



TUGAS AKHIR (KONVERSI ENERGI) - TM141585

**STUDI NUMERIK DISTRIBUSI TEMPERATUR
DAN *HEAT LOSS* PADA *FURNACE* INDUSTRI
PUPUK DI INDONESIA**

**SULUH PANJIARYAGUNA
2114 100 089**

**Dosen Pembimbing:
Prof. Dr. Ir. Eng. Prabowo, M.Eng.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2018**



FINAL PROJECT (ENERGY CONVERSION) - TM141585

**NUMERICAL STUDY OF TEMPERATURE
DISTRIBUTION AND HEAT LOSS ON
FURNACE OF FERTILIZER INDUSTRY IN
INDONESIA**

**SULUH PANJIARYAGUNA
2114 100 089**

**Dosen Pembimbing:
Prof. Dr. Ir. Eng. Prabowo, M.Eng.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2018**

STUDI NUMERIK DISTRIBUSI TEMPERATUR DAN HEAT LOSS PADA FURNACE INDUSTRI PUPUK DI INDONESIA

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

SULUH PANJIARYAGUNA

NRP. 0211144000089

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

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

2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng
(NIP.195310191979031002)

3. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME
(NIP. 195312191981031001)

4. Dr. Bambang Arip Dwiyantoro, ST,M,Eng, PhD
(NIP. 197804012002121001)



SURABAYA

Juli, 2018

Halaman ini sengaja dikosongkan

KATA PENGANTAR

Puji syukur kami panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa, karena atas anugerah dan kasih karunia-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “Studi Numerik Distribusi Temperatur dan *Heat Loss* pada *Furnace* Industri Pupuk di Indonesia”. Tugas Akhir ini disusun sebagai persyaratan kelulusan pada Program Studi S1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Dalam penyusunan Tugas Akhir ini penulis banyak mendapat saran dan dukungan dari berbagai pihak yang merupakan pengalaman yang tidak ternilai. Oleh karena itu dengan segala hormat dan kerendahan hati perkenankanlah penulis mengucapkan terima kasih kepada:

- Bapak Prabowo, selaku dosen pembimbing yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
- Bapak Budi Utomo Kukuh Widodo, Bapak Djatmiko Ichسانی, dan Bapak Bambang Arip Dwiyantoro selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis.
- Bapak Sutikno, selaku dosen wali yang telah memberikan arahan-arahannya kepada penulis selama masa perkuliahan tahap Sarjana
- Kedua orang tua saya Bapak Marhadi Boediono dan Ibu Julia Muharni, serta kedua kakak saya Mas Dhiyas Yudiprakoswo dan Mas Prayogi Purnapandhega yang telah mendukung saya.
- Seluruh dosen serta karyawan di Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah memberikan banyak sekali bantuan selama penulis berkuliah, baik akademis maupun non akademis.

Akhir kata semoga dapat bermanfaat bagi penulis sendiri, institusi pendidikan dan masyarakat luas. Amin.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan

Studi Numerik Distribusi Temperatur dan *Heat Loss* pada *Furnace* Industri Pupuk di Indonesia

Nama : Suluh Panjiaryaguna
NRP : 02111 44000 0089
Jurusan / Fakultas : Teknik Mesin / FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

Abstrak

Merupakan salah satu produk wajib dalam industri pertanian, pupuk NPK memegang peranan penting dalam menjaga kesehatan dan kesuburan tanaman pertanian agar tanaman dapat menghasilkan nilai ekonomi yang tinggi. Dengan tren jumlah konsumsi pupuk NPK tiap tahunnya yang terus meningkat maka tren ini mendorong terjadinya peningkatan produksi dari industri ini. Terjadinya peningkatan produksi berarti mendorong peningkatan kebutuhan energi yang digunakan untuk produksi. Hal ini tentunya diiringi oleh peningkatan kerugian-kerugian energi yang terjadi sehingga perlu diadakan usaha untuk menekan besarnya kerugian-kerugian ini. Salah satu usaha yang dapat dilakukan adalah dengan menekan kerugian energi panas pada salah satu komponen penting dalam lini produksi pupuk NPK, yaitu *furnace*.

