*$) = 0,9697
- $T_{initial}$ = $290^\circ C$
- T_∞ = $395^\circ C$

$$T_{A; 180^\circ} = \{(T_i - T_\infty) \cdot \theta_{A,180^\circ}^*\} + T_\infty$$

$$T_{A; 180^\circ} = \{(290 - 395)^\circ C \cdot 0,9697\} + 395^\circ C$$

$$T_{A; 180^\circ} = 293,182^\circ C$$

4.1.5 Menghitung Temperatur Lokal pada Permukaan Ketebalan Pelat dengan Approximate Solution

1. Mencari properti pelat

Properti pelat ($T_{film} = 342,5^\circ C$):

- Massa Jenis (ρ_p) = $8030 \frac{kg}{m^3}$
- Koefisien Konduksi (k_p) = $16,27 \frac{W}{m \cdot K}$
- Difusifitas Termal (α_p) = $3,9 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$

2. Menghitung bilangan Reynold lokal pada titik A (1,25; 0,43; 0)

Input Data:

- Massa Jenis (ρ_f) = $0,5574 \frac{kg}{m^3}$
- Kecepatan flue gas (U_∞) = $4 \frac{m}{s}$
- Panjang pelat (L_y) = $0,07 \text{ m}$
- Viskositas Dinamis (μ_f) = $3,02 \cdot 10^{-5} \frac{N \cdot s}{m^2}$

$$Re_{y=A} = \frac{(\rho_p \cdot U_\infty \cdot L_y)}{\mu_p}$$
$$Re_{y=A} = \frac{\left(0,5574 \frac{kg}{m^3} \cdot 4 \frac{m}{s} \cdot 0,07 \text{ m}\right)}{3,02 \cdot 10^{-5} \frac{N \cdot s}{m^2}}$$
$$Re_{y=A} = 4513,29$$

3. Menghitung bilangan Nusselt lokal pada titik A (1,25; 0,43; 0)

Input Data:

- Bil. Reynold lokal A ($Re_{y=A}$) = $4513,29$
- Prandtl Number (Pr) = $0,7410$

$$Nu_{y=A} = 0,453 \cdot (Re_{y=A})^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr)^{\frac{1}{3}}$$
$$Nu_{y=A} = 0,453 \cdot (4513,29)^{\frac{1}{2}} \cdot (0,7410)^{\frac{1}{3}}$$
$$Nu_{y=A} = 27,566$$

4. Menghitung koefisien konveksi lokal pada titik A (1,25; 0,43; 0)

Input Data:

- Bil. Nusselt lokal A ($Nu_{y=A}$) = $27,566$
- Koefisien Konduksi (k_f) = $0,04601 \frac{W}{m \cdot K}$
- Panjang pelat (L_y) = $0,43 \text{ m}$

$$h_{y=A} = \frac{Nu_{y=A} \cdot k_f}{L_y}$$
$$h_{y=A} = \frac{27,566 \cdot 0,04601 \frac{W}{m \cdot K}}{0,43 \text{ m}}$$
$$h_{y=A} = 19,277 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

5. Menghitung bilangan Biot pada titik A (1,25; 0,43; 0)

Input Data:

- Koefisien konveksi A ($h_{y=A}$) = $7,692 \frac{W}{m^2 \cdot K}$
- Koefisien Konduksi (k_p) = $16,27 \frac{W}{m \cdot K}$
- Tebal pelat (L_x) = $0,005 \text{ m}$
- Panjang karakteristik (L_c) = $\frac{L_x}{2} = \frac{0,005 \text{ m}}{2} = 0,0025 \text{ m}$

$$Bi_{y=A} = \frac{h_{y=A} \cdot L_c}{k_p}$$

$$Bi_{y=A} = \frac{19,277 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 0,0025 m}{16,27 \frac{W}{m \cdot K}}$$

$$Bi_{y=A} = 0,030$$

6. Mencari Bilangan Eigen (λ_n)

Bilangan Biot ($Bi_{y=A} = 0,030$) pada Tabel 2.1 untuk ($n = 1$)

- *Bilangan Eigen* (λ_1) = 0,05359

7. Menghitung koefisien C_n untuk ($n = 1$)

Input Data:

- *Bilangan Eigen* (λ_1) = 0,05359

$$C_1 = \frac{4 \sin(\lambda_1)}{2\lambda_1 + \sin(2\lambda_1)}$$

$$C_1 = \frac{4 \sin(0,05359)}{2 \cdot 0,05359 + \sin(2 \cdot 0,05359)}$$

$$C_1 = 1,00478$$

8. Menghitung parameter panjang tak berdimensi (x^*)

Input Data:

- $x_{A,tepi}$ = 0,0025 m
 - $x_{A,tengah}$ = 0 m
 - *Panjang karakteristik* (L_c) = 0,0025 m

$$x_{A,tepi}^* = \frac{x_{A,tepi}}{L_c}$$

$$x_{A,tepi}^* = \frac{0,0025 m}{0,0025 m}$$

$$x_{A,tepi}^* = 1$$

$$x_{A,tengah}^* = \frac{x_{A,tengah}}{L_c}$$

$$x_{A,tengah}^* = \frac{0 m}{0,0025 m}$$

$$x_{A,tengah}^* = 0$$

9. Menghitung bilangan *Fourier* pada titik A (1,25; 0,43; 0) dan pada posisi 180°

Input Data:

- *Difusifitas Termal* (α_p) = $3,9 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$
 - *Panjang karakteristik* (L_c) = 0,0025 m
 - *Waktu Total* (t) = 15 s
 - *Waktu pada posisi 180°* (t_{180°) = $\left(\frac{180^\circ}{\frac{\pi}{2}}\right) \cdot 15 s = 15 s$

$$Fo_{180^\circ} = \frac{\alpha_p \cdot t_{180^\circ}}{L_c^2}$$

$$Fo_{180^\circ} = \frac{3,9 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s} \cdot 15 s}{(0,0025 m)^2}$$

$$Fo_{180^\circ} = 9,384$$

10. Menghitung parameter temperatur tak berdimensi pada titik A_{tepi} (1,25; 0,43; 0,0025), A_{tengah} (1,25; 0,43; 0) dan pada posisi 180°

Input Data:

- Koefisien C_n untuk $n = 1$ (C_1) = 1,00478
- Bilangan Eigen (λ_1) = 0,05359
- Fo_{180° = 9,384
- $x_{A,tepi}^*$ = 1
- $x_{A,tengah}^*$ = 0

$$\theta_{A,tepi,180^\circ}^* = C_1 \cdot \exp(-\lambda_1^2 \cdot Fo_{180^\circ}) \cdot \cos(\lambda_1 \cdot x_{A,tepi}^*)$$

$$\theta_{A,tepi,180^\circ}^* = 1,00478 \cdot \exp(-0,05359^2 \cdot 9,384) \cdot \cos(0,05359 \cdot 1)$$

$$\theta_{A,tepi,180^\circ}^* = 0,9735$$

$$\theta_{A,tengah,180^\circ}^* = C_1 \cdot \exp(-\lambda_1^2 \cdot Fo_{180^\circ}) \cdot \cos(\lambda_1 \cdot x_{A,tengah}^*)$$

$$\theta_{A,tengah,180^\circ}^* = 1,00478 \cdot \exp(-0,05359^2 \cdot 9,384) \cdot \cos(0,05359 \cdot 0)$$

$$\theta_{A,tengah,180^\circ}^* = 0,9739$$

11. Temperatur lokal pada titik A_{tepi} (1,25; 0,43; 0,0025), A_{tengah} (1,25; 0,43; 0) dan pada posisi 180°

Input Data:

- Temp. dimensionless ($\theta_{A,tepi,180^\circ}^*$) = 0,9735
- Temp. dimensionless ($\theta_{A,tengah,180^\circ}^*$) = 0,9739
- $T_{initial}$ = $290^\circ C$
- T_∞ = $395^\circ C$

$$T_{y,tepi,180^\circ} = \{(T_i - T_\infty) \cdot \theta_{y,tepi,180^\circ}^*\} + T_\infty$$

$$T_{A,tepi,180^\circ} = \{(290 - 395)^\circ C \cdot 0,9735\} + 395^\circ C$$

$$T_{A,tepi,180^\circ} = 292,7806^\circ C$$

$$T_{y,tengah,180^\circ} = \{(T_i - T_\infty) \cdot \theta_{y,tengah,180^\circ}^*\} + T_\infty$$

$$T_{A,tengah,180^\circ} = \{(290 - 395)^\circ C \cdot 0,9739\} + 395^\circ C$$

$$T_{A,tengah,180^\circ} = 292,7439^\circ C$$

12. Temperatur spasial lokal antara titik A_{tepi} (1,25; 0,43; 0,0025), A_{tengah} (1,25; 0,43; 0) dan pada posisi 180°

Input Data:

- $T_{A,tepi,180^\circ}$ = $292,7806^\circ C$
- $T_{A,tengah,180^\circ}$ = $292,7439^\circ C$

$$\Delta T_{spasial,A,180^\circ} = T_{A,tepi,180^\circ} - T_{A,tengah,180^\circ}$$

$$\Delta T_{spasial,A,180^\circ} = (292,7806 - 292,7439)^\circ C$$

$$\Delta T_{spasial,A,180^\circ} = 0,0367$$

4.2 Analisis Hasil Simulasi dan Perhitungan

Berdasarkan hasil simulasi yang telah dilakukan pada penelitian ini, dilakukan analisis untuk mengetahui pengaruh kecepatan masuk *flue gas* dan kecepatan rotasi terhadap distribusi temperatur pada permukaan tapak pelat dan distribusi temperatur spasial pada permukaan ketebalan pelat.

4.2.1 Analisis Pengaruh Kecepatan Masuk Flue Gas terhadap Distribusi Temperatur pada Permukaan Tapak Plate Heating Element

Tabel 4.1 Kontur temperatur pada permukaan tapak *plate heating element* pada variasi kecepatan masuk *flue gas* tiap waktu

Variasi Kecepatan Flue Gas	POSITION			
	0°	60°	120°	180°
Variasi : V1 Vflue gas : 4 m/s Vrotation : 2 rpm				
Variasi : V2 Vflue gas : 6 m/s Vrotation : 2 rpm				
Variasi : V3 Vflue gas : 8 m/s Vrotation : 2 rpm				
Temperature Legend				

Pada Tabel 4.1 ditunjukkan hasil simulasi pada penelitian ini berupa kontur temperatur pada permukaan tapak *plate heating element* dengan variasi kecepatan masuk *flue gas* (4 m/s; 6 m/s; dan 8 m/s) dimana kecepatan rotasi diatur tetap sebesar 2 rpm. Terlihat bahwa pada variasi V3 yaitu (8 m/s; 2 rpm) memiliki kontur temperatur paling tinggi di setiap posisi. Hal ini diakibatkan pada peningkatan variasi yang diikuti peningkatan kecepatan *flue gas* yang mengalir pada *plate heating element* menyebabkan peningkatan nilai bilangan *Reynold* yang ditunjukkan pada persamaan 2.5.

$$Re_x = \frac{\rho \cdot u_{\infty} \cdot X}{\mu}$$

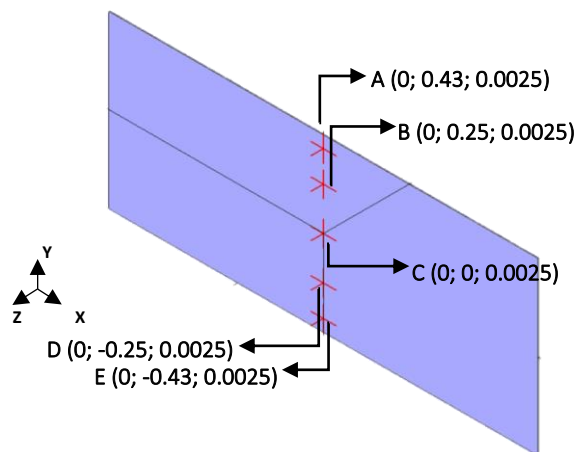
Seiring dengan meningkatnya bilangan *Reynold* juga diiringi dengan meningkatnya bilangan *Nusselt* sebagai parameter gradien temperatur tak berdimensi seperti yang ditunjukkan pada persamaan bilangan *Nusselt average* pada persamaan 2.11.

$$\overline{Nu}_L = 0,680 Re_L^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}$$

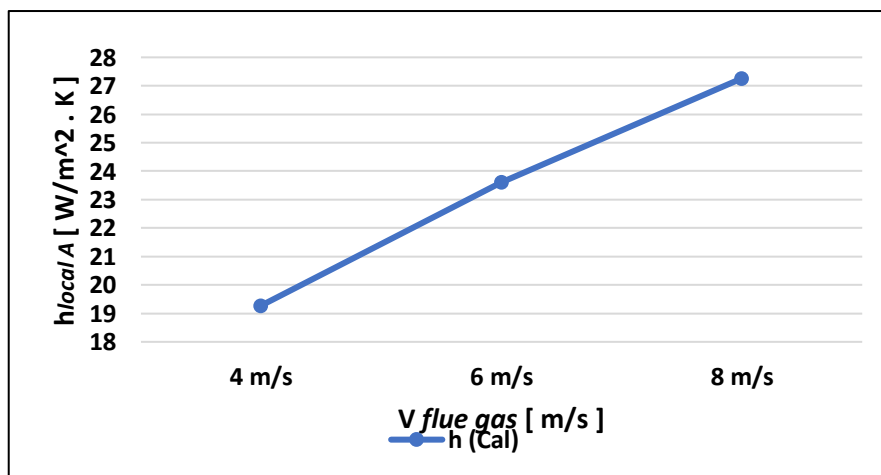
Peningkatan bilangan *Nusselt average* ini memengaruhi *heat transfer rate* melalui koefisien konveksi rata-rata pada *plate heating element*. Dengan total panjang pelat yang sama, koefisien konveksi rata-rata mengalami peningkatan seiring peningkatan bilangan *Nusselt average* seperti yang ditunjukkan pada persamaan koefisien konveksi rata-rata pada persamaan 2.10.

$$Nu_x = \frac{\overline{h}_x \cdot L}{k_f}$$

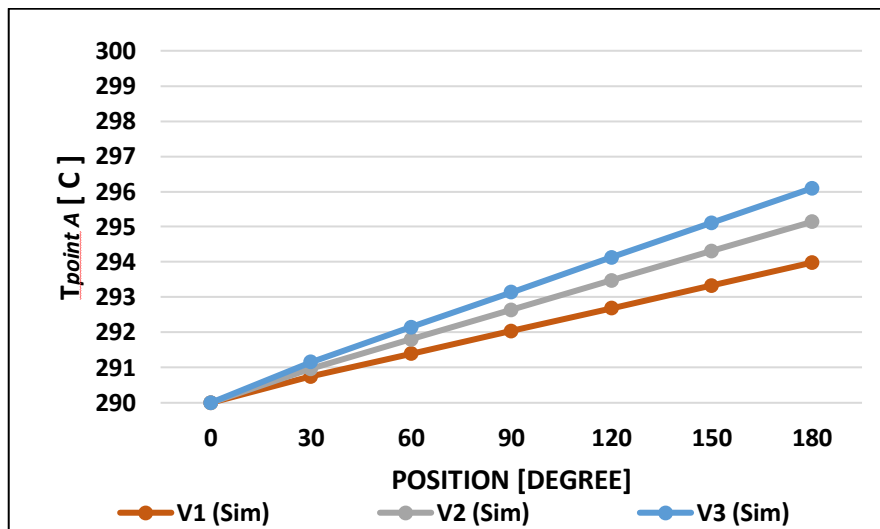
Hasil yang sama terjadi pada kasus *local temperature*. Pada kondisi lokal, peningkatan kecepatan mengakibatkan peningkatan nilai bilangan *Reynold local* dan bilangan *Nusselt local*, sehingga nilai koefisien konveksi lokal mengalami peningkatan. Selain itu dikarenakan kecepatan rotasi pada tiap variasi V1, V2, dan V3 adalah sama, sehingga tidak adanya perbedaan durasi pemanasan pada *plate heating element*. Perubahan koefisien konveksi lokal ini berbeda di setiap titik. Jika diambil sampel satu titik pada titik A yaitu (0; 0,43; 0,0025) seperti ditunjukkan pada Gambar 4.1 dan diamati perubahan perpindahan panas berupa nilai koefisien konveksi lokal dan temperatur lokalnya, maka dihasilkan data seperti yang ditampilkan pada grafik Gambar 4.2 dan grafik Gambar 4.3 dibawah ini.



Gambar 4.1 Lokasi pengambilan data temperatur lokal pada permukaan tapak *plate heating element*



Gambar 4.2 Grafik koefisien konveksi lokal pelat pada titik A (0; 0,43; 0,0025)



Gambar 4.3 Grafik temperatur lokal pada titik A (0; 0,43; 0,0025) tiap posisi dengan variasi kecepatan *flue gas*

Tabel 4.2 Temperatur lokal pada titik A (0; 0,43; 0,0025) tiap posisi dengan variasi kecepatan *flue gas*

Variasi Kecepatan <i>Flue Gas</i>	T_A Tiap Posisi Variasi Kecepatan <i>Flue Gas</i> [°C]			
	0	60	120	180
Vinlet = 4 m/s	290,00	291,81	292,69	293,98
Vinlet = 6 m/s	290,00	291,81	293,48	295,14
Vinlet = 8 m/s	290,00	292,15	294,13	296,09

Pada Gambar 4.2, ditunjukkan grafik koefisien konveksi lokal pelat pada titik A (0; 0,43; 0,0025) bahwa koefisien konveksi lokal yang dipengaruhi kecepatan *flue gas* yang mengalir pada pelat akan meningkat seiring dengan peningkatan kecepatan *flue gas*. Kecepatan *flue gas* tidak berubah tiap waktu, sehingga nilai koefisien konveksi lokal tidak berubah tiap waktu. Akan tetapi temperatur lokal akan mengalami perubahan tiap waktu seiring perpindahan posisi. Berdasarkan Gambar 4.3 yang menunjukkan grafik temperatur lokal *heating element* pada titik A (0; 0,43; 0,0025) dan dijabarkan pada Tabel 4.2, terlihat bahwa hasil peningkatan temperatur lokal oleh kecepatan *flue gas* pada pelat konsisten dengan hasil peningkatan koefisien konveksi lokal oleh kecepatan *flue gas* pada pelat. Hasil ini sesuai dengan persamaan 2.32 mengenai temperatur lokal menggunakan teori *lumped capacitance*. Selain itu pada grafik ini dihasilkan bahwa temperatur lokal pada titik A (T_A) tertinggi terjadi pada variasi V3 saat posisi 180° yaitu (8 m/s; 2 rpm) sebesar 296,09 °C, lalu mengalami penurunan pada variasi penurunan kecepatan *flue gas*.

Selisih temperatur lokal (ΔT_{local}) pada tiap posisi juga mengalami peningkatan seiring menuju posisi 180°. Akan tetapi selisih temperatur lokal antar variasi pada titik A (ΔT_A) seperti antara variasi V2 dengan V1 dan antara variasi V3 dengan V2 nilainya tidak sama, hal ditunjukkan dengan Tabel 4.3 dibawah.