Analisis pada pengerjaan tugas akhir ini adalah meliputi simulasi operasi *Furnace* 21B301 dengan menggunakan *software* ANSYS R17.1. Tujuannya adalah untuk mengetahui profil temperatur dan *heat loss* pada lapisan dinding atas dan samping *Furnace* 21B301 dan mengetahui pengaruh koefisien perpindahan panas terhadap gradien temperatur pada lapisan-lapisan dinding *Furnace* 21B301. Tahap awal pengerjaan tugas akhir ini adalah identifikasi permasalahan dan studi literatur. Tahap kedua adalah pengumpulan data. Data tersebut meliputi data sifat termodinamika *flue gas* yang mengalir dalam *furnace*, sifat termodinamika udara di sekitar *furnace*, koefisien perpindahan panas konveksi udara sekitar, dan koefisien perpindahan panas konduksi dari tiap lapisan

dinding *furnace* beserta ketebalannya. Tahap analisis berikutnya yaitu dengan permodelan kasus ke dalam *software* ANSYS R17.1. Setelah permodelan dijalankan dan mencapai *grid independent*, maka tahap selanjutnya adalah meneliti pengaruh variasi kecepatan inlet pada nilai 0,1864 m/s, 0,2796 m/s, dan 0,3728 m/s. Selanjutnya penulis juga ingin meneliti pengaruh faktor radiasi terhadap profil temperatur dan *heat loss*. Tahap terakhir dari pengerjaan tugas akhir ini adalah penyusunan laporan.

Hasil yang didapatkan dari penelitian ini adalah berupa kontur kecepatan aliran *flue gas* dalam *furnace*, kontur temperatur yang menunjukkan distribusi temperatur di dalam *furnace*, profil temperatur dan *heat loss* melalui dinding *furnace*, pengaruh koefisien perpindahan panas terhadap gradien temperatur pada lapisan-lapisan dinding Furnace 21B301 saat beroperasi, pengaruh variasi kecepatan inlet terhadap profil temperatur dan *heat loss*, serta pengaruh radiasi dalam analisis teoretis dan simulasi. *Heat loss* terbesar terjadi pada kecepatan inlet terbesar, yaitu senilai 446,12 W/m². Sedangkan *heat loss* terkecil terjadi pada kecepatan inlet terkecil, yaitu senilai 353,92 W/m². Sedangkan dengan adanya faktor radiasi menyebabkan kenaikan *heat loss* sebesar 46,31% dari yang semula sebesar 399,875 W/m² menjadi 585,057 W/m²

Kata kunci: pupuk, NPK, *furnace*, profil temperatur, *heat loss*, ANSYS, *grid independent*, radiasi

***Numerical Study of Temperature Distribution and Heat Loss on
Furnace of Fertilizer Industry in Indonesia***

Name : Suluh Panjiaryaguna
NRP : 02111 44000 0089
Department / Faculty : *Mechanical Engineering / FTI-ITS*
Advisor : **Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.**

Abstract

As one of the things required in the agricultural industry, NPK fertilizer is necessary for the health and fertility of agricultural crops to be able to produce high economic value. With the increasing trend of NPK fertilizer this trend is driving the production increase of this industry. The increase of production brings an increase in energy needs for production. This, of course, is accompanied by an increase in losses which we have to avoid. One of the activities that can be done is to decrease the energy losses of the key component in NPK production line, that is the furnace.

The object of this final project is Furnace 21B301 by analyzing using software ANSYS R17.1. The objective is to know the temperature profile and the heat loss at the top and side layers of the 21B301 Furnace and to know the effect of heat emissions on the temperature gradient on the 21B301 furnace wall layers. The initial phase of this task is a problem study and literature study. The second stage is to collect data. These data include thermodynamic properties of flue gases flowing in the furnace, air thermodynamic properties around the furnace, heat convection coefficient of ambient air, and heat conduction coefficient of each layer of the furnace surface together with its thickness. The next stage is to model the case into ANSYS software R17.1. After the modeling is done and reaching the grid independent, the next step is to investigate the effect of inlet velocity variation on the value of 0.1864 m / s, 0.2796 m / s, and 0.3728 m / s. Furthermore, the author also wanted to examine the effect of radiation factor on the

temperature and heat loss profile. The final stage of this final project is the preparation of reports.