Tabel 4.3 Persentase perubahan temperatur lokal pada titik A (0; 0,43; 0,0025) tiap posisi dengan variasi kecepatan *flue gas*

Variasi Kecepatan <i>Flue Gas</i>	%ΔT _A Tiap Posisi Variasi Kecepatan <i>Flue Gas</i>				Avg
	0	60	120	180	
Vinlet = 4 m/s	-	-	-	-	-
Vinlet = 6 m/s	0,0%	0,14%	0,27%	0,39%	0,27%
Vinlet = 8 m/s	0,0%	0,12%	0,22%	0,32%	0,22%

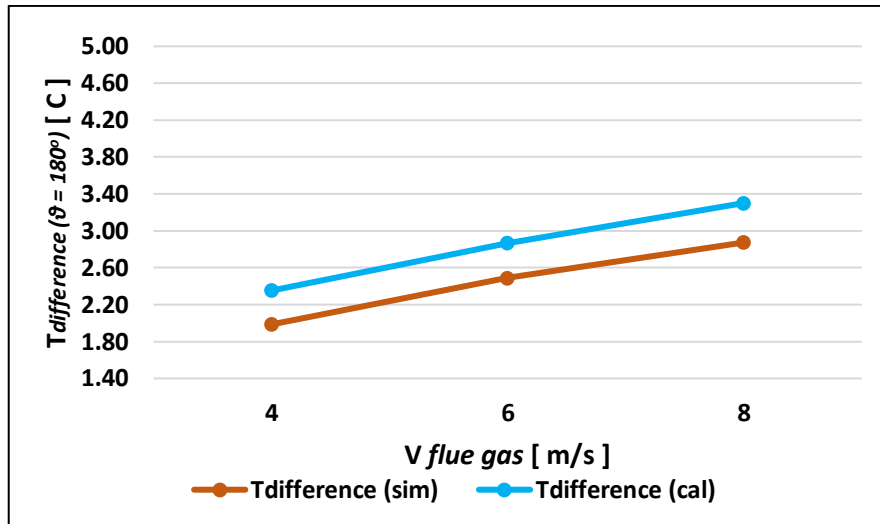
Selisih temperatur lokal pada titik A (ΔT_A) antar variasi pada tiap posisi ditunjukkan dalam bentuk persentase perubahan ($\% \Delta T_A$), yaitu dengan membandingkan nilai temperatur lokal pada titik A (T_A) antara variasi V1 dengan V2, maupun antara variasi V2 dengan V3, hasil perbandingan ini dinotasikan dalam bentuk persentase. Terlihat bahwa $\% \Delta T_A$ rata-rata tiap posisi tertinggi pada variasi V2 yaitu (6 m/s; 2 rpm) sebesar 0,27%. Sedangkan pada variasi V3 yaitu (8 m/s; 2rpm) sebesar 0,22%. Terdapatnya perbedaan selisih $\% \Delta T_A$ antar variasi ini diakibatkan karena fungsi temperatur lokal tiap waktu tidak bersifat linear. Artinya, dengan peningkatan variabel koefisien konveksi yang linear akan tidak diikuti dengan peningkatan temperatur lokal secara linear. Hal ini ditunjukkan pada persamaan 2.32 mengenai temperatur lokal menggunakan teori *lumped capacitance method* dimana fungsi perubahan temperatur adalah fungsi logaritmik.

$$\frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty} = \exp \left[- \frac{h \cdot A_s}{\rho \cdot V \cdot c} \cdot t \right]$$

Selanjutnya pada hasil kontur temperatur yang ditampilkan pada Tabel 4.1 juga terlihat bahwa distribusi temperatur pada permukaan tapak *plate heating element* tidak terjadi secara merata. Terdapatnya gradasi penurunan temperatur pada arah sumbu Y negatif, yaitu searah dengan arah aliran *flue gas*. Pengamatan dilakukan dengan mengamati perbedaan temperatur lokal titik A (0; 0,43; 0,0025) dan titik E (0; -0,43; 0,0025) pada posisi 180° yang dinotasikan sebagai $T_{difference, \theta=180^\circ}$, Persamaan $T_{difference}$ tiap posisi ditunjukkan pada persamaan di bawah ini

$$T_{difference, \theta} = T_{A, \theta} - T_{E, \theta}$$

Selanjutnya hasil distribusi $T_{difference}$ pada $\theta = 180^\circ$ tiap variasi kecepatan *flue gas* ditunjukkan pada gambar grafik dan tabel di bawah ini.



Gambar 4.4 Grafik perbedaan temperatur titik A (0; 0,43; 0,0025) dan titik E (0; -0,43; 0,0025) pada posisi $\theta = 180^\circ$ dengan variasi kecepatan *flue gas*

Tabel 4.4 Perbedaan temperatur lokal A (0; 0,43; 0,0025) dan E (0; -0,43; 0,0025) tiap posisi dengan variasi kecepatan *flue gas*

Variasi Kecepatan <i>Flue Gas</i>	$T_{difference}$ Tiap Posisi Variasi Kecepatan <i>Flue Gas</i> [°C]			
	0	60	120	180
Vinlet = 4 m/s	0,00	0,68	1,33	1,99
Vinlet = 6 m/s	0,00	0,86	1,68	2,49
Vinlet = 8 m/s	0,00	1,01	1,95	2,87

Berdasarkan Gambar 4.4 yang menunjukkan grafik hasil simulasi dan perhitungan manual terkait kondisi gradasi temperatur di sepanjang pelat sumbu Y negatif melalui grafik selisih temperatur lokal titik A (0; 0,43; dan 0,0025) dan titik E (0; -0,43; 0,0025) yang dinotasikan sebagai ($T_{difference, \theta=180^\circ}$), terlihat bahwa hasil simulasi dan perhitungan manual, keduanya menunjukkan hasil bahwa $T_{difference, \theta=180^\circ}$ mengalami peningkatan seiring dengan peningkatan kecepatan *flue gas* yang mengalir pada *plate heating element*. Selanjutnya pada Tabel 4.4 dijabarkan bahwa $T_{difference, \theta=180^\circ}$ tertinggi terjadi pada variasi V3 yaitu (8 m/s; 2 rpm) sebesar 2,87 °C, sedangkan terendah terjadi pada variasi V1 yaitu (4 m/s; 2 rpm) sebesar 1,99 °C. Peningkatan $T_{difference, \theta=180^\circ}$ ini disebabkan oleh peningkatan koefisien konveksi lokal akibat peningkatan kecepatan *flue gas*. Selanjutnya pada pengamatan lain terlihat bahwa $T_{difference}$, antar variasi pada tiap posisi memiliki nilai perubahan yang berbeda seperti yang ditunjukkan pada Tabel 4.4 di bawah ini.

Tabel 4.5 Persentase perubahan perbedaan temperatur lokal A (0; 0,43; 0,0025) dan E (0; -0,43; 0,0025) tiap posisi dengan variasi kecepatan *flue gas*

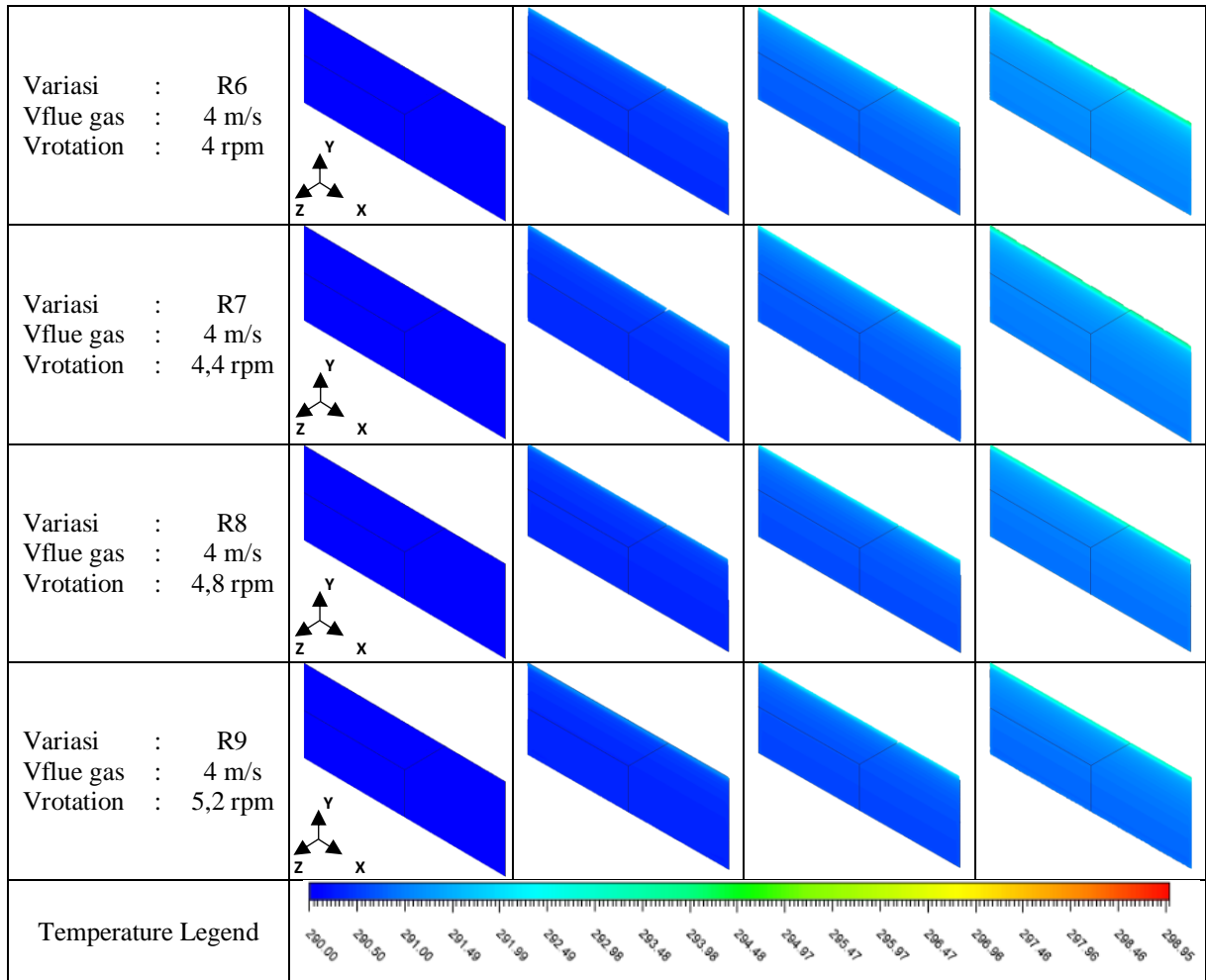
Variasi Kecepatan <i>Flue Gas</i>	% $\Delta T_{difference}$ Tiap Posisi Variasi Kecepatan <i>Flue Gas</i>				Avg
	0	60	120	180	
Vinlet = 4 m/s	-	-	-	-	-
Vinlet = 6 m/s	0,0%	26,84%	25,91%	25,33%	26,03%
Vinlet = 8 m/s	0,0%	16,53%	15,93%	15,47%	15,98%

Perubahan $T_{difference}$ antar variasi pada tiap posisi dinotasikan dalam bentuk persentase ($\% \Delta T_{difference}$), yaitu dengan membandingkan nilai $T_{difference}$ antara variasi V1 dengan V2, maupun variasi V2 dengan V3 pada tiap posisinya, hasil perbandingan ini dinotasikan dalam bentuk persentase. Berdasarkan Tabel 4.5, $\% \Delta T_{difference}$ rata-rata tertinggi terjadi pada variasi V2 yaitu (6 m/s; 2 rpm) sebesar 26,03%, sedangkan pada variasi V3 yaitu (8 m/s; 2 rpm) sebesar 15,98%. Perbedaan nilai $\% \Delta T_A$ antar variasi ini disebabkan karena pada persamaan 2.32 mengenai temperatur lokal, fungsi temperatur lokal tiap waktu tidak bersifat linear melainkan logaritmik. Artinya, dengan peningkatan variabel kecepatan *flue gas* secara linear akan tidak diikuti dengan peningkatan temperatur lokal secara linear.

4.2.2 Analisis Pengaruh Kecepatan Rotasi terhadap Distribusi Temperatur pada Permukaan Tapak Plate Heating Element

Tabel 4.6 Kontur temperatur pada permukaan tapak *plate heating element* pada variasi kecepatan rotasi tiap waktu

Variasi Kecepatan Rotasi	POSITION			
	0°	60°	120°	180°
Variasi : R1 Vflue gas : 4 m/s Vrotation : 2 rpm				
Variasi : R2 Vflue gas : 4 m/s Vrotation : 2,4 rpm				
Variasi : R3 Vflue gas : 4 m/s Vrotation : 2,8 rpm				
Variasi : R4 Vflue gas : 4 m/s Vrotation : 3,2 rpm				
Variasi : R5 Vflue gas : 4 m/s Vrotation : 3,6 rpm				



Pada Tabel 4.6 ditunjukkan hasil simulasi pada penelitian ini berupa kontur temperatur pada permukaan tapak *plate heating element* dengan variasi kecepatan rotasi (2 rpm; 2,4 rpm; 2,8 rpm; 3,2 rpm; 3,6 rpm; 4 rpm; 4,4 rpm; 4,8 rpm; dan 5,2 rpm) dimana kecepatan masuk *flue gas* diatur tetap sebesar 4 m/s. Terlihat bahwa pada variasi R1 yaitu (4 m/s; 2 rpm) memiliki kontur temperatur paling tinggi di setiap posisi. Hal ini diakibatkan pada peningkatan kecepatan rotasi akan mengakibatkan penurunan durasi pemanasan *plate heating element*. Pengaruh durasi pemanasan pada perubahan temperatur dijabarkan pada persamaan 2.32 mengenai temperatur lokal menggunakan teori *lumped capacitance method*.

$$\frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T - T_{\infty}}{T_i - T_{\infty}} = \exp \left[-\frac{h \cdot A_s}{\rho \cdot V \cdot c} \cdot t \right]$$

Adapun hubungan antara kecepatan rotasi dan durasi pemanasan pada *plate heating element*. Yaitu pada persamaan berikut.

$$\omega = \frac{\Delta\theta}{\Delta t} = \frac{\pi}{\Delta t}$$

Kecepatan rotasi yang dinotasikan (ω) dalam satuan rpm atau *revolution per minute*. Perubahan sudut dalam hal ini dinotasikan sebagai ($\Delta\theta$) sebesar π atau setengah lingkaran penuh, hal ini dikarenakan daerah pemanasan *plate heating element* pada *rotary air preheater* terletak dari 0°

sampai dengan 180°. Sehingga pada variasi R1 yaitu (4 m/s; 2 rpm), durasi pemanasan yang dinotasikan sebagai (Δt) sebesar,

$$t_{\omega=2rpm} = \frac{\pi}{2 \text{ rpm}}$$

$$t_{\omega=2rpm} = \frac{\pi}{\frac{2 \cdot 2\pi}{60 \text{ s}}}$$

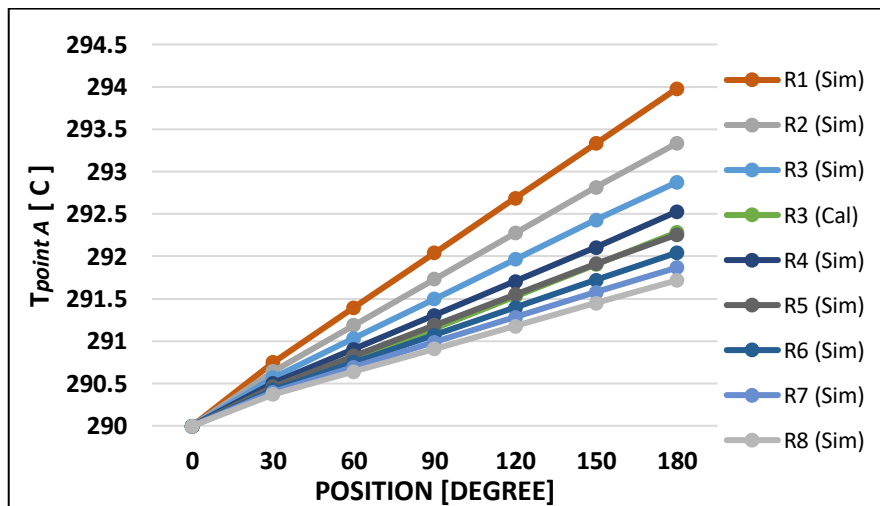
$$t_{\omega=2rpm} = 15 \text{ s}$$

Tabel 4.7 Durasi Pemanasan *Plate Heating Element* Tiap Variasi Kecepatan Rotasi

Durasi Pemanasan <i>Plate Heating Element</i> Tiap Variasi Kecepatan Rotasi [s]								
2 rpm	2,4 rpm	2,8 rpm	3,2 rpm	3,6 rpm	4 rpm	4,4 rpm	4,8 rpm	5,2 rpm
15	12,5	10,71	9,38	8,33	7,5	6,82	6,25	5,77

Pada Tabel 4.7 dijabarkan durasi pemanasan *plate heating element* tiap variasi kecepatan rotasi, dimana semakin tinggi kecepatan rotasi maka semakin rendah durasi pemanasan *plate heating element*. Hal ini yang menyebabkan peningkatan temperatur pada *plate heating element* mengalami penurunan seiring dengan peningkatan kecepatan rotasi.

Hasil yang sama juga terjadi pada kasus *local temperature*. Pada kondisi lokal, peningkatan kecepatan rotasi juga terjadi di setiap titik lokal pada *plate heating element* berupa durasi pemanasan, selain itu dikarenakan kecepatan *flue gas* pada tiap variasi R1 sampai dengan R9 adalah sama, maka tidak adanya perbedaan koefisien konveksi lokal di tiap variasi. Jika diambil sampel satu titik pada titik A yaitu (0; 0,43; 0,0025) pada Gambar 4.1 dan diamati perubahan perpindahan panas berupa temperatur lokalnya, maka dihasilkan data seperti yang ditampilkan pada grafik Gambar 4.5 di bawah ini.