The results obtained from this research is the contour of flue gas flow velocity in furnace, temperature contour showing temperature distribution in furnace, temperature profile and heat loss through furnace wall, the effect of heat transfer coefficient on the temperature gradient on the wall layers Furnace 21B301 when operates, the influence of inlet velocity variation on temperature profile and heat loss, and the effect of radiation in the theoretical and simulation analysis. The largest heat loss occurs at the largest inlet speed, which is worth 446.12 W/m². While the smallest heat loss occurs at the smallest inlet velocity, which is worth 353.92 W/m². While the existence of radiation factor causes the increase of heat loss equal to 46,31% from the original equal to 399,875 W/m² become 585,057 W/m².

Keywords: fertilizer, NPK, furnace, profile temperature, heat loss, ANSYS, independent grid, radiasi

DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR.....	i
Abstrak.....	iii
Abstract.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL.....	xv
BAB 1.....	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Batasan Masalah.....	3
1.4. Tujuan Penelitian.....	4
1.5. Manfaat Penelitian.....	4
BAB 2.....	5
2.1. Lini Produksi Pupuk NPK	5
2.2. Furnace (Tungku Pembakaran).....	6
2.3. Fire Brick	7
2.4. Insulation Castable	8
2.5. Perpindahan Panas secara Konduksi.....	9
2.6. Perpindahan Panas secara Konveksi	10
2.7. Perpindahan Panas secara Radiasi	12
2.8. Tahanan Termal.....	15
2.9. Aliran Viscous dan Inviscid.....	18
2.10. Deskripsi tentang Viscous Model	19
2.11. Model Turbulensi di Dekat Dinding (Near Wall Treatment).....	21
2.12. Model Radiasi.....	23
2.13. Penelitian Terdahulu.....	24
2.13.1. Analysis of Temperature Profile and % Metallization in Rotary Kiln of Sponge Iron through CFD (Gaurav & Khanam, 2017).....	24

2.13.2. A CFD-based Simulation of Fluid Flow and Heat Transfer in The Intermediate Heat Exchanger of Sodium-Cooled Fast Reactor (Zhang et. al., 2017).....	26
BAB 3.....	31
3.1. Metodologi Penelitian.....	31
3.2. Data Penelitian	32
3.3. Permodelan Sistem pada ANSYS	35
3.3.1. Solver	36
3.3.2. Models.....	36
3.3.3. Boundary Conditions	37
3.3.4. Solution Methods.....	38
3.4. Variasi yang Dilakukan	39
3.5. Flowchart Penelitian	41
BAB 4.....	45
4.1. Analisis Balans Energi Hasil Simulasi.....	45
4.2. Analisis Pengaruh Variasi Kecepatan Inlet terhadap Profil Temperatur dan Heat Loss	46
4.3. Analisis Tahanan Termal Konduksi dan Konveksi Dinding Samping Furnace.....	56
4.3.1. Analisis Konduksi Secara Teoretis	57
4.3.2. Perbandingan Analisis Konduksi Teoretis terhadap Hasil Simulasi	58
4.3.3. Analisis Konveksi Secara Teoretis	60
4.3.4. Perbandingan Analisis Konveksi secara Teoretis terhadap Hasil Simulasi	62
4.3.5. Analisis Heat Loss secara Teoretis dan Perbandingannya terhadap Hasil Simulasi.....	65
4.4. Analisis Heat Loss Dinding Atas Furnace	66
4.4.1. Analisis Konduksi secara Teoretis dan Perbandingannya terhadap Hasil Simulasi.....	67

4.4.2.	Perbandingan Analisis Konduksi Teoretis terhadap Hasil Simulasi	68
4.4.3.	Analisis Heat Loss Hasil Simulasi	70
4.5.	Pengaruh Tahanan Termal Radiasi terhadap Analisis Dinding Furnace	71
4.6.	Pengaruh Faktor Radiasi pada Kontur Temperatur Simulasi Furnace.....	73
BAB 5.....		75
5.1.	Kesimpulan.....	75
5.2.	Saran.....	75
DAFTAR PUSTAKA		77
BIODATA PENULIS		79
LAMPIRAN.....		81

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1. Produksi dan Konsumsi Pupuk NPK 2007-2017 (Sumber: Asosiasi Produsen Pupuk Indonesia).....	1
Gambar 2.1. Lini Produksi Pupuk NPK.....	5
Gambar 2.2. Industrial Furnace	7
Gambar 2.3. Refractory Brick.....	7
Gambar 2.4. Insulation Castable.....	8
Gambar 2.5. Jenis-jenis Insulation Castable (Sumber: Technocast Castable Refractories).....	8
Gambar 2.6. Perpindahan Panas secara Konduksi	9
Gambar 2.7. Konduksi Ditinjau dalam Skala Molekul	9
Gambar 2.8. Pertumbuhan Boundary Layer pada Perpindahan Panas Konveksi	11
Gambar 2.9. Proses Perpindahan Panas secara Konveksi, (a) Forced Convection; (b) Natural Convection.	11
Gambar 2.10. Proses Emisi. (a) Fenomena Volumetrik; (b) Fenomena Permukaan.....	13
Gambar 2.11. Pertukaran radiasi. (a) Pada Permukaan; (b) Antara Permukaan dengan Lingkungan	14
Gambar 2.12. Sirkuit Tahanan Termal pada Plane Wall	16
Gambar 2.13. Tahanan Termal pada Dinding Komposit	17
Gambar 2.14. Tampak Depan Rotary Kiln	25
Gambar 2.15. Geometri Rotary Kiln	25
Gambar 2.16. Profil Temperatur Hasil Simulasi	25
Gambar 2.17. (a) Temperatur Bed pada Inklinasi Bervariasi. (b) Temperatur Gas pada Inklinasi Bervariasi. (c) Temperatur Bed dan Gas pada Kondisi Optimum	26
Gambar 2.18. (a) Intermediate Heat Exchanger (IHX). (b) Model IHX yang Disimplifikasi sebagai Porous Media. (c) Lokasi dari Ketiga Garis Pengukuran. (d) IHX Tube Plane Wall	28
Gambar 2.19. Non-uniform Inlet dari Sisi Tube Sodium.....	28
Gambar 2.20. Profil Temperatur pada Kondisi Optimal (a) Sisi Shell; (b) Sisi Tube	29

Gambar 3.1. Geometri Terbelah Tampak Isometri Furnace 21B301.....	32
Gambar 3.2. Geometri Tampak Depan Furnace 21B301	33
Gambar 3.3. Skema Lapisan Dinding Kiri dan Kanan	34
Gambar 3.4. Skema Lapisan Dinding Atas	35
Gambar 3.5. Geometri dengan Mesh Furnace 21B301 pada ANSYS.....	35
Gambar 3.6. Model pada Simulasi dengan Keterangan Aliran Flue Gas.....	38
Gambar 3.7. Titik-titik Tinjauan Plotting Profil Temperatur	39
Gambar 4.1. Kontur Kecepatan pada Variasi V_{inlet} (a) 50%, (b) 75%, dan (c) 100%	47
Gambar 4.2. Kontur Temperatur pada Variasi V_{inlet} (a) 50%, (b) 75%, dan (c) 100%	48
Gambar 4.3. Profil Kecepatan pada Permukaan Dinding Samping dengan V_{inlet} (a) 50%, (b) 75%, (c) 100%.....	50
Gambar 4.4. Grafik Hubungan h_y terhadap Ketinggian y	51
Gambar 4.5. Pengaruh v_{inlet} terhadap h_y Dinding Samping.....	52
(b).....	53
Gambar 4.6. (a) Profil Kecepatan Permukaan Dinding Atas, (b) Grafik Pengaruh V_{inlet} terhadap h_x Dinding Atas	53
Gambar 4.7. Pengaruh Variasi Kecepatan Inlet terhadap Profil Temperatur Dinding Samping	55
Gambar 4.8. Besaran Heat Loss tiap Variasi V_{inlet}	56
Gambar 4.9. Tahanan Termal Konduksi dan Konveksi pada Lapisan Dinding Furnace.....	57
Gambar 4.10. Profil Temperatur Dinding Kiri pada Ketinggian $y = 1$ m, 3 m, 5 m, dan 7 m.....	59
Gambar 4.11. Kontur Kecepatan Hasil Simulasi pada Furnace 21B301.....	64
Gambar 4.12. Kontur