Gambar 4.5 Grafik temperatur lokal pada titik A (0; 0,43; 0,0025) tiap posisi dengan variasi kecepatan rotasi

Tabel 4.8 Temperatur lokal pada titik A (0; 0,43; 0,0025) tiap posisi dengan variasi kecepatan rotasi

Variasi Kecepatan Rotasi	T_A Tiap Posisi Variasi Kecepatan Rotasi [°C]			
	0	60	120	180

Vrotasi = 2 rpm	290,00	291,81	293,48	293,98
Vrotasi = 2,4 rpm	290,00	291,19	292,28	293,34
Vrotasi = 2,8 rpm	290,00	291,03	291,97	292,88
Vrotasi = 3,2 rpm	290,00	290,90	291,71	292,53
Vrotasi = 3,6 rpm	290,00	290,83	291,55	292,26
Vrotasi = 4 rpm	290,00	290,75	291,40	292,04
Vrotasi = 4,4 rpm	290,00	290,69	291,28	291,87
Vrotasi = 4,8 rpm	290,00	290,64	291,18	291,72
Vrotasi = 5,2 rpm	290,00	290,60	291,10	291,59

Berdasarkan Gambar 4.5 yang menunjukkan grafik temperatur lokal *plate heating element* pada titik A (0; 0,43; 0,0025) dan dijabarkan pada Tabel 4.8, terlihat bahwa terjadinya peningkatan temperatur lokal akibat penurunan durasi pemanasan. Hasil ini konsisten dengan persamaan 2.32 mengenai temperatur lokal dengan teori *lumped capacitance method*. Pada grafik ini didapatkan bahwa temperatur lokal pada titik A (T_A) tertinggi terjadi pada variasi R1 (4 m/s; 2 rpm) sebesar 293,98 °C dan pada variasi R2 sampai dengan R9 mengalami penurunan T_A seiring dengan peningkatan kecepatan rotasi. Hal ini dikarenakan, pada variasi R1 memiliki durasi pemanasan terlama yaitu sebesar 15 detik dibandingkan dengan variasi R2 sampai dengan R9 yang berturut-turut mengalami penurunan durasi pemanasan, sehingga kalor yang diserap oleh permukaan lokal *plate heating element* di titik A pada variasi R1 adalah yang paling tinggi dibandingkan pada variasi kecepatan rotasi lainnya. Selisih temperatur lokal (ΔT_{local}) pada tiap posisi juga mengalami peningkatan seiring menuju posisi 180°. Akan tetapi selisih temperatur pada titik A (ΔT_A) antara variasi R2 dengan R1, R3 dengan R2, R4 dengan R3, dan seterusnya nilainya tidak sama, hal ini ditunjukkan dengan Tabel 4.9 di bawah.

Tabel 4.9 Persentase perubahan temperatur lokal pada titik A (0; 0,43; 0,0025) tiap posisi dengan variasi kecepatan rotasi

Variasi Kecepatan Rotasi	% ΔT_A Tiap Posisi Variasi Kecepatan Rotasi				Avg
	0	60	120	180	
Vrotasi = 2 rpm	-	-	-	-	-
Vrotasi = 2,4 rpm	0,0%	0,071%	0,141%	0,220%	0,144%
Vrotasi = 2,8 rpm	0,0%	0,053%	0,106%	0,157%	0,105%
Vrotasi = 3,2 rpm	0,0%	0,044%	0,089%	0,118%	0,084%
Vrotasi = 3,6 rpm	0,0%	0,027%	0,053%	0,093%	0,058%
Vrotasi = 4 rpm	0,0%	0,027%	0,053%	0,073%	0,051%
Vrotasi = 4,4 rpm	0,0%	0,020%	0,039%	0,060%	0,040%
Vrotasi = 4,8 rpm	0,0%	0,018%	0,036%	0,051%	0,035%
Vrotasi = 5,2 rpm	0,0%	0,014%	0,028%	0,043%	0,028%

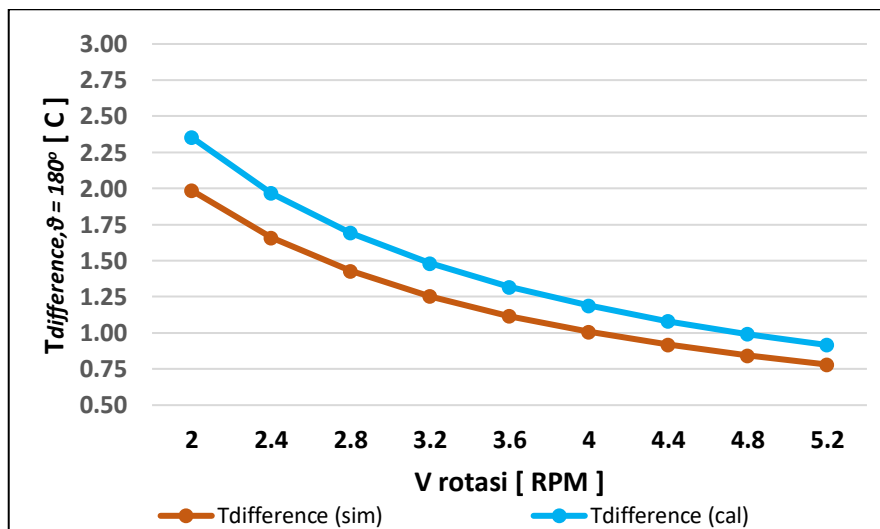
Selisih temperatur pada titik A antar variasi pada tiap posisi ditunjukkan dalam bentuk persentase perubahan ($\% \Delta T_A$), yaitu dengan membandingkan nilai T_A antara variasi R1 dengan R2, maupun variasi R2 dengan R3 dan seterusnya pada tiap posisinya, hasil perbandingan ini dinotasikan dalam bentuk persentase. Terlihat bahwa $\% \Delta T_A$ rata-rata tiap posisi tertinggi terjadi pada variasi R2 sebesar 0,144%. Pada variasi selanjutnya dengan peningkatan kecepatan rotasi mengalami penurunan $\% \Delta T_A$ berturut-turut sebesar (0,105%; 0,084%; 0,058%; 0,051%; 0,040%; 0,035%; dan 0,028%). Variasi R7 (4 m/s; 4,4 rpm) memiliki nilai $\% \Delta T_A$ optimum, dikarenakan selisih

nilai $\% \Delta T_A$ pada rentang variasi R6, R7, R8, dan R9 mengalami penurunan signifikansi sebelum yang terendah yaitu tepat pada variasi R7. Selisih $\% \Delta T_A$ antar variasi yang tidak sama diakibatkan karena fungsi temperatur lokal tiap waktu tidak bersifat linear melainkan logaritmik. Artinya, dengan penurunan variabel durasi pemanasan yang linear akan tidak diikuti dengan peningkatan temperatur lokal secara linear. Hal ini ditunjukkan pada persamaan 2.32 mengenai temperatur lokal menggunakan teori *lumped capacitance method* dan memiliki korelasi dengan hasil penelitian terdahulu yang ditunjukkan pada Gambar 2.5 yaitu pada rentang kecepatan rotasi 2 rpm sampai dengan 5 rpm dan seterusnya akan menurunnya peningkatan perubahan temperatur pada pelat serta akan menurunnya signifikansi perubahan temperatur saat kecepatan rotasi dinaikan.

Selanjutnya pada hasil kontur temperatur yang ditampilkan pada Tabel 4.5 juga terlihat bahwa distribusi temperatur pada permukaan tapak *plate heating element* tidak terjadi secara merata. Terdapatnya gradasi penurunan temperatur pada arah sumbu Y negatif, yaitu searah dengan arah aliran *flue gas*. Pengamatan dilakukan dengan mengamati perbedaan temperatur lokal titik A (0; 0,43; 0,0025) dan titik E (0; -0,43; 0,0025) pada posisi 180° yang dinotasikan sebagai $T_{difference, \theta=180^\circ}$. Persamaan $T_{difference}$ tiap posisi ditunjukkan pada persamaan di bawah ini

$$T_{difference, \theta} = T_{A, \theta} - T_{E, \theta}$$

Selanjutnya hasil distribusi $T_{difference}$ pada $\theta = 180^\circ$ tiap variasi kecepatan rotasi ditunjukkan pada gambar grafik dan tabel di bawah ini.



Gambar 4.6 Grafik perbedaan temperatur titik A (0; 0,43; 0,0025) dan titik E (0; -0,43; 0,0025) pada posisi $\theta = 180^\circ$ dengan variasi kecepatan rotasi

Tabel 4.10 Perbedaan temperatur lokal A (0; 0,43; 0,0025) dan E (0; -0,43; 0,0025) tiap posisi dengan variasi kecepatan rotasi

Variasi Kecepatan Rotasi	$T_{difference}$ Tiap Posisi Variasi Kecepatan Rotasi			
	0	60	120	180
Vrotasi = 2 rpm	0,00	0,68	1,33	1,99
Vrotasi = 2,4 rpm	0,00	0,58	1,12	1,66
Vrotasi = 2,8 rpm	0,00	0,50	0,97	1,43

Vrotasi = 3,2 rpm	0,00	0,44	0,84	1,25
Vrotasi = 3,6 rpm	0,00	0,40	0,76	1,12
Vrotasi = 4 rpm	0,00	0,36	0,68	1,01
Vrotasi = 4,4 rpm	0,00	0,33	0,62	0,92
Vrotasi = 4,8 rpm	0,00	0,30	0,57	0,84
Vrotasi = 5,2 rpm	0,00	0,28	0,53	0,78

Berdasarkan Gambar 4.6 yang menunjukkan grafik hasil simulasi dan perhitungan manual terkait kondisi gradasi temperatur di sepanjang pelat sumbu Y negatif melalui grafik selisih temperatur lokal titik A (0; 0,43; dan 0,0025) dan titik E (0; -0,43; 0,0025) yang dinotasikan sebagai ($T_{difference, \theta=180^\circ}$), terlihat bahwa hasil simulasi dan perhitungan manual, keduanya menunjukkan hasil bahwa $T_{difference, \theta=180^\circ}$ mengalami penurunan seiring dengan peningkatan kecepatan rotasi. Selanjutnya pada Tabel 4.10 dijabarkan bahwa $T_{difference, \theta=180^\circ}$ tertinggi terjadi pada variasi R1 yaitu (4 m/s; 2 rpm) sebesar 1,99 °C, sedangkan terendah terjadi pada variasi R9 yaitu (4 m/s; 5,2 rpm) sebesar 0,78 °C. Hal ini disebabkan, pada variasi R1, R2, R3, ..., R9 memiliki kecepatan *flue gas* yang sama yaitu sebesar 4 m/s dan kecepatan rotasi berturut-turut sebesar (2 rpm; 2,4 rpm; 2,8 rpm; 3,2 rpm; 3,6 rpm; 4 rpm; 4,4 rpm; 4,8 rpm; dan 5,2 rpm) sebagai fungsi waktu terhadap durasi pemanasan *plate heating element*. Dengan meningkatnya kecepatan rotasi menyebabkan durasi pemanasan mengalami penurunan. Selanjutnya pada pengamatan lain terlihat bahwa $T_{difference}$, antar variasi pada tiap posisi memiliki nilai perubahan yang berbeda seperti yang ditunjukkan pada Tabel 4.11 di bawah ini.

Tabel 4.11 Persentase perubahan perbedaan temperatur lokal A (0; 0,43; 0,0025) dan E (0; -0,43; 0,0025) tiap posisi dengan variasi kecepatan rotasi

Variasi Kecepatan Rotasi	% $\Delta T_{difference}$ Tiap Posisi Variasi Kecepatan Rotasi				Avg
	0	60	120	180	
Vrotasi = 2 rpm	-	-	-	-	-
Vrotasi = 2,4 rpm	0,0%	15,23%	15,65%	16,44%	15,78%
Vrotasi = 2,8 rpm	0,0%	13,47%	13,90%	14,00%	13,79%
Vrotasi = 3,2 rpm	0,0%	12,99%	13,43%	12,25%	12,89%
Vrotasi = 3,6 rpm	0,0%	8,95%	9,33%	10,93%	9,73%
Vrotasi = 4 rpm	0,0%	9,80%	10,28%	9,70%	9,92%
Vrotasi = 4,4 rpm	0,0%	7,97%	8,38%	8,79%	8,38%
Vrotasi = 4,8 rpm	0,0%	7,92%	8,32%	8,23%	8,16%
Vrotasi = 5,2 rpm	0,0%	6,85%	7,25%	7,40%	7,17%

Perubahan $T_{difference}$ antar variasi pada tiap posisi dinotasikan dalam bentuk persentase ($\% \Delta T_{difference}$), yaitu dengan membandingkan nilai $T_{difference}$ antara variasi R1 dengan R2, antara variasi R2 dengan R3, dan seterusnya pada tiap posisinya, hasil perbandingan ini dinotasikan dalam bentuk persentase. Berdasarkan Tabel 4.11, $\% \Delta T_{difference}$ rata-rata tertinggi terjadi pada variasi R2 sebesar 15,78%. Pada variasi selanjutnya seiring dengan peningkatan kecepatan rotasi mengalami penurunan $\% \Delta T_{difference}$ berturut-turut sebesar (13,79%; 12,89%; 9,73%; 9,92%; 8,38%; 8,16%; dan 7,17%). Variasi R7 (4 m/s; 4,4 rpm) memiliki nilai $\% \Delta T_{difference}$ optimum, dikarenakan selisih nilai $\% \Delta T_{difference}$ pada rentang variasi R6, R7, R8, dan R9 mengalami penurunan signifikansi sebelum yang terendah yaitu tepat pada variasi R7. Perbedaan nilai $\% \Delta T_{difference}$ antar variasi disebabkan karena pada persamaan 2.32 mengenai temperatur lokal, fungsi temperatur lokal tiap waktu tidak bersifat linear melainkan logaritmik.

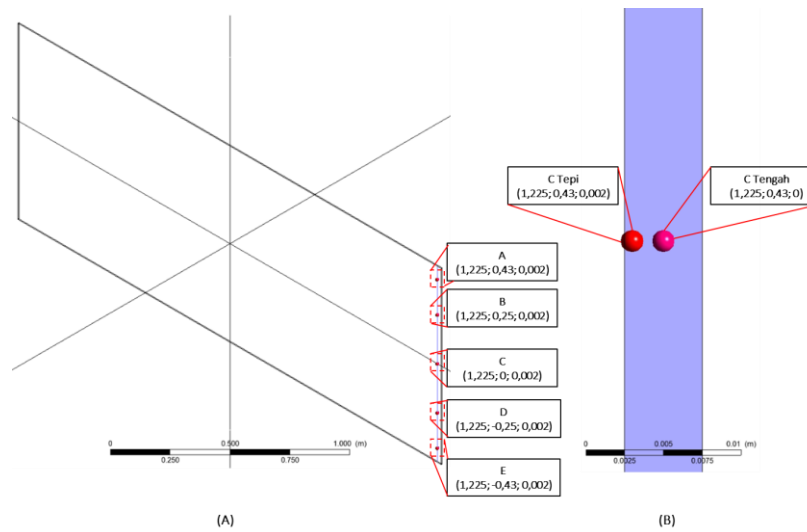
Artinya, dengan penurunan variabel durasi pemanasan secara linear akan tidak diikuti dengan penurunan temperatur lokal secara linear.

4.2.3 Analisis Pengaruh Kecepatan Masuk Flue Gas terhadap Distribusi Temperatur Spasial pada Permukaan Tebal Plate Heating Element

Tabel 4.12 Kontur temperatur pada permukaan tebal *plate heating element* pada variasi kecepatan masuk *flue gas* tiap waktu

Variasi Kecepatan Flue Gas	POSITION			
	0°	60°	120°	180°
Variasi : V1 Vflue gas : 4 m/s Vrotation : 2 rpm				
Variasi : V2 Vflue gas : 6 m/s Vrotation : 2 rpm				
Variasi : V3 Vflue gas : 8 m/s Vrotation : 2 rpm				
Temperature Legend				

Pada Tabel 4.12 ditunjukkan hasil simulasi pada penelitian ini berupa kontur temperatur pada permukaan tebal *plate heating element* dengan variasi kecepatan masuk *flue gas* (4 m/s; 6 m/s; dan 8 m/s) dan dimana kecepatan rotasi diatur tetap sebesar 2 rpm. Pada kontur yang ditampilkan, dilakukan pengambilan fokus pada daerah titik C tengah (1,225; 0; 0) dan C tepi (1,225; 0; 0,002) seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.7 di bawah ini.



Gambar 4.7 (A) Lokasi pengambilan data temperatur lokal pada permukaan tebal *plate heating element*, (B) Lokasi pengambilan data temperatur spasial lokal

Pengambilan data temperatur lokal pada permukaan tebal *plate heating element* dilakukan pada permukaan potong *plate heating element* yaitu pada $(1,225; Y; 0,002)$ dan $(1,225; Y; 0)$. Hal ini dilakukan untuk memfokuskan pengamatan pada perpindahan panas konduksi. Temperatur spasial ($T_{spasial}$) yang merupakan efek spasial dari perpindahan panas konduksi, didapatkan dari selisih temperatur lokal tepi $(1,225; Y; 0,002)$ dengan lokal tengah $(1,225; Y; 0)$, yaitu diatur dengan persamaan sebagai berikut.

$$T_{spasial,Y} = T_{tepi,Y} - T_{tengah,Y}$$

Berdasarkan Tabel 4.12, terlihat bahwa pada variasi V3 yaitu (8 m/s; 2 rpm) memiliki kontur temperatur di setiap posisi paling tinggi dan memiliki gradasi temperatur di setiap posisi paling tinggi. Sedangkan pada variasi V1 yaitu (4 m/s; 2 rpm) memiliki kontur temperatur paling rendah di setiap posisi dan memiliki gradasi temperatur paling rendah di setiap posisi. Hal ini disebabkan bahwa, seiring dengan meningkatnya kecepatan *flue gas* yang mengalir pada *plate heating element* menyebabkan peningkatan nilai bilangan *Reynold* yang ditunjukkan pada persamaan 2.5.

$$Re_x = \frac{\rho \cdot u_{\infty} \cdot X}{\mu}$$

Seiring dengan meningkatnya bilangan *Reynold* juga diiringi dengan meningkatnya bilangan *Nusselt* sebagai parameter gradien temperatur tak berdimensi seperti yang ditunjukkan pada persamaan bilangan *Nusselt average* pada persamaan 2.11

$$\overline{Nu_L} = 0,680 Re_L^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}$$

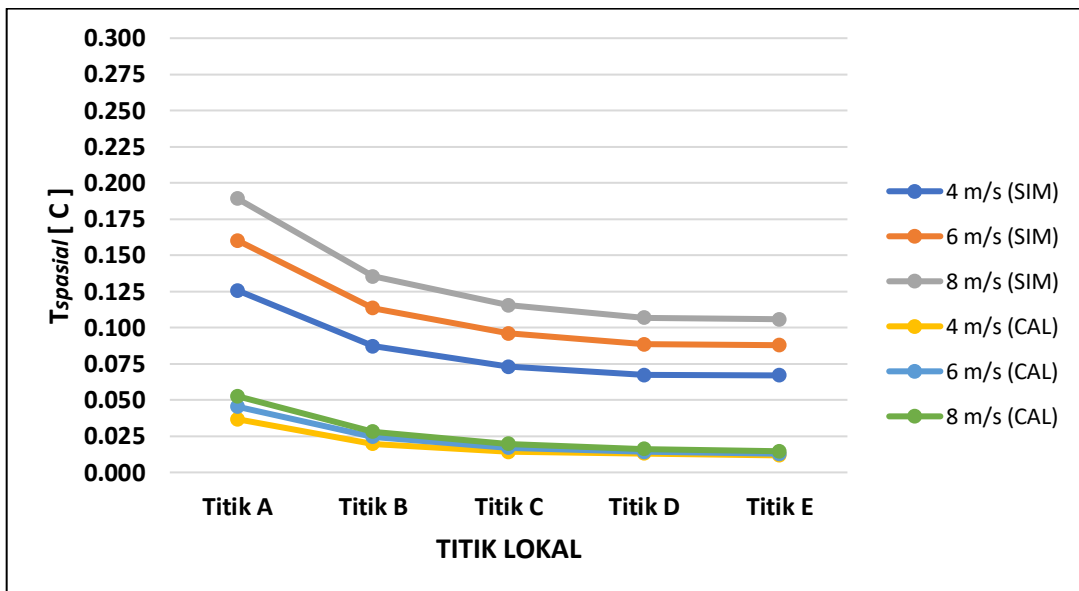
Peningkatan bilangan *Nusselt average* ini memengaruhi *heat transfer rate* melalui koefisien konveksi rata-rata pada *plate heating element*. Dengan total panjang pelat yang sama, koefisien konveksi rata-rata mengalami peningkatan seiring peningkatan bilangan *Nusselt average* seperti yang ditunjukkan pada persamaan koefisien konveksi rata-rata pada persamaan 2.10.

$$Nu_x = \frac{\overline{h_x} \cdot L}{k_f}$$

Hasil yang sama terjadi pada kasus *local temperature*. Pada kondisi lokal, peningkatan kecepatan mengakibatkan peningkatan nilai bilangan *Reynold local* dan bilangan *Nusselt local*, sehingga nilai koefisien konveksi lokal mengalami kenaikan. Selanjutnya efek dari perbedaan koefisien konveksi lokal terhadap temperatur lokal pada persamaan 2.51 mengenai temperatur lokal dengan *approximate solution*, dijabarkan oleh persamaan 2.46 mengenai bilangan *Biot*, pada persamaan 2.49 mengenai koefisien C_n , dan pada persamaan 2.50 mengenai bilangan *Eigen*.

$$\theta^* = C_1 \cdot \exp(-\lambda_1^2 \cdot Fo) \cdot \cos(\lambda_1 \cdot x^*) = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty}$$

Sehingga distribusi temperatur spasial lokal pada pelat di sepanjang sumbu Y searah aliran *flue gas* memiliki nilai yang berbeda seperti yang ditunjukkan pada grafik di bawah ini.



Gambar 4.8 Grafik temperatur spasial lokal pada posisi 180° dengan variasi kecepatan *flue gas*

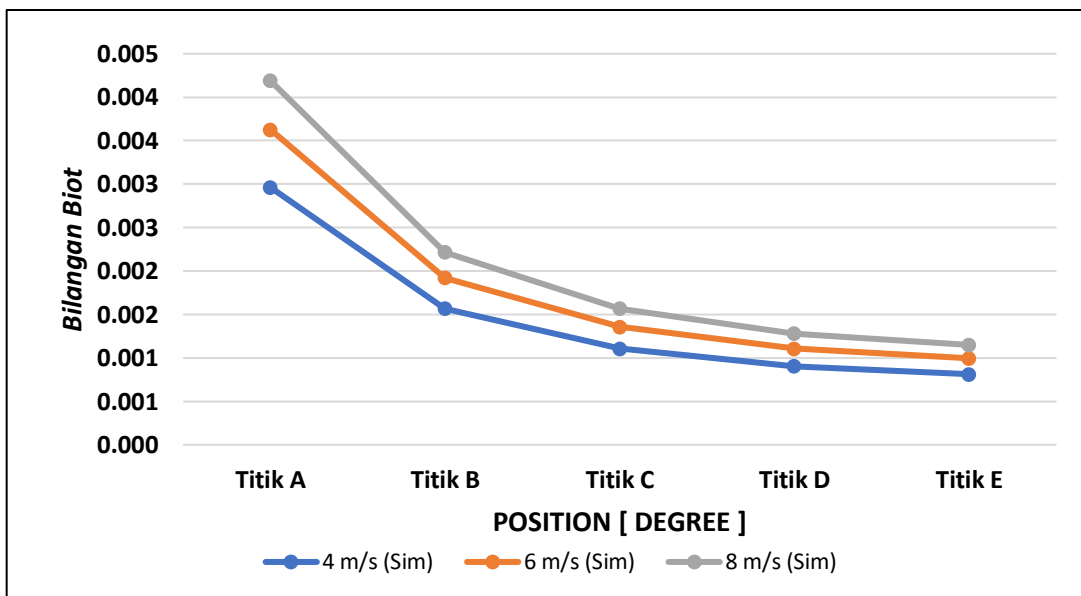
Pada Gambar 4.8 ditunjukkan grafik temperatur spasial lokal tiap titik sampel pada posisi 180° dengan variasi kecepatan *flue gas*. Grafik tersebut menunjukkan hasil simulasi dan hasil perhitungan manual yang keduanya memperlihatkan bahwa pada titik sampel A, B, C, D, dan E pada posisi 180° berturut-turut mengalami penurunan temperatur spasial lokal. Pada Gambar 4.7 sebelumnya ditunjukkan bahwa pengambilan titik sampel A, B, C, D, dan E berturut-turut diambil menuju sumbu Y negatif dengan lokasi A (1,225; 0,43; 0,002) dan (1,225; 0,43; 0), B (1,225; 0,25; 0,002) dan (1,225; 0,25; 0), C (1,225; 0; 0,002) dan (1,225; 0; 0), D (1,225; -0,25; 0,002) dan (1,225; -0,25; 0), terakhir yaitu E (1,225; -0,43; 0,002) dan (1,225; -0,43; 0). Perbedaan posisi ini yang menyebabkan adanya perbedaan temperatur spasial lokal pada tiap titik sampel. Semakin rendah posisi titik sampel, maka semakin rendah *heat transfer rate local* nya. Hal ini dikarenakan, pada posisi terendah yaitu posisi titik E, memiliki bilangan *Reynold local* terbesar, akan tetapi memiliki nilai koefisien konveksi lokal terendah. Perbedaan nilai koefisien konveksi lokal ini yang menyebabkan adanya perbedaan nilai bilangan *Biot* lokal tiap

titik sampel. Bilangan *Biot* sebagai rasio dari *thermal resistance* memiliki peran penting terhadap permasalahan konduksi. Persamaan bilangan *Biot* pada persamaan 2.46 diperlihatkan bahwa,

$$\left. \frac{\partial \theta^*}{\partial x^*} \right|_{x^*=1} = -Bi \cdot \theta^*(1, t^*)$$

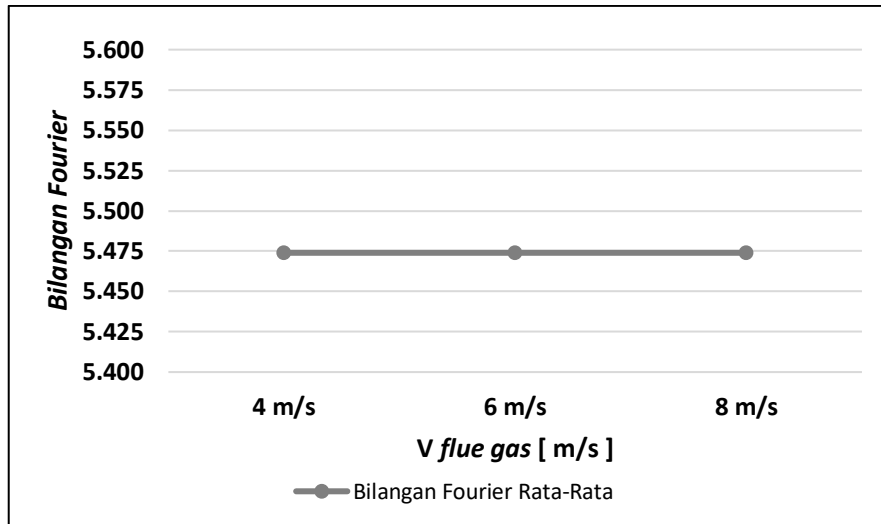
$$Bi \equiv \frac{h \cdot L_c}{k}$$

Terlihat bahwa pada tiap titik sampel, dengan asumsi material *plate heating element* bersifat homogen dan geometri pelat datar, maka bilangan *Biot* tiap titik sampel ditentukan oleh nilai koefisien konveksi lokalnya saja. Sehingga distribusi bilangan *Biot* lokal tiap titik sampel ditunjukkan pada grafik di bawah ini.



Gambar 4.9 Grafik bilangan *Biot* lokal tiap titik pada posisi 180° dengan variasi kecepatan *flue gas*

Grafik pada Gambar 4.9 menunjukkan distribusi bilangan *Biot* lokal tiap titik sampel pada posisi 180° dengan variasi kecepatan *flue gas*. Terlihat bahwa pada titik A memiliki nilai bilangan *Biot* lokal tertinggi diantara titik sampel lainnya, hal ini dikarenakan titik A berada paling atas diantara titik sampel lainnya sehingga memiliki nilai *Reynold* lokal terendah dan nilai koefisien konveksi lokal tertinggi, lalu berturut-turut mengalami penurunan nilai bilangan *Biot* lokal seiring posisi titik yang semakin rendah daripada titik A. Selain itu, terlihat bahwa pada variasi V3 yaitu (8 m/s; 2 rpm) memiliki nilai bilangan *Biot* lokal tertinggi, sedangkan variasi V1 yaitu (4 m/s; 2 rpm) memiliki nilai bilangan *Biot* lokal terendah. Hal ini berkorelasi dengan peningkatan kecepatan *flue gas* yang menyebabkan peningkatan koefisien konveksi lokal. Pada persamaan 2.51 mengenai temperatur lokal dengan *approximate solution*, selain bilangan *Biot* juga terdapat bilangan *Fourier* sebagai parameter waktu tak berdimensi bersama dengan bilangan *Biot* sebagai karakteristik konduksi transien.

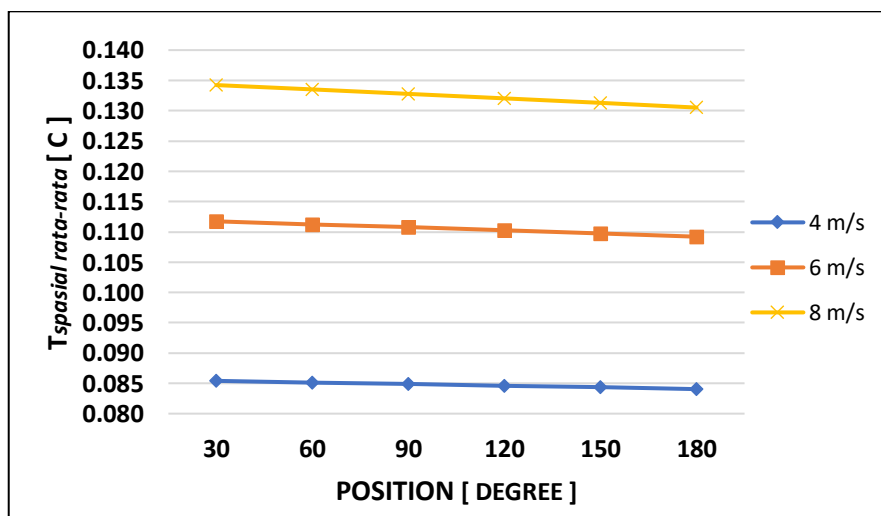


Gambar 4.10 Grafik bilangan *Fourier* rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan *flue gas*

Grafik pada Gambar 4.10 menunjukkan nilai bilangan *Fourier* rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan *flue gas* yang memperlihatkan bahwa pada tiap variasi tidak terjadi perubahan bilangan *Fourier*. Hal ini dikarenakan bilangan *Fourier* yang merupakan parameter waktu tak berdimensi dipengaruhi oleh durasi pemanasan yang berkaitan dengan kecepatan rotasi. Pada variasi V1, V2, dan V3 tidak memiliki perbedaan kecepatan rotasi, hal ini lah yang mengakibatkan bilangan *Fourier* rata-rata tiap posisi pada variasi kecepatan *flue gas* bernilai sama.

Sehingga berdasarkan grafik di atas pada Gambar 4.9 dan 4.10 mengenai bilangan *Biot* lokal tiap titik pada posisi 180° dan bilangan *Fourier* rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan *flue gas*, terlihat bahwa perbedaan temperatur spasial lokal antar variasi V1, V2, dan V3 hanya dipengaruhi oleh koefisien konveksi lokal yang berbanding lurus dengan nilai bilangan *Biot* lokal. Bentuk grafik nilai *Biot* lokal ini juga memiliki kesamaan dengan bentuk grafik temperatur spasial lokal yang ditunjukkan pada Gambar 4.8.

Pengamatan lainnya mengenai kontur temperatur spasial pada Tabel 4.12 menunjukkan bahwa, tiap variasi kecepatan *flue gas* tidak memiliki perubahan nilai temperatur spasial yang sama. Hal ini ditunjukkan pada grafik dan tabel di bawah ini mengenai temperatur spasial rata-rata *plate heating element* tiap posisi pada variasi kecepatan *flue gas*.



Gambar 4.11 Grafik temperatur spasial rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan *flue gas*

Tabel 4.13 Temperatur spasial rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan *flue gas*

Variasi Kecepatan <i>Flue Gas</i>	$T_{spasial\ rata-rata}$ Tiap Posisi Variasi Kecepatan <i>Flue Gas</i> [°C]						Avg
	30	60	90	120	150	180	
Vinlet = 4 m/s	0,085	0,085	0,085	0,085	0,084	0,084	0,085
Vinlet = 6 m/s	0,112	0,111	0,111	0,110	0,110	0,109	0,110
Vinlet = 8 m/s	0,134	0,134	0,133	0,132	0,131	0,131	0,132

Berdasarkan grafik pada Gambar 4.11 mengenai distribusi temperatur spasial rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan *flue gas* dan telah dijabarkan pada Tabel 4.13, didapatkan bahwa variasi V3 yaitu (8 m/s; 2 rpm) memiliki temperatur spasial rata-rata tiap posisi tertinggi sebesar 0,132° C, sedangkan pada variasi V1 yaitu (4 m/s; 2rpm) yang terendah sebesar 0,085 °C. Hal ini disebabkan kecepatan *flue gas* yang semakin tinggi terhadap kenaikan koefisien konveksi rata-rata menyebabkan bilangan *Biot* rata-rata juga ikut mengalami peningkatan. Selain itu terlihat pada Gambar 4.11 dan Tabel 4.13, terdapatnya perbedaan nilai perubahan temperatur spasial rata-rata ($\Delta T_{spasial\ rata-rata}$) antar variasi pada tiap posisi yang dijabarkan pada tabel di bawah ini.

Tabel 4.14 Persentase perubahan temperatur spasial rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan *flue gas*

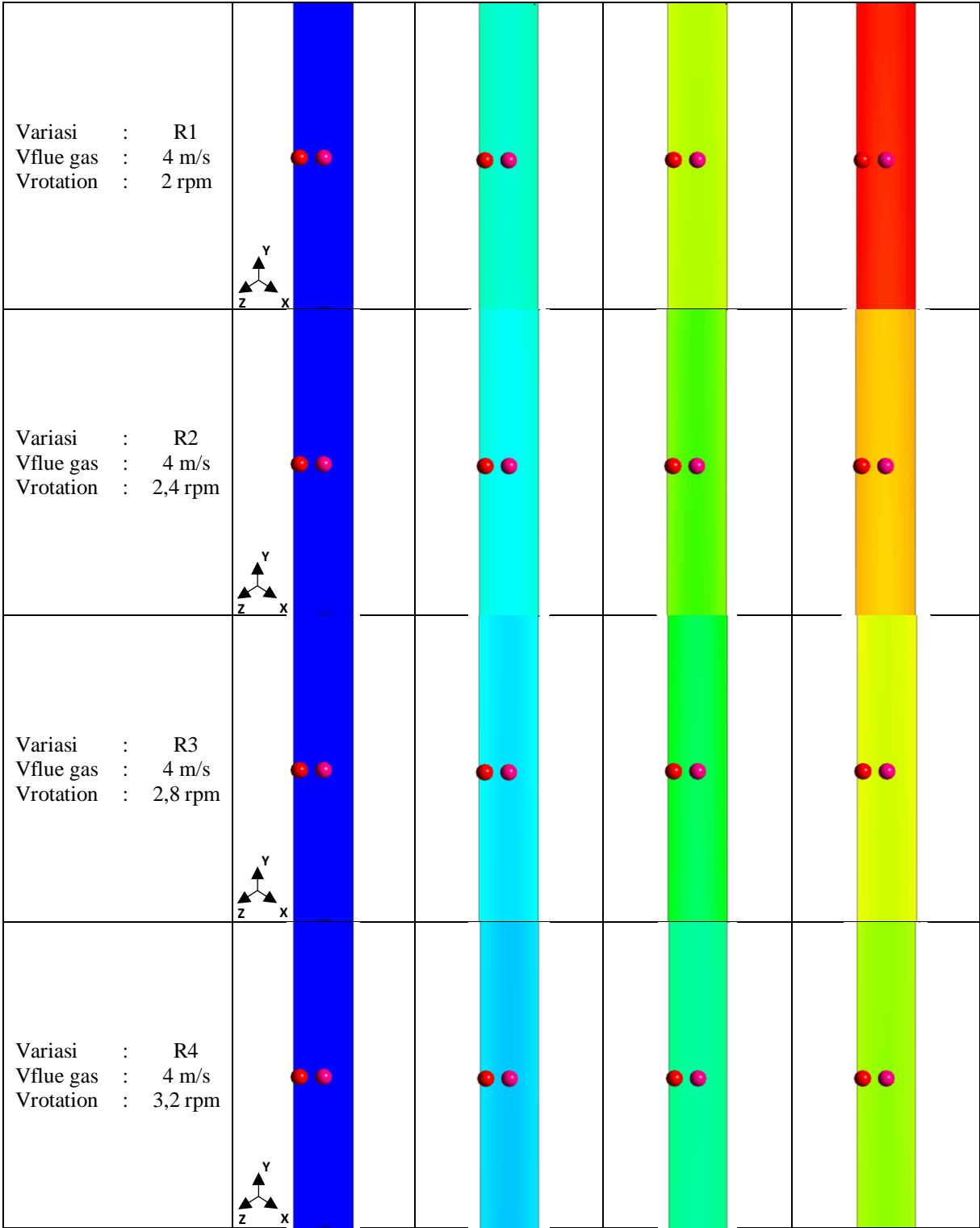
Variasi Kecepatan <i>Flue Gas</i>	% $\Delta T_{spasial\ rata-rata}$ Tiap Posisi Variasi Kecepatan <i>Flue Gas</i>						Avg
	30	60	90	120	150	180	
Vinlet = 4 m/s	-	-	-	-	-	-	-
Vinlet = 6 m/s	30,83%	30,63%	30,45%	30,32%	30,07%	29,94%	30,37%
Vinlet = 8 m/s	20,12%	20,02%	19,88%	19,73%	19,61%	19,52%	19,81%


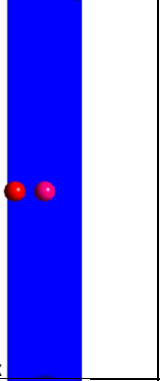
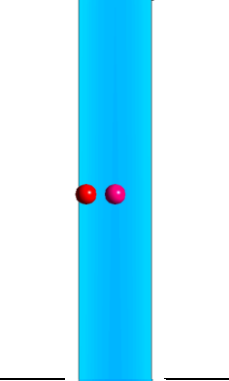
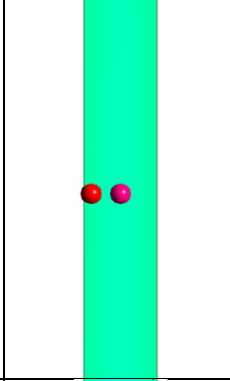
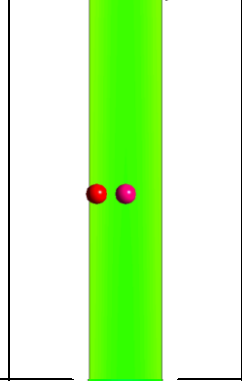

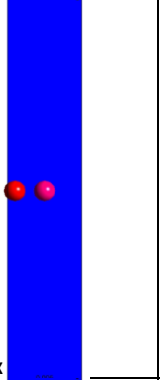
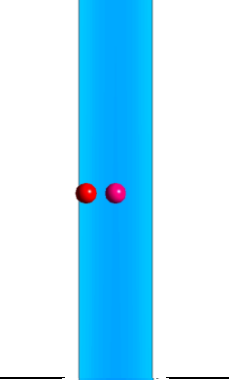
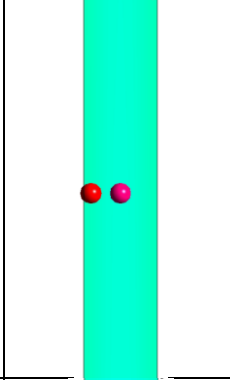
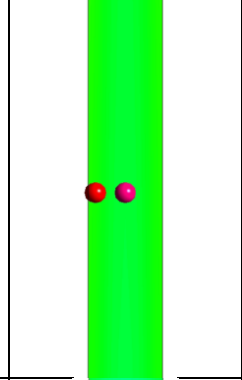

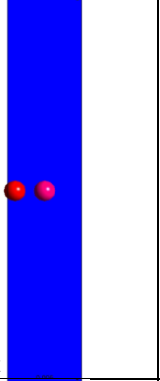
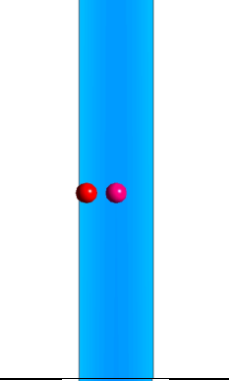
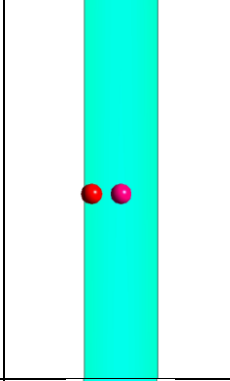
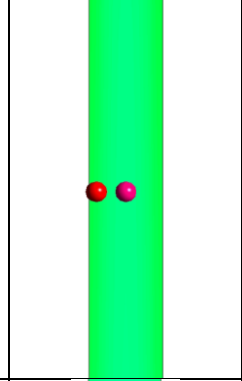

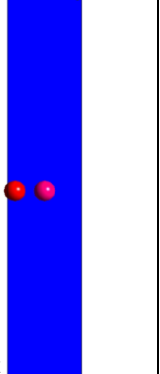
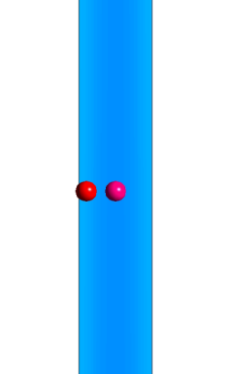
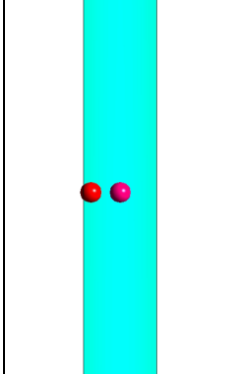
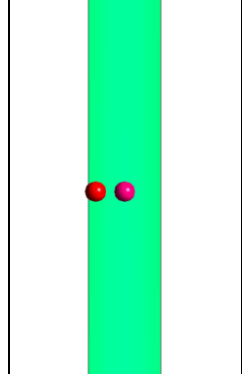
Perubahan $T_{spasial\ rata-rata}$ antar variasi pada tiap posisi dinotasikan dalam ($\% \Delta T_{spasial\ rata-rata}$), yaitu dengan membandingkan nilai $T_{spasial\ rata-rata}$ antara variasi V1 dengan V2, maupun variasi V2 dengan V3 pada tiap posisinya, hasil perbandingan ini dinotasikan dalam bentuk persentase. Berdasarkan tabel 4.14, $\% \Delta T_{spasial\ rata-rata}$ pada variasi kecepatan *flue gas* tertinggi terjadi pada variasi V2 yaitu (6 m/s; 2 rpm) sebesar 30,37%, sedangkan pada variasi V3 yaitu (8 m/s; 2 rpm) sebesar 19,81%. Perbedaan nilai $\% \Delta T_{spasial\ rata-rata}$ antar variasi disebabkan karena pada persamaan 2.51 mengenai temperatur lokal menggunakan teori *approximate solution* membuktikan bahwa fungsi temperatur lokal tiap waktu tidak bersifat linear melainkan logaritmik. Artinya, dengan peningkatan variabel kecepatan *flue gas* secara linear akan tidak diikuti dengan peningkatan temperatur spasial rata-rata secara linear.

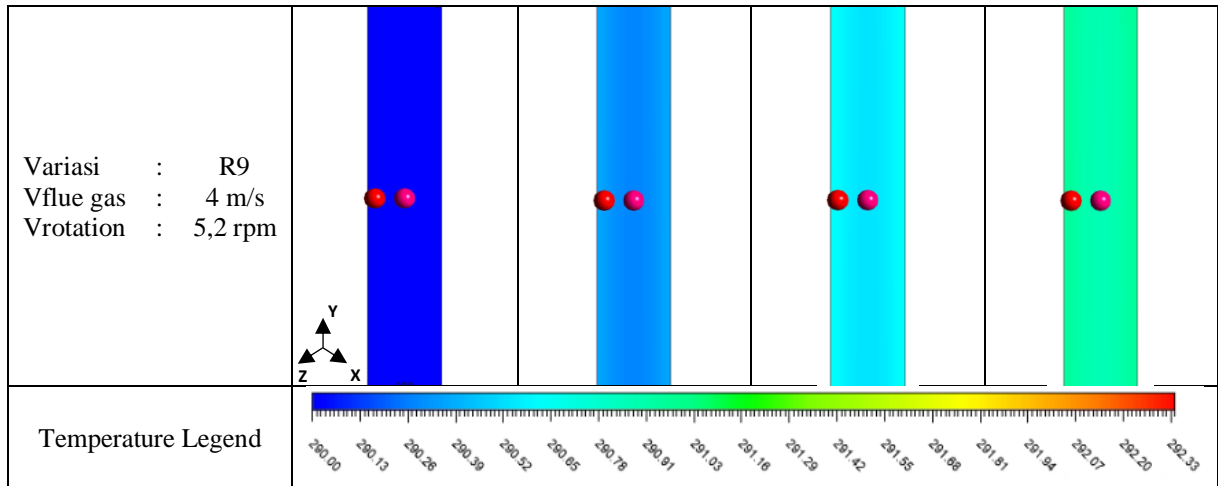
4.2.4 Analisis Pengaruh Kecepatan Rotasi terhadap Distribusi Temperatur Spasial pada Permukaan Tebal Plate Heating Element

Tabel 4.15 Kontur temperatur pada permukaan tebal *plate heating element* pada variasi kecepatan rotasi tiap waktu

Variasi Kecepatan Rotasi	POSITION			
	0°	60°	120°	180°



<p>Variasi : R5 Vflue gas : 4 m/s Vrotation : 3,6 rpm</p>	 			
<p>Variasi : R6 Vflue gas : 4 m/s Vrotation : 4 rpm</p>	 			
<p>Variasi : R7 Vflue gas : 4 m/s Vrotation : 4,4 rpm</p>	 			
<p>Variasi : R8 Vflue gas : 4 m/s Vrotation : 4,8 rpm</p>	 			



Pada Tabel 4.15 ditunjukkan hasil simulasi pada penelitian ini berupa kontur temperatur pada permukaan tebal *plate heating element* dengan variasi kecepatan rotasi (2 rpm; 2,4 rpm; 2,8 rpm; 3,2 rpm; 3,6 rpm; 4 rpm; 4,4 rpm; 4,8 rpm; dan 5,2 rpm) dan dimana kecepatan masuk *flue gas* diatur tetap sebesar 4 m/s. Pada kontur yang ditampilkan, dilakukan pengambilan fokus pada daerah titik C tengah (1,225; 0; 0) dan C tepi (1,225; 0; 0,002) seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.7.

Pengambilan data temperatur lokal pada permukaan tebal *plate heating element* dilakukan pada permukaan potong *plate heating element* yaitu pada (1,225; Y; 0,002) dan (1,225; Y; 0). Hal ini dilakukan untuk memfokuskan pengamatan pada perpindahan panas konduksi. Temperatur spasial ($T_{spasial}$) yang merupakan efek spasial dari perpindahan panas konduksi, didapatkan dari selisih temperatur lokal tepi (1,225; Y; 0,002) dengan lokal tengah (1,225; Y; 0), yaitu diatur dengan persamaan sebagai berikut.

$$T_{spasial,Y} = T_{tepi,Y} - T_{tengah,Y}$$

Berdasarkan Tabel 4.15, terlihat bahwa pada variasi R1 yaitu (4 m/s; 2 rpm) memiliki kontur temperatur di setiap posisi paling tinggi, lalu mengalami penurunan temperatur di setiap posisinya, sedangkan gradasi temperaturnya mengalami kenaikan di setiap posisi seiring dengan peningkatan kecepatan rotasi. Hal ini diakibatkan pada peningkatan kecepatan rotasi akan mengakibatkan penurunan durasi pemanasan *plate heating element*. Pengaruh durasi pemanasan pada perubahan temperatur terdapat pada parameter bilangan *Fourier*. Hubungan ini dinyatakan pada persamaan 2.42 mengenai bilangan *Fourier* dan persamaan 2.51 mengenai temperatur lokal dengan *approximate solution*.

$$Fo \equiv \frac{\alpha \cdot t}{L^2}$$

$$\theta^* = C_1 \cdot \exp(-\lambda_1^2 \cdot Fo) \cdot \cos(\lambda_1 \cdot x^*) = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty}$$

Adapun hubungan antara kecepatan rotasi dan durasi pemanasan pada *plate heating element*. Yaitu pada persamaan berikut.

$$\omega = \frac{\Delta\theta}{\Delta t} = \frac{\pi}{\Delta t}$$

Kecepatan rotasi yang dinotasikan (ω) dalam satuan rpm atau revolution per minute. Perubahan sudut dalam hal ini dinotasikan sebagai ($\Delta\theta$) sebesar π atau setengah lingkaran penuh, hal ini dikarenakan daerah pemanasan *plate heating element* pada *rotary air preheater* terletak dari 0° sampai dengan 180° . Sehingga pada variasi R1 yaitu (4 m/s; 2 rpm), durasi pemanasan yang dinotasikan sebagai (Δt) sebesar

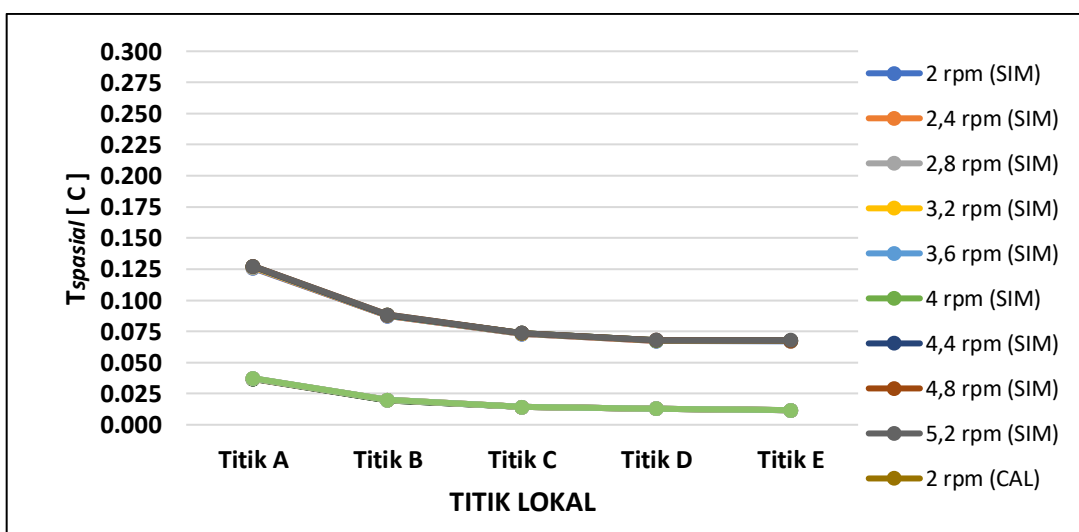
$$t_{\omega=2rpm} = \frac{\pi}{2 \text{ rpm}}$$

$$t_{\omega=2rpm} = \frac{\pi}{\frac{2 \cdot 2\pi}{60 \text{ s}}}$$

$$t_{\omega=2rpm} = 15 \text{ s}$$

Pada Tabel 4.7 dijabarkan durasi pemanasan *plate heating element* tiap variasi kecepatan rotasi, dimana semakin tinggi kecepatan rotasi maka semakin rendah durasi pemanasan *plate heating element*. Hal ini yang menyebabkan peningkatan temperatur pada *plate heating element* mengalami penurunan seiring dengan peningkatan kecepatan rotasi.

Hasil yang sama juga terjadi pada kasus *local temperature*. Pada kondisi lokal, peningkatan kecepatan rotasi mengakibatkan penurunan durasi pemanasan dan bilangan *Fourier*. Akan tetapi, peningkatan durasi pemanasan dan bilangan *Fourier* tidak terjadi secara lokal melainkan fungsi waktu, sedangkan efek perbedaan koefisien konveksi lokal lah yang mengakibatkan perbedaan temperatur lokal. Selain itu dikarenakan kecepatan *flue gas* pada tiap variasi R1 sampai dengan R9 adalah sama, maka tidak adanya perbedaan koefisien konveksi lokal di tiap variasi. Selanjutnya efek dari perbedaan koefisien konveksi lokal terhadap temperature lokal pada persamaan 2.51 dengan *approximate solution*, dijabarkan oleh persamaan 2.46 mengenai bilangan *Biot*, pada persamaan 2.49 mengenai koefisien C_n , dan pada persamaan 2.50 mengenai bilangan *Eigen*. Sedangkan efek dari kecepatan rotasi terhadap temperatur lokal terjadi pada fungsi waktu yang diterangkan pada persamaan 2.42 mengenai bilangan *Fourier*. Sehingga distribusi temperatur spasial lokal pada tebal pelat di sepanjang sumbu Y searah aliran *flue gas* pada posisi 180° memiliki nilai yang berbeda seperti yang ditunjukkan pada grafik di bawah ini.



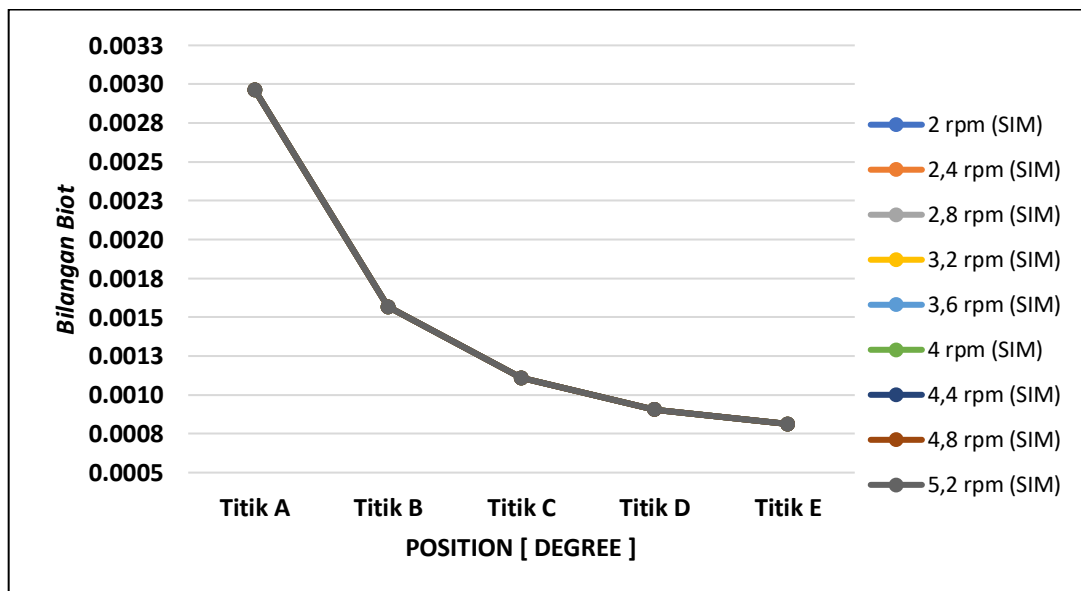
Gambar 4.12 Grafik temperatur spasial lokal tiap titik pada posisi 180° dengan variasi kecepatan rotasi

Pada Gambar 4.12 ditunjukkan grafik temperatur spasial lokal tiap titik sampel pada posisi 180° dengan variasi kecepatan rotasi. Grafik tersebut menunjukkan hasil simulasi dan hasil perhitungan manual yang keduanya memperlihatkan bahwa pada titik sampel A, B, C, D, dan E pada posisi 180° berturut-turut mengalami penurunan temperatur spasial lokal. Pada Gambar 4.7 sebelumnya ditunjukkan bahwa pengambilan titik sampel A, B, C, D, dan E berturut-turut diambil menuju sumbu Y negatif dengan lokasi A (1,225; 0,43; 0,002) dan (1,225; 0,43; 0), B (1,225; 0,25; 0,002) dan (1,225; 0,25; 0), C (1,225; 0; 0,002) dan (1,225; 0; 0), D (1,225; -0,25; 0,002) dan (1,225; -0,25; 0), terakhir yaitu E (1,225; -0,43; 0,002) dan (1,225; -0,43; 0). Perbedaan posisi ini yang menyebabkan adanya perbedaan temperatur spasial lokal pada tiap titik sampel. Semakin rendah posisi titik sampel, maka semakin rendah *heat transfer rate local* nya. Hal ini dikarenakan, pada posisi terendah yaitu posisi titik E, memiliki bilangan *Reynold* lokal terbesar, akan tetapi memiliki nilai koefisien konveksi lokal terendah. Perbedaan nilai koefisien konveksi lokal ini yang menyebabkan adanya perbedaan nilai bilangan *Biot* lokal tiap titik sampel. Bilangan *Biot* sebagai rasio dari *thermal resistance* memiliki peran penting terhadap permasalahan konduksi. Persamaan bilangan *Biot* pada persamaan 2.46 diperlihatkan bahwa,

$$\left. \frac{\partial \theta^*}{\partial x^*} \right|_{x^*=1} = -Bi \cdot \theta^*(1, t^*)$$

$$Bi \equiv \frac{h \cdot L_c}{k}$$

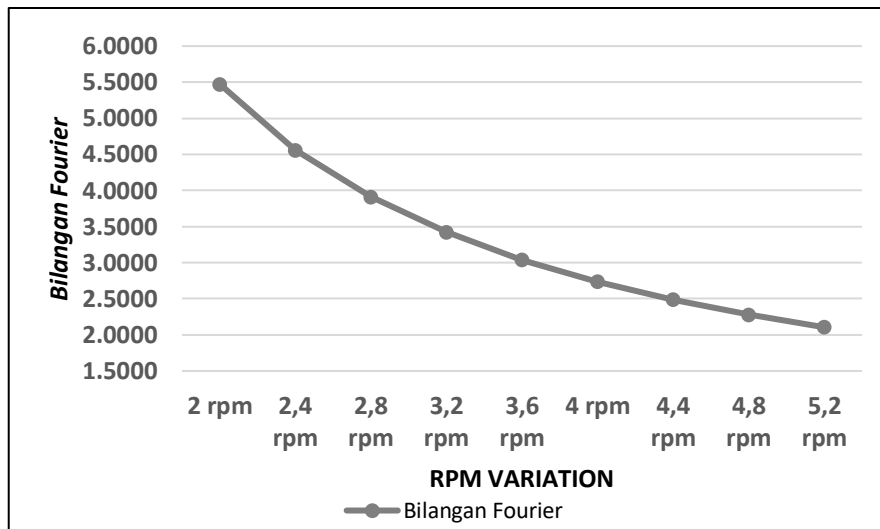
Terlihat bahwa pada tiap titik sampel, dengan asumsi material *plate heating element* bersifat homogen dan geometri pelat datar, maka bilangan *Biot* tiap titik sampel ditentukan oleh nilai koefisien konveksi lokalnya. Sehingga distribusi bilangan *Biot* lokal tiap titik sampel ditunjukkan pada grafik di bawah ini.



Gambar 4.13 Grafik bilangan *Biot* lokal tiap titik pada posisi 180° dengan variasi kecepatan rotasi

Grafik pada Gambar 4.13 menunjukkan distribusi bilangan *Biot* lokal tiap titik sampel pada posisi 180° dengan variasi kecepatan rotasi. Terlihat bahwa pada titik A memiliki nilai bilangan *Biot* lokal tertinggi diantara titik sampel lainnya, hal ini dikarenakan titik A berada paling atas

diantara titik sampel lainnya sehingga memiliki nilai *Reynold* lokal terendah dan nilai koefisien konveksi lokal tertinggi, lalu berturut-turut mengalami penurunan nilai bilangan *Biot* lokal seiring posisi titik yang semakin rendah daripada titik A. Selain itu, terlihat bahwa pada seluruh variasi R1 sampai dengan R9 memiliki nilai bilangan *Biot* lokal yang sama. Hal ini berkorelasi dengan tidak adanya perubahan kecepatan *flue gas* antar variasi sehingga menyebabkan tidak adanya perubahan nilai koefisien konveksi lokal tiap titik antar variasi. Pada persamaan 2.51 mengenai temperatur lokal dengan *approximate solution*, selain bilangan *Biot* juga terdapat bilangan *Fourier* sebagai parameter waktu tak berdimensi bersama dengan bilangan *Biot* sebagai karakteristik konduksi transien.

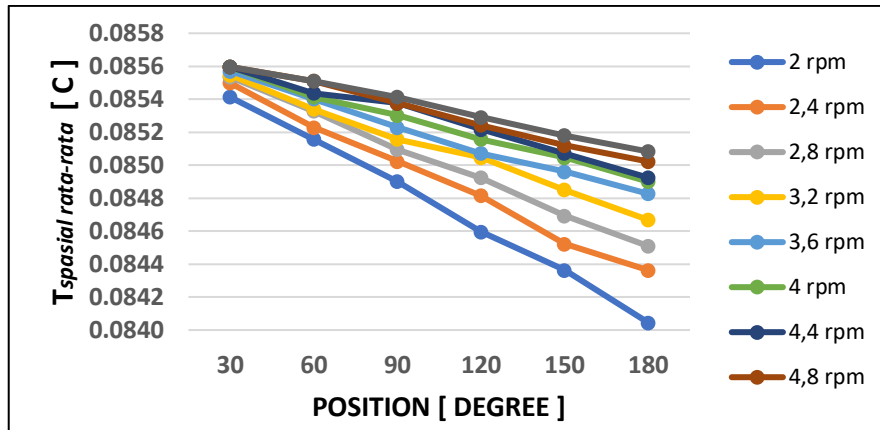


Gambar 4.14 Grafik bilangan *Fourier* rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan rotasi

Grafik pada Gambar 4.14 menunjukkan nilai bilangan *Fourier* rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan rotasi memperlihatkan bahwa nilai bilangan *Fourier* rata-rata tiap posisi mengalami penurunan seiring dengan peningkatan kecepatan rotasi. Hal ini dikarenakan bilangan *Fourier* yang merupakan parameter waktu tak berdimensi dipengaruhi oleh durasi pemanasan yang berkaitan dengan kecepatan rotasi. Pada variasi R1 sampai dengan R9, durasi pemanasan mengalami penurunan seiring dengan peningkatan kecepatan rotasi seperti yang dijabarkan pada Tabel 4.7, hal ini lah yang mengakibatkan bilangan *Fourier* rata-rata tiap posisi pada variasi kecepatan rotasi mengalami penurunan seiring dengan peningkatan kecepatan rotasi.

Sehingga berdasarkan grafik di atas pada Gambar 4.13 dan 4.14 mengenai bilangan *Biot* lokal tiap titik pada posisi 180° dan bilangan *Fourier* rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan rotasi, terlihat bahwa perbedaan temperatur spasial lokal antar variasi R1 sampai dengan R9 dipengaruhi oleh koefisien konveksi lokal yang berbanding lurus dengan nilai bilangan *Biot* lokal dan juga dipengaruhi oleh kecepatan rotasi yang berbanding terbalik dengan nilai bilangan *Fourier*. Sehingga dengan meningkatnya kecepatan rotasi, mengakibatkan peningkatan temperatur spasial lokalnya.

Pengamatan lainnya mengenai kontur temperatur spasial pada Tabel 4.15 menunjukkan bahwa, tiap variasi kecepatan rotasi tidak memiliki perubahan nilai temperatur spasial yang sama. Hal ini ditunjukkan pada grafik dan tabel di bawah ini mengenai temperatur spasial rata-rata *plate heating element* tiap posisi pada variasi kecepatan rotasi.



Gambar 4.15 Grafik temperatur spasial rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan rotasi

Tabel 4.16 Temperatur spasial rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan *flue gas*

Variasi Kecepatan Rotasi	$T_{spasial\ rata-rata}$ Tiap Posisi Variasi Kecepatan Rotasi						Avg
	30	60	90	120	150	180	
Vrotasi = 2 rpm	0,0854	0,0852	0,0849	0,0846	0,0844	0,0840	0,0847
Vrotasi = 2,4 rpm	0,0855	0,0852	0,0850	0,0848	0,0845	0,0844	0,0849
Vrotasi = 2,8 rpm	0,0855	0,0853	0,0851	0,0849	0,0847	0,0845	0,0850
Vrotasi = 3,2 rpm	0,0855	0,0853	0,0852	0,0850	0,0849	0,0847	0,0851
Vrotasi = 3,6 rpm	0,0856	0,0854	0,0852	0,0851	0,0850	0,0848	0,0852
Vrotasi = 4 rpm	0,0856	0,0854	0,0853	0,0852	0,0850	0,0849	0,0852
Vrotasi = 4,4 rpm	0,0856	0,0854	0,0854	0,0852	0,0851	0,0849	0,0853
Vrotasi = 4,8 rpm	0,0856	0,0855	0,0854	0,0852	0,0851	0,0850	0,0853
Vrotasi = 5,2 rpm	0,0856	0,0855	0,0854	0,0853	0,0852	0,0851	0,0853

Berdasarkan grafik pada Gambar 4.15 mengenai distribusi temperatur spasial rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan rotasi dan telah dijabarkan pada Tabel 4.16, didapatkan bahwa variasi R1 yaitu (4 m/s; 2 rpm) memiliki temperatur spasial rata-rata tiap posisi terendah sebesar 0,0847 °C, lalu berturut-turut mengalami peningkatan seiring dengan peningkatan kecepatan rotasi. Hal ini disebabkan kecepatan rotasi yang semakin tinggi menyebabkan penurunan durasi pemanasan yang berdampak terhadap penurunan nilai bilangan *Fourier*, sedangkan pada variasi kecepatan rotasi ini tidak memengaruhi perubahan bilangan *Biot* nya. Sehingga dengan membandingkan setiap variasi, dengan nilai bilangan *Biot* yang sama, dan berturut-turut variasi R1 sampai dengan R9 yang mengalami penurunan bilangan *Fourier*, maka selisih temperatur lokal titik tepi dengan titik tengah yang kemudian disebut temperatur spasial lokal ($T_{spasial\ local}$) akan mengalami penurunan. Selain itu terlihat pada Gambar 4.15 dan Tabel 4.16, bahwa terdapatnya perbedaan nilai perubahan temperatur spasial rata-rata ($\Delta T_{spasial\ rata-rata}$) tiap posisi yang dijabarkan pada tabel di bawah ini.

Tabel 4.17 Persentase perubahan temperatur spasial rata-rata tiap posisi dengan variasi kecepatan rotasi

Variasi Kecepatan Rotasi	% $\Delta T_{spasial\ rata-rata}$ Tiap Posisi Variasi Kecepatan Rotasi						Avg
	30	60	90	120	150	180	
Vrotasi = 2 rpm	-	-	-	-	-	-	-

Vrotasi = 2,4 rpm	0,100%	0,086%	0,144%	0,260%	0,188%	0,378%	0,193%
Vrotasi = 2,8 rpm	0,043%	0,114%	0,086%	0,129%	0,202%	0,174%	0,125%
Vrotasi = 3,2 rpm	0,015%	0,015%	0,071%	0,144%	0,187%	0,188%	0,103%
Vrotasi = 3,6 rpm	0,028%	0,072%	0,086%	0,029%	0,130%	0,187%	0,089%
Vrotasi = 4 rpm	0,029%	0,014%	0,086%	0,100%	0,101%	0,087%	0,069%
Vrotasi = 4,4 rpm	0,000%	0,029%	0,086%	0,071%	0,029%	0,029%	0,041%
Vrotasi = 4,8 rpm	0,000%	0,086%	0,000%	0,029%	0,058%	0,115%	0,048%
Vrotasi = 5,2 rpm	0,000%	0,000%	0,043%	0,057%	0,072%	0,071%	0,041%

Perubahan $T_{spasial\ rata-rata}$ antar variasi pada tiap posisi dinotasikan dalam ($\% \Delta T_{spasial\ rata-rata}$), yaitu dengan membandingkan nilai $T_{spasial\ rata-rata}$ antara variasi R1 dengan R2, variasi R2 dengan variasi R3, dan seterusnya pada tiap posisinya, hasil perbandingan ini dinotasikan dalam bentuk persentase. Berdasarkan Tabel 4.17, $\% \Delta T_{spasial\ rata-rata}$ pada variasi kecepatan rotasi tertinggi terjadi pada variasi R2 sebesar 0,193%. Pada variasi selanjutnya dengan peningkatan kecepatan rotasi, terjadi penurunan $\% \Delta T_{spasial\ rata-rata}$ berturut-turut sebesar (0,125%; 0,103%; 0,089%; 0,069%; 0,041%; 0,048%; dan 0,041%). Variasi R7 yaitu (4 m/s; 4,4 rpm) memiliki nilai $\% \Delta T_{spasial\ rata-rata}$ optimum, dikarenakan selisih nilai $\% \Delta T_{spasial\ rata-rata}$ pada rentang variasi R6, R7, R8, dan R9 mengalami penurunan signifikansi tepat pada variasi R7. Perbedaan nilai $\% \Delta T_{spasial\ rata-rata}$ antar variasi disebabkan karena pada persamaan 2.51 mengenai temperatur lokal menggunakan teori *approximate solution* membuktikan bahwa fungsi temperatur lokal tiap waktu tidak bersifat linear. Artinya, dengan penurunan variabel durasi pemanasan secara linear akan tidak diikuti dengan penurunan temperatur lokal secara linear.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari tugas akhir ini yang berjudul “Analisis Numerik Transien Pengaruh *Rotational Velocity* dan *Flue Gas Velocity Inlet* Terhadap Perpindahan Panas Transien *Plate Heating Element* pada *Rotary Air Preheater*” adalah sebagai berikut:

1. Peningkatan kecepatan *flue gas* yang linear menyebabkan meningkatnya koefisien konveksi lokal secara linear, hal ini lah yang mengakibatkan peningkatan kenaikan temperatur permukaan tapak *plate heating element* sesuai dengan persamaan perubahan temperatur pada teori *lumped capacitance method*. Berdasarkan hasil simulasi yang dilakukan, pada variasi V3 yaitu (8 m/s; 2 rpm) T_A tertinggi terjadi yaitu sebesar 296,09 °C dan terendah pada variasi V1 yaitu (4 m/s; 2 rpm) sebesar 293,98 °C. Selain itu, peningkatan kecepatan *flue gas* juga meningkatkan gradasi temperatur disepanjang sumbu Y searah dengan aliran *flue gas*. Akan tetapi, peningkatan kecepatan *flue gas* yang linear tidak menyebabkan peningkatan kenaikan temperatur lokal dan gradasi temperatur secara linear.
2. Peningkatan kecepatan rotasi yang linear menyebabkan menurunnya durasi pemanasan secara linear, hal ini lah yang mengakibatkan penurunan kenaikan temperatur tapak *plate heating element* sesuai dengan persamaan perubahan temperatur pada teori *lumped capacitance method*. Berdasarkan hasil simulasi yang dilakukan, pada variasi R1 yaitu (4 m/s; 2 rpm) T_A tertinggi terjadi yaitu sebesar 293,98 °C dan pada R2 sampai R9 berturut-turut menurun hingga mencapai terendah pada variasi R9 yaitu (4 m/s; 5,2 rpm) sebesar 291,59 °C. Selain itu peningkatan kecepatan rotasi juga meningkatkan gradasi temperatur disepanjang sumbu Y searah dengan aliran *flue gas*. Akan tetapi, peningkatan kecepatan rotasi yang linear tidak menyebabkan penurunan kenaikan temperatur lokal dan peningkatan gradasi temperatur secara linear. Sehingga didapatkan variasi R7 yaitu (4 m/s; 4,4 rpm) sebagai variasi kecepatan rotasi optimum, hal ini karena nilai perubahan temperatur lokal dan perubahan gradasi temperaturnya memiliki nilai signifikansi perubahan tepat sebelum yang paling rendah diantara variasi R1 sampai dengan R9.
3. Peningkatan kecepatan *flue gas* yang linear menyebabkan meningkatnya nilai bilangan *Biot* lokal secara linear, hal ini lah yang mengakibatkan peningkatan kenaikan temperatur permukaan tebal *plate heating element* sesuai dengan persamaan perubahan temperatur pada teori *approximate solution*. Hal ini juga selaras dengan meningkatnya kenaikan gradasi temperatur lokal tepi dengan temperatur lokal tengah atau disebut sebagai temperatur spasial lokal. Akan tetapi, temperatur spasial lokal mengalami penurunan di sepanjang sumbu Y searah dengan aliran *flue gas* seiring meningkatnya kecepatan *flue gas*. Berdasarkan hasil simulasi yang dilakukan, pada variasi V3 yaitu (8 m/s; 2 rpm) $T_{spasial\ rata-rata}$ tertinggi terjadi yaitu sebesar 0,131 °C dan terendah pada variasi V1 yaitu (4 m/s; 2 rpm) sebesar 0,084 °C. Akan tetapi, peningkatan kecepatan *flue gas* yang linear tidak menyebabkan peningkatan kenaikan temperatur spasial lokal secara linear, hal ini membuktikan bahwa fungsi perubahan temperatur tidak linear terhadap perubahan nilai bilangan *Biot* lokal yang linear
4. Peningkatan kecepatan rotasi yang linear menyebabkan menurunnya nilai bilangan *Fourier* secara linear, hal ini lah yang mengakibatkan penurunan kenaikan temperatur permukaan tebal *plate heating element* sesuai dengan persamaan perubahan temperatur pada teori *approximate solution*. Hal ini berbanding terbalik dengan gradasi temperatur lokal tepi dengan temperatur lokal tengah atau disebut sebagai temperatur spasial lokal.

Selain itu, gradasi temperatur spasial lokal di sepanjang sumbu Y searah dengan aliran *flue gas* juga mengalami penurunan seiring meningkatnya kecepatan rotasi. Berdasarkan hasil simulasi yang dilakukan, pada variasi R1 yaitu (4 m/s; 2 rpm) $T_{spasial\ rata-rata}$ terendah terjadi yaitu sebesar 0,0840 °C dan tertinggi pada variasi R9 yaitu (4 m/s; 5,2 rpm) sebesar 0,0851 °C. Akan tetapi, peningkatan kecepatan rotasi yang linear tidak menyebabkan penurunan kenaikan temperatur spasial lokal secara linear. Sehingga didapatkan variasi R7 yaitu (4 m/s; 4,4 rpm) sebagai variasi kecepatan rotasi optimum, hal ini karena nilai perubahan temperatur spasial lokal dan perubahan gradasi temperaturnya memiliki nilai signifikansi perubahan tepat sebelum yang paling rendah diantara variasi R1 sampai dengan R9.

5.2 Saran

Saran yang dapat dilakukan untuk penelitian selanjutnya adalah:

1. Dapat dilakukan pemodelan geometri pelat yang berbeda agar hasil lebih mendekati keadaan yang sebenarnya
2. Dapat dilakukan pemodelan domain fluida yang disesuaikan dengan kondisi asli agar hasil lebih mendekati keadaan yang sebenarnya
3. Dapat dilakukan pemodelan pelat yang berotasi sebagai pembanding pemodelan yang sudah ada

DAFTAR PUSTAKA

- Andersson, B., Andersson, R., Håkansson, L., Mortensen, M., Sudiyo, R., & Wachem, B. v. (2012). Introduction. In B. Andersson, R. Andersson, L. Håkansson, M. Mortensen, R. Sudiyo, & B. v. Wachem, *Computational Fluid Dynamics for Engineers* (pp. 1-7). Cambridge University Press.
- ANSYS Inc. (2013). Introduction. In A. Inc., *ANSYS Fluent Theory Guide* (pp. 724-746). ANSYS Inc.
- ANSYS Inc. (2021, April 28). *The Fundamentals of FEA Meshing for Structural Analysis*. Retrieved from ANSYS: <https://www.ansys.com/blog/fundamentals-of-fea-meshing-for-structural-analysis#:~:text=Meshing%20is%20the%20process%20of,to%20begin%20the%20simulation%20process.>
- Ghodsipour, N., & Sadrameli, M. (2003). Experimental and Sensitivity Analysis of Rotary Air Preheater for the Flue Gas Heat Recovery. *Applied Thermal Engineering*, 571-580. doi:[https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00226-0](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00226-0)
- Grine, A., Desmons, J. Y., & Harmand, S. (2006). Models for Transient Conduction in a Flat Plate Subjected to a Variable Heat Flux. *Applied Thermal Engineering*, 498-499. doi:<https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2006.06.013>
- Heidari-Kaydan, A., & Hajidavalloo, E. (2014). Three-dimensional Simulation of Rotary Air Preheater in Steam Power Plant. *Applied Thermal Engineering*, 399-407.
- Hof, B. (2004). Experimental Observation of Nonlinear Traveling Waves in Turbulent Pipe Flow. *Science*, 305, 1594. doi:<https://doi.org/10.1126/science.1100393>
- Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2005). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 6th Edition*. United States of America: John Willey & Sons.
- Mahmud, S., & Wissam, M. (2013). Introduction. In S. Mahmud, & M. Wissam, *Introduction to ANSYS Workbench* (p. 5). Emirates Aviation College.
- Musset, T. (1995). *The Ljungstrom Air Preheater 1920*. ASME History.
- Sanaye, S., Jafari, S., & Ghaebi, H. (2008). Optimum operational conditions of rotary regenerator using genetic algorithm. *Energy Build*, 1637-1642.
- Skiepko, T. (1988). Method of monitoring and measuring seal clearance in a rotary heat exchanger. *Heat Recovery System*, 469-473.
- Stultz, S. C., & Kitto, J. B. (2005). *Steam: Its Generation and Use*. Ohio: The Babcock & Wilcox Company.
- Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. (2007). In H. K. Versteeg, & W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics The Finite Volume Method (2nd ed.)* (p. 2). Pearson Education Limited.

Warren, I. (1982). Ljungstrom Heat Exchanger For Waste Heat Recovery. *Heat Recovery System*, 257-271.

LAMPIRAN

1. Koefisien Konveksi Rata-Rata Permukaan Tapak *Plate Heating Element* Variasi Kecepatan *Flue Gas*

Koefisien Konveksi Rata-Rata Permukaan Tapak <i>Plate Heating Element</i> Variasi Kecepatan <i>Flue Gas</i>							
Kecepatan <i>flue gas</i> (U_{∞}) [m/s]	Kecepatan Rotasi (ω) [rpm]	$T_{initial\ plate}$ [C]	$T_{flue\ gas}$ [C]	Panjang <i>plate</i> (L) [m]	q'' (Simulasi) [W/m ²]	$h(\bar{y}, sim)$ [W/m ² . K]	$h(\bar{y}, cal)$ [W/m ² . K]
4	2	290	395	1	1699,978	8,10	7,69
6	2	290	395	1	2205,877	10,50	9,42
8	2	290	395	1	2626,597	12,51	10,88

2. Koefisien Konveksi Rata-Rata Permukaan Tapak *Plate Heating Element* Variasi Kecepatan Rotasi

Koefisien Konveksi Rata-Rata Permukaan Tapak <i>Plate Heating Element</i> Variasi Kecepatan <i>Flue Gas</i>							
Kecepatan <i>flue gas</i> (U_{∞}) [m/s]	Kecepatan Rotasi (ω) [rpm]	$T_{initial\ plate}$ [C]	$T_{flue\ gas}$ [C]	Panjang <i>plate</i> (L) [m]	q'' (Simulasi) [W/m ²]	$h(\bar{y}, sim)$ [W/m ² . K]	$h(\bar{y}, cal)$ [W/m ² . K]
4	2	290	395	1	1699,978	8,10	7,69
4	2,4	290	395	1	1706,583	8,13	7,69
4	2,8	290	395	1	1711,3	8,15	7,69
4	3,2	290	395	1	1714,859	8,17	7,69
4	3,6	290	395	1	1717,653	8,18	7,69
4	4	290	395	1	1719,864	8,19	7,69
4	4,4	290	395	1	1721,677	8,20	7,69
4	4,8	290	395	1	1723,199	8,21	7,69
4	5,2	290	395	1	1724,481	8,21	7,69

3. Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan *Flue Gas* (4 m/s; 2 rpm)

Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan <i>Flue Gas</i> (4 m/s; 2 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025)	$T_A (sim)$	290	290,75	291,40	292,04	292,69	293,34	293,98
	$T_A (cal)$	290	290,54	291,07	291,60	292,13	292,66	293,18
B (0; 0,25; 0,0025)	$T_B (sim)$	290	290,52	290,97	291,41	291,85	292,29	292,73
	$T_B (cal)$	290	290,27	290,54	290,81	291,08	291,35	291,62
C (0; 0; 0,0025)	$T_C (sim)$	290	290,44	290,81	291,18	291,55	291,91	292,28
	$T_C (cal)$	290	290,19	290,38	290,57	290,76	290,95	291,13
D (0; -0,25; 0,0025)	$T_D (sim)$	290	290,41	290,74	291,08	291,41	291,74	292,07
	$T_D (cal)$	290	290,15	290,31	290,46	290,62	290,77	290,92
E (0; -0,43; 0,0025)	$T_E (sim)$	290	290,39	290,71	291,04	291,36	291,68	292,00
	$T_E (cal)$	290	290,14	290,28	290,42	290,55	290,69	290,83

4. Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan *Flue Gas* (6 m/s; 2 rpm)

Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan <i>Flue Gas</i> (6 m/s; 2 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025)	$T_A (sim)$	290	290,97	291,81	292,64	293,48	294,31	295,14
	$T_A (cal)$	290	290,66	291,31	291,96	292,61	293,25	293,88
B (0; 0,25; 0,0025)	$T_B (sim)$	290	290,68	291,26	291,85	292,42	293,00	293,57
	$T_B (cal)$	290	290,33	290,66	290,99	291,32	291,65	291,97
C (0; 0; 0,0025)	$T_C (sim)$	290	290,58	291,07	291,56	292,04	292,53	293,01
	$T_C (cal)$	290	290,23	290,46	290,70	290,93	291,16	291,39

D (0; -0,25; 0,0025)	$T_{D(sim)}$	290	290,53	290,98	291,42	291,87	292,31	292,75
	$T_{D(cal)}$	290	290,19	290,38	290,57	290,75	290,94	291,13
E (0; -0,43; 0,0025)	$T_{E(sim)}$	290	290,51	290,94	291,37	291,80	292,23	292,65
	$T_{E(cal)}$	290	290,17	290,34	290,51	290,68	290,85	291,01

5. Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan *Flue Gas* (8 m/s; 2 rpm)

Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan <i>Flue Gas</i> (8 m/s; 2 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025)	$T_{A(sim)}$	290	291,15	292,15	293,14	294,13	295,11	296,09
	$T_{A(cal)}$	290	290,76	291,51	292,26	293,00	293,74	294,47
B (0; 0,25; 0,0025)	$T_{B(sim)}$	290	290,82	291,52	292,21	292,90	293,59	294,28
	$T_{B(cal)}$	290	290,38	290,76	291,14	291,52	291,90	292,28
C (0; 0; 0,0025)	$T_{C(sim)}$	290	290,70	291,29	291,88	292,47	293,05	293,64
	$T_{C(cal)}$	290	290,27	290,54	290,80	291,07	291,33	291,60
D (0; -0,25; 0,0025)	$T_{D(sim)}$	290	290,64	291,18	291,73	292,27	292,80	293,34
	$T_{D(cal)}$	290	290,22	290,44	290,65	290,87	291,09	291,30
E (0; -0,43; 0,0025)	$T_{E(sim)}$	290	290,62	291,14	291,66	292,19	292,70	293,22
	$T_{E(cal)}$	290	290,20	290,39	290,59	290,78	290,98	291,17

6. Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 2 rpm)

Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 2 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025)	$T_A (sim)$	290	290,75	291,40	292,04	292,69	293,34	293,98
	$T_A (cal)$	290	290,54	291,07	291,60	292,13	292,66	293,18
B (0; 0,25; 0,0025)	$T_B (sim)$	290	290,52	290,97	291,41	291,85	292,29	292,73
	$T_B (cal)$	290	290,27	290,54	290,81	291,08	291,35	291,62
C (0; 0; 0,0025)	$T_C (sim)$	290	290,44	290,81	291,18	291,55	291,91	292,28
	$T_C (cal)$	290	290,19	290,38	290,57	290,76	290,95	291,13
D (0; -0,25; 0,0025)	$T_D (sim)$	290	290,41	290,74	291,08	291,41	291,74	292,07
	$T_D (cal)$	290	290,15	290,31	290,46	290,62	290,77	290,92
E (0; -0,43; 0,0025)	$T_E (sim)$	290	290,39	290,71	291,04	291,36	291,68	292,00
	$T_E (cal)$	290	290,14	290,28	290,42	290,55	290,69	290,83

7. Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 2,4 rpm)

Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 2,4 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025)	$T_A (sim)$	290	290,65	291,19	291,73	292,28	292,82	293,34
	$T_A (cal)$	290	290,45	290,89	291,34	291,78	292,22	292,66
B (0; 0,25; 0,0025)	$T_B (sim)$	290	290,45	290,83	291,20	291,57	291,94	292,29
	$T_B (cal)$	290	290,23	290,45	290,68	290,90	291,12	291,35
C (0; 0; 0,0025)	$T_C (sim)$	290	290,38	290,69	291,00	291,31	291,62	291,91
	$T_C (cal)$	290	290,16	290,32	290,47	290,63	290,79	290,95

D (0; -0,25; 0,0025)	$T_{D(sim)}$	290	290,35	290,63	290,92	291,20	291,48	291,74
	$T_{D(cal)}$	290	290,13	290,26	290,39	290,51	290,64	290,77
E (0; -0,43; 0,0025)	$T_{E(sim)}$	290	290,34	290,61	290,88	291,15	291,42	291,68
	$T_{E(cal)}$	290	290,12	290,23	290,35	290,46	290,58	290,69

8. Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 2,8 rpm)

Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 2,8 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025)	$T_{A(sim)}$	290	290,57	291,03	291,50	291,97	292,43	292,88
	$T_{A(cal)}$	290	290,38	290,77	291,15	291,53	291,91	292,28
B (0; 0,25; 0,0025)	$T_{B(sim)}$	290	290,40	290,72	291,04	291,36	291,68	291,98
	$T_{B(cal)}$	290	290,19	290,39	290,58	290,77	290,96	291,16
C (0; 0; 0,0025)	$T_{C(sim)}$	290	290,34	290,60	290,87	291,14	291,40	291,65
	$T_{C(cal)}$	290	290,14	290,27	290,41	290,54	290,68	290,81
D (0; -0,25; 0,0025)	$T_{D(sim)}$	290	290,31	290,55	290,79	291,04	291,28	291,51
	$T_{D(cal)}$	290	290,11	290,22	290,33	290,44	290,55	290,66
E (0; -0,43; 0,0025)	$T_{E(sim)}$	290	290,30	290,53	290,77	291,00	291,23	291,45
	$T_{E(cal)}$	290	290,10	290,20	290,30	290,40	290,49	290,59

9. Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 3,2 rpm)

Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 3,2 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025)	$T_{A(sim)}$	290	290,50	290,90	291,31	291,71	292,11	292,53
	$T_{A(cal)}$	290	290,34	290,67	291,01	291,34	291,67	292,00

B (0; 0,25; 0,0025)	$T_{B(sim)}$	290	290,35	290,63	290,91	291,18	291,46	291,74
	$T_{B(cal)}$	290	290,17	290,34	290,51	290,68	290,84	291,01
C (0; 0; 0,0025)	$T_{C(sim)}$	290	290,30	290,53	290,76	290,99	291,22	291,46
	$T_{C(cal)}$	290	290,12	290,24	290,36	290,47	290,59	290,71
D (0; -0,25; 0,0025)	$T_{D(sim)}$	290	290,28	290,49	290,69	290,90	291,11	291,33
	$T_{D(cal)}$	290	290,10	290,19	290,29	290,39	290,48	290,58
E (0; -0,43; 0,0025)	$T_{E(sim)}$	290	290,27	290,47	290,67	290,87	291,07	291,28
	$T_{E(cal)}$	290	290,09	290,17	290,26	290,35	290,43	290,52

10. Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 3,6 rpm)

Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 3,6 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025)	$T_{A(sim)}$	290	290,46	290,83	291,19	291,55	291,91	292,26
	$T_{A(cal)}$	290	290,30	290,60	290,89	291,19	291,48	291,78
B (0; 0,25; 0,0025)	$T_{B(sim)}$	290	290,33	290,58	290,83	291,07	291,32	291,56
	$T_{B(cal)}$	290	290,15	290,30	290,45	290,60	290,75	290,90
C (0; 0; 0,0025)	$T_{C(sim)}$	290	290,28	290,49	290,69	290,90	291,11	291,30
	$T_{C(cal)}$	290	290,11	290,21	290,32	290,42	290,53	290,63
D (0; -0,25; 0,0025)	$T_{D(sim)}$	290	290,26	290,45	290,63	290,82	291,01	291,19
	$T_{D(cal)}$	290	290,09	290,17	290,26	290,34	290,43	290,51
E (0; -0,43; 0,0025)	$T_{E(sim)}$	290	290,25	290,43	290,61	290,79	290,97	291,14
	$T_{E(cal)}$	290	290,08	290,15	290,23	290,31	290,38	290,46

11. Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 4 rpm)

Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 4 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025)	$T_A (sim)$	290	290,43	290,75	291,07	291,40	291,72	292,04
	$T_A (cal)$	290	290,27	290,54	290,80	291,07	291,34	291,60
B (0; 0,25; 0,0025)	$T_B (sim)$	290	290,30	290,52	290,75	290,97	291,19	291,41
	$T_B (cal)$	290	290,14	290,27	290,41	290,54	290,68	290,81
C (0; 0; 0,0025)	$T_C (sim)$	290	290,26	290,44	290,63	290,81	291,00	291,18
	$T_C (cal)$	290	290,09	290,19	290,28	290,38	290,47	290,57
D (0; -0,25; 0,0025)	$T_D (sim)$	290	290,23	290,39	290,55	290,71	290,88	291,04
	$T_D (cal)$	290	290,08	290,15	290,23	290,31	290,39	290,46
E (0; -0,43; 0,0025)	$T_E (sim)$	290	290,23	290,39	290,55	290,71	290,88	291,04
	$T_E (cal)$	290	290,07	290,14	290,21	290,28	290,35	290,42

12. Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 4,4 rpm)

Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 4,4 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025)	$T_A (sim)$	290	290,40	290,69	290,99	291,28	291,58	291,87
	$T_A (cal)$	290	290,24	290,49	290,73	290,97	291,22	291,46
B (0; 0,25; 0,0025)	$T_B (sim)$	290	290,28	290,48	290,69	290,89	291,09	291,29
	$T_B (cal)$	290	290,12	290,25	290,37	290,49	290,61	290,74
C (0; 0; 0,0025)	$T_C (sim)$	290	290,24	290,41	290,58	290,75	290,92	291,08
	$T_C (cal)$	290	290,09	290,17	290,26	290,34	290,43	290,52
D	$T_D (sim)$	290	290,22	290,38	290,53	290,68	290,83	290,98

(0; -0,25; 0,0025)	$T_{D (cal)}$	290	290,07	290,14	290,21	290,28	290,35	290,42
E (0; -0,43; 0,0025)	$T_{E (sim)}$	290	290,22	290,36	290,51	290,66	290,80	290,95
	$T_{E (cal)}$	290	290,06	290,13	290,19	290,25	290,31	290,38

13. Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 4,8 rpm)

Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 4,8 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025)	$T_{A (sim)}$	290	290,37	290,64	290,91	291,18	291,45	291,72
	$T_{A (cal)}$	290	290,22	290,45	290,67	290,89	291,12	291,34
B (0; 0,25; 0,0025)	$T_{B (sim)}$	290	290,26	290,45	290,63	290,82	291,00	291,19
	$T_{B (cal)}$	290	290,11	290,23	290,34	290,45	290,56	290,68
C (0; 0; 0,0025)	$T_{C (sim)}$	290	290,23	290,38	290,53	290,69	290,84	290,99
	$T_{C (cal)}$	290	290,08	290,16	290,24	290,32	290,39	290,47
D (0; -0,25; 0,0025)	$T_{D (sim)}$	290	290,21	290,35	290,49	290,63	290,77	290,91
	$T_{D (cal)}$	290	290,06	290,13	290,19	290,26	290,32	290,39
E (0; -0,43; 0,0025)	$T_{E (sim)}$	290	290,20	290,34	290,47	290,61	290,74	290,87
	$T_{E (cal)}$	290	290,06	290,12	290,17	290,23	290,29	290,35

14. Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 5,2 rpm)

Temperatur Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 5,2 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025)	$T_{A (sim)}$	290	290,35	290,60	290,85	291,10	291,34	291,59
	$T_{A (cal)}$	290	290,21	290,41	290,62	290,83	291,03	291,24

B (0; 0,25; 0,0025)	$T_{B(sim)}$	290	290,25	290,42	290,59	290,76	290,93	291,10
	$T_{B(cal)}$	290	290,10	290,21	290,31	290,42	290,52	290,62
C (0; 0; 0,0025)	$T_{C(sim)}$	290	290,21	290,36	290,50	290,64	290,78	290,92
	$T_{C(cal)}$	290	290,07	290,15	290,22	290,29	290,36	290,44
D (0; -0,25; 0,0025)	$T_{D(sim)}$	290	290,20	290,33	290,46	290,59	290,71	290,84
	$T_{D(cal)}$	290	290,06	290,12	290,18	290,24	290,30	290,36
E (0; -0,43; 0,0025)	$T_{E(sim)}$	290	290,19	290,32	290,44	290,56	290,69	290,81
	$T_{E(cal)}$	290	290,05	290,11	290,16	290,21	290,27	290,32

15. Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tebal Variasi Kecepatan *Flue Gas* (4 m/s; 2 rpm)

Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan <i>Flue Gas</i> (4 m/s; 2 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Spasial Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025) & (0; 0,43; 0)	$T_{spasial A}$ (sim)	0	0,1281	0,1276	0,1271	0,1267	0,1261	0,1257
	$T_{spasial A}$ (cal)	0	0,0376	0,0374	0,0372	0,0370	0,0369	0,0367
B (0; 0,25; 0,0025) & (0; 0,25; 0)	$T_{spasial B}$ (sim)	0	0,0887	0,0885	0,0881	0,0878	0,0876	0,0873
	$T_{spasial B}$ (cal)	0	0,0200	0,0199	0,0199	0,0198	0,0198	0,0197
C (0; 0; 0,0025) & (0; 0; 0)	$T_{spasial C}$ (sim)	0	0,0740	0,0738	0,0736	0,0735	0,0732	0,0730
	$T_{spasial C}$ (cal)	0	0,0143	0,0143	0,0142	0,0142	0,0142	0,0142
D (0; -0,25; 0,0025) & (0; -0,25; 0)	$T_{spasial D}$ (sim)	0	0,0682	0,0680	0,0679	0,0676	0,0675	0,0673
	$T_{spasial D}$ (cal)	0	0,0131	0,0131	0,0130	0,0130	0,0130	0,0130
E (0; -0,43; 0,0025) & (0; -0,43; 0)	$T_{spasial E}$ (sim)	0	0,0681	0,0679	0,0677	0,0674	0,0673	0,0670
	$T_{spasial E}$ (cal)	0	0,0118	0,0118	0,0118	0,0118	0,0117	0,0117

16. Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tebal Variasi Kecepatan *Flue Gas* (6 m/s; 2 rpm)

Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan <i>Flue Gas</i> (6 m/s; 2 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Spasial Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025) & (0; 0,43; 0)	$T_{spasial A}$ (sim)	0	0,1647	0,1638	0,1629	0,1620	0,1611	0,1602
	$T_{spasial A}$ (cal)	0	0,0466	0,0464	0,0461	0,0459	0,0456	0,0453
B (0; 0,25; 0,0025) & (0; 0,25; 0)	$T_{spasial B}$ (sim)	0	0,1160	0,1155	0,1151	0,1145	0,1140	0,1135
	$T_{spasial B}$ (cal)	0	0,0249	0,0249	0,0248	0,0247	0,0246	0,0246

C (0; 0; 0,0025) & (0; 0; 0)	$T_{spasial C}$ (sim)	0	0,0979	0,0975	0,0972	0,0967	0,0963	0,0959
	$T_{spasial C}$ (cal)	0	0,0172	0,0172	0,0172	0,0171	0,0171	0,0171
D (0; -0,25; 0,0025) & (0; -0,25; 0)	$T_{spasial D}$ (sim)	0	0,0903	0,0900	0,0897	0,0894	0,0889	0,0885
	$T_{spasial D}$ (cal)	0	0,0143	0,0143	0,0142	0,0142	0,0142	0,0142
E (0; -0,43; 0,0025) & (0; -0,43; 0)	$T_{spasial E}$ (sim)	0	0,0898	0,0894	0,0890	0,0886	0,0883	0,0879
	$T_{spasial E}$ (cal)	0	0,0130	0,0130	0,0130	0,0130	0,0130	0,0129

17. Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tebal Variasi Kecepatan *Flue Gas* (8 m/s; 2 rpm)

Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan <i>Flue Gas</i> (8 m/s; 2 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Spasial Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025) & (0; 0,43; 0)	$T_{spasial A}$ (sim)	0	0,1957	0,1945	0,1931	0,1917	0,1904	0,1891
	$T_{spasial A}$ (cal)	0	0,0544	0,0540	0,0536	0,0533	0,0530	0,0526
B (0; 0,25; 0,0025) & (0; 0,25; 0)	$T_{spasial B}$ (sim)	0	0,1392	0,1384	0,1376	0,1369	0,1360	0,1353
	$T_{spasial B}$ (cal)	0	0,0285	0,0284	0,0283	0,0282	0,0282	0,0281
C (0; 0; 0,0025) & (0; 0; 0)	$T_{spasial C}$ (sim)	0	0,1184	0,1178	0,1172	0,1166	0,1161	0,1155
	$T_{spasial C}$ (cal)	0	0,0200	0,0199	0,0199	0,0198	0,0198	0,0197
D (0; -0,25; 0,0025) & (0; -0,25; 0)	$T_{spasial D}$ (sim)	0	0,1095	0,1090	0,1085	0,1080	0,1074	0,1069
	$T_{spasial D}$ (cal)	0	0,0163	0,0163	0,0162	0,0162	0,0162	0,0161
E (0; -0,43; 0,0025) & (0; -0,43; 0)	$T_{spasial E}$ (sim)	0	0,1084	0,1078	0,1074	0,1068	0,1063	0,1058
	$T_{spasial E}$ (cal)	0	0,0148	0,0147	0,0147	0,0147	0,0147	0,0146

18. Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tebal Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 2 rpm)

Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 2 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Spasial Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025) & (0; 0,43; 0)	$T_{spasial A}$ (sim)	0	0,12805	0,12756	0,12714	0,12671	0,12610	0,12567
	$T_{spasial A}$ (cal)	0	0,03755	0,03738	0,03722	0,03705	0,03688	0,03672
B (0; 0,25; 0,0025) & (0; 0,25; 0)	$T_{spasial B}$ (sim)	0	0,08868	0,08850	0,08813	0,08777	0,08765	0,08728
	$T_{spasial B}$ (cal)	0	0,01995	0,01991	0,01986	0,01981	0,01976	0,01972
C (0; 0; 0,0025) & (0; 0; 0)	$T_{spasial C}$ (sim)	0	0,07403	0,07379	0,07361	0,07349	0,07324	0,07300
	$T_{spasial C}$ (cal)	0	0,01429	0,01426	0,01424	0,01421	0,01419	0,01417
D (0; -0,25; 0,0025) & (0; -0,25; 0)	$T_{spasial D}$ (sim)	0	0,06824	0,06799	0,06787	0,06757	0,06750	0,06726
	$T_{spasial D}$ (cal)	0	0,01309	0,01307	0,01305	0,01303	0,01301	0,01299
E (0; -0,43; 0,0025) & (0; -0,43; 0)	$T_{spasial E}$ (sim)	0	0,06805	0,06793	0,06775	0,06744	0,06732	0,06702
	$T_{spasial E}$ (cal)	0	0,01181	0,01179	0,01178	0,01176	0,01174	0,01173

19. Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tebal Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 2,4 rpm)

Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 2,4 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Spasial Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025) & (0; 0,43; 0)	$T_{spasial A}$ (sim)	0	0,12817	0,12769	0,12732	0,12695	0,12646	0,12610
	$T_{spasial A}$ (cal)	0	0,03758	0,03744	0,03730	0,03716	0,03702	0,03688
B (0; 0,25; 0,0025) & (0; 0,25; 0)	$T_{spasial B}$ (sim)	0	0,08875	0,08850	0,08838	0,08807	0,08777	0,08765
	$T_{spasial B}$ (cal)	0	0,01996	0,01992	0,01988	0,01984	0,01980	0,01976

C (0; 0; 0,0025) & (0; 0; 0)	$T_{spasial C}$ (sim)	0	0,07416	0,07391	0,07367	0,07355	0,07342	0,07324
	$T_{spasial C}$ (cal)	0	0,01429	0,01427	0,01425	0,01423	0,01421	0,01419
D (0; -0,25; 0,0025) & (0; -0,25; 0)	$T_{spasial D}$ (sim)	0	0,06824	0,06811	0,06799	0,06781	0,06750	0,06750
	$T_{spasial D}$ (cal)	0	0,01309	0,01308	0,01306	0,01304	0,01303	0,01301
E (0; -0,43; 0,0025) & (0; -0,43; 0)	$T_{spasial E}$ (sim)	0	0,06818	0,06793	0,06775	0,06769	0,06744	0,06732
	$T_{spasial E}$ (cal)	0	0,01179	0,01178	0,01176	0,01175	0,01174	0,01172

20. Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tebal Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 2,8 rpm)

Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 2,8 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Spasial Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025) & (0; 0,43; 0)	$T_{spasial A}$ (sim)	0	0,12817	0,12781	0,12744	0,12720	0,12683	0,12647
	$T_{spasial A}$ (cal)	0	0,03760	0,03748	0,03736	0,03724	0,03712	0,03700
B (0; 0,25; 0,0025) & (0; 0,25; 0)	$T_{spasial B}$ (sim)	0	0,08881	0,08862	0,08838	0,08820	0,08795	0,08777
	$T_{spasial B}$ (cal)	0	0,01997	0,01993	0,01990	0,01986	0,01983	0,01980
C (0; 0; 0,0025) & (0; 0; 0)	$T_{spasial C}$ (sim)	0	0,07422	0,07404	0,07385	0,07367	0,07343	0,07324
	$T_{spasial C}$ (cal)	0	0,01429	0,01428	0,01426	0,01424	0,01422	0,01421
D (0; -0,25; 0,0025) & (0; -0,25; 0)	$T_{spasial D}$ (sim)	0	0,06830	0,06818	0,06799	0,06781	0,06769	0,06763
	$T_{spasial D}$ (cal)	0	0,01310	0,01308	0,01307	0,01305	0,01304	0,01302
E (0; -0,43; 0,0025) & (0; -0,43; 0)	$T_{spasial E}$ (sim)	0	0,06818	0,06799	0,06781	0,06775	0,06757	0,06744
	$T_{spasial E}$ (cal)	0	0,01179	0,01178	0,01177	0,01176	0,01175	0,01173

21. Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tebal Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 3,2 rpm)

Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tapak
--

Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 3,2 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Spasial Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025) & (0; 0,43; 0)	$T_{spasial A}$ (sim)	0	0,1283	0,1279	0,1276	0,1273	0,1270	0,1266
	$T_{spasial A}$ (cal)	0	0,0376	0,0375	0,0374	0,0373	0,0372	0,0371
B (0; 0,25; 0,0025) & (0; 0,25; 0)	$T_{spasial B}$ (sim)	0	0,0889	0,0886	0,0884	0,0884	0,0881	0,0880
	$T_{spasial B}$ (cal)	0	0,0200	0,0199	0,0199	0,0199	0,0199	0,0198
C (0; 0; 0,0025) & (0; 0; 0)	$T_{spasial C}$ (sim)	0	0,0740	0,0740	0,0739	0,0738	0,0737	0,0735
	$T_{spasial C}$ (cal)	0	0,0143	0,0143	0,0143	0,0143	0,0142	0,0142
D (0; -0,25; 0,0025) & (0; -0,25; 0)	$T_{spasial D}$ (sim)	0	0,0683	0,0682	0,0680	0,0680	0,0677	0,0677
	$T_{spasial D}$ (cal)	0	0,0131	0,0131	0,0131	0,0131	0,0130	0,0130
E (0; -0,43; 0,0025) & (0; -0,43; 0)	$T_{spasial E}$ (sim)	0	0,0682	0,0680	0,0680	0,0677	0,0677	0,0675
	$T_{spasial E}$ (cal)	0	0,0118	0,0118	0,0118	0,0118	0,0118	0,0117

22. Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tebal Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 3,6 rpm)

Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 3,6 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Spasial Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025) & (0; 0,43; 0)	$T_{spasial A}$ (sim)	0	0,12829	0,12799	0,12769	0,12732	0,12720	0,12701
	$T_{spasial A}$ (cal)	0	0,03763	0,03753	0,03744	0,03735	0,03725	0,03716
B (0; 0,25; 0,0025) & (0; 0,25; 0)	$T_{spasial B}$ (sim)	0	0,08881	0,08868	0,08850	0,08838	0,08813	0,08801
	$T_{spasial B}$ (cal)	0	0,01997	0,01995	0,01992	0,01990	0,01987	0,01984
C (0; 0; 0,0025) & (0; 0; 0)	$T_{spasial C}$ (sim)	0	0,07410	0,07398	0,07391	0,07379	0,07379	0,07361
	$T_{spasial C}$ (cal)	0	0,01430	0,01428	0,01427	0,01426	0,01424	0,01423

D (0; -0,25; 0,0025) & (0; -0,25; 0)	$T_{spasial D}$ (sim)	0	0,06836	0,06824	0,06811	0,06799	0,06793	0,06781
	$T_{spasial D}$ (cal)	0	0,01310	0,01309	0,01308	0,01306	0,01305	0,01304
E (0; -0,43; 0,0025) & (0; -0,43; 0)	$T_{spasial E}$ (sim)	0	0,06830	0,06812	0,06793	0,06787	0,06775	0,06769
	$T_{spasial E}$ (cal)	0	0,01180	0,01179	0,01178	0,01177	0,01176	0,01175

23. Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tebal Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 4 rpm)

Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 4 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Spasial Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025) & (0; 0,43; 0)	$T_{spasial A}$ (sim)	0	0,12824	0,12805	0,12775	0,12756	0,12738	0,12714
	$T_{spasial A}$ (cal)	0	0,03764	0,03755	0,03747	0,03738	0,03730	0,03722
B (0; 0,25; 0,0025) & (0; 0,25; 0)	$T_{spasial B}$ (sim)	0	0,08887	0,08868	0,08862	0,08850	0,08832	0,08813
	$T_{spasial B}$ (cal)	0	0,01998	0,01995	0,01993	0,01991	0,01988	0,01986
C (0; 0; 0,0025) & (0; 0; 0)	$T_{spasial C}$ (sim)	0	0,07416	0,07403	0,07397	0,07379	0,07379	0,07361
	$T_{spasial C}$ (cal)	0	0,01430	0,01429	0,01427	0,01426	0,01425	0,01424
D (0; -0,25; 0,0025) & (0; -0,25; 0)	$T_{spasial D}$ (sim)	0	0,06836	0,06824	0,06812	0,06799	0,06787	0,06787
	$T_{spasial D}$ (cal)	0	0,01310	0,01309	0,01308	0,01307	0,01306	0,01305
E (0; -0,43; 0,0025) & (0; -0,43; 0)	$T_{spasial E}$ (sim)	0	0,06836	0,06805	0,06805	0,06793	0,06787	0,06775
	$T_{spasial E}$ (cal)	0	0,01180	0,01179	0,01178	0,01177	0,01176	0,01175

24. Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tebal Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 4,4 rpm)

Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 4,4 rpm)		
Titik Lokal	Temperatur Spasial Lokal	Posisi <i>Plate Heating Element</i>

[m]	[C]	$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025) & (0; 0,43; 0)	$T_{spasial A}$ (sim)	0	0,12811	0,12811	0,12787	0,12756	0,12744	0,12708
	$T_{spasial A}$ (cal)	0	0,03764	0,03757	0,03749	0,03741	0,03734	0,03726
B (0; 0,25; 0,0025) & (0; 0,25; 0)	$T_{spasial B}$ (sim)	0	0,08881	0,08868	0,08874	0,08850	0,08838	0,08813
	$T_{spasial B}$ (cal)	0	0,01998	0,01996	0,01994	0,01991	0,01989	0,01987
C (0; 0; 0,0025) & (0; 0; 0)	$T_{spasial C}$ (sim)	0	0,07428	0,07404	0,07404	0,07391	0,07373	0,07373
	$T_{spasial C}$ (cal)	0	0,01430	0,01429	0,01428	0,01427	0,01426	0,01425
D (0; -0,25; 0,0025) & (0; -0,25; 0)	$T_{spasial D}$ (sim)	0	0,06842	0,06824	0,06812	0,06812	0,06799	0,06793
	$T_{spasial D}$ (cal)	0	0,01310	0,01309	0,01308	0,01307	0,01306	0,01305
E (0; -0,43; 0,0025) & (0; -0,43; 0)	$T_{spasial E}$ (sim)	0	0,06836	0,06812	0,06811	0,06799	0,06781	0,06775
	$T_{spasial E}$ (cal)	0	0,01180	0,01179	0,01178	0,01177	0,01177	0,01176

25. Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tebal Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 4,8 rpm)

Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 4,8 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Spasial Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025) & (0; 0,43; 0)	$T_{spasial A}$ (sim)	0	0,12805	0,12817	0,12793	0,12769	0,12750	0,12738
	$T_{spasial A}$ (cal)	0	0,03765	0,03758	0,03751	0,03744	0,03737	0,03730
B (0; 0,25; 0,0025) & (0; 0,25; 0)	$T_{spasial B}$ (sim)	0	0,08881	0,08875	0,08868	0,08862	0,08838	0,08832
	$T_{spasial B}$ (cal)	0	0,01998	0,01996	0,01994	0,01992	0,01990	0,01988
C (0; 0; 0,0025) & (0; 0; 0)	$T_{spasial C}$ (sim)	0	0,07416	0,07410	0,07403	0,07385	0,07385	0,07367
	$T_{spasial C}$ (cal)	0	0,01430	0,01429	0,01428	0,01427	0,01426	0,01425
D	$T_{spasial D}$ (sim)	0	0,06848	0,06830	0,06824	0,06805	0,06799	0,06799

(0; -0,25; 0,0025) & (0; -0,25; 0)	$T_{spasial D}$ (cal)	0	0,01310	0,01309	0,01308	0,01308	0,01307	0,01306
E (0; -0,43; 0,0025) & (0; -0,43; 0)	$T_{spasial E}$ (sim)	0	0,06848	0,06824	0,06799	0,06799	0,06787	0,06775
	$T_{spasial E}$ (cal)	0	0,01180	0,01179	0,01178	0,01178	0,01177	0,01176

26. Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tebal Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 5,2 rpm)

Temperatur Spasial Lokal Permukaan Tapak Variasi Kecepatan Rotasi (4 m/s; 5,2 rpm)								
Titik Lokal [m]	Temperatur Spasial Lokal [C]	Posisi <i>Plate Heating Element</i>						
		$\theta = 0$	$\theta = 30$	$\theta = 60$	$\theta = 90$	$\theta = 120$	$\theta = 150$	$\theta = 180$
A (0; 0,43; 0,0025) & (0; 0,43; 0)	$T_{spasial A}$ (sim)	0	0,12793	0,12817	0,12799	0,12781	0,12762	0,12738
	$T_{spasial A}$ (cal)	0	0,03766	0,03759	0,03753	0,03746	0,03740	0,03733
B (0; 0,25; 0,0025) & (0; 0,25; 0)	$T_{spasial B}$ (sim)	0	0,08881	0,08887	0,08862	0,08856	0,08850	0,08838
	$T_{spasial B}$ (cal)	0	0,01998	0,01996	0,01995	0,01993	0,01991	0,01989
C (0; 0; 0,0025) & (0; 0; 0)	$T_{spasial C}$ (sim)	0	0,07422	0,07410	0,07410	0,07398	0,07385	0,07379
	$T_{spasial C}$ (cal)	0	0,01430	0,01429	0,01428	0,01427	0,01426	0,01426
D (0; -0,25; 0,0025) & (0; -0,25; 0)	$T_{spasial D}$ (sim)	0	0,06848	0,06824	0,06824	0,06811	0,06799	0,06793
	$T_{spasial D}$ (cal)	0	0,01310	0,01309	0,01309	0,01308	0,01307	0,01306
E (0; -0,43; 0,0025) & (0; -0,43; 0)	$T_{spasial E}$ (sim)	0	0,06854	0,06818	0,06812	0,06799	0,06793	0,06793
	$T_{spasial E}$ (cal)	0	0,01180	0,01179	0,01179	0,01178	0,01177	0,01177

BIODATA PENULIS



Muhammad Kevin Novrian atau yang biasa dipanggil Kevin sebagai penulis tugas akhir ini dilahirkan di Pekanbaru, 17 November 1998, merupakan anak pertama dari 4 bersaudara dari pasangan Bapak Indra Jaya dan Leni Norita. Penulis memulai pendidikan formal di SD Negeri 2 Rawa Laut, SMP Negeri 1 Kuta, dan SMA Negeri 1 Kuta. Setelah lulus dari SMA, penulis melanjutkan pendidikan ke jenjang perguruan tinggi sarjana melalui jalur SBMPTN 2018 (Seleksi Bersama Perguruan Tinggi Negeri) di S1 Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2018 dan terdaftar dengan NRP 02111840000125.

Selama dalam masa studi, penulis mengambil bidang studi Konversi Energi dan terdaftar sebagai anggota Laboratorium Rekayasa Termal dan Sistem Energi. Penulis aktif terlibat dalam riset kompetisi kendaraan listrik sebagai anggota tim Cakradewa *Electric Vehicle ITS Team* dalam menangani divisi *Battery Management System* pada tahun 2019 dan bersama-sama berhasil memenangkan kompetisi KMLI 2019 (Kontes Mobil Listrik) pada kategori *Best Presentation and Design*. Selain itu penulis juga aktif dalam kegiatan organisasi di kampus, yaitu diantaranya sebagai Ketua Himpunan Mahasiswa Mesin ITS (HMM ITS) periode kepengurusan tahun 2020/2021 dan melanjutkan sebagai Koordinator Divisi Kontrol pada Dewan Presidium Mesin ITS periode 2021/2022. Selain dalam organisasi Himpunan Mahasiswa, penulis juga aktif dalam organisasi LKMM (Latihan Keterampilan Manajemen Mahasiswa) sebagai Pemandu LKMM periode 2019/2021.

Apabila terdapat saran dan masukan kepada penulis terhadap tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email therealkevinnovrian@gmail.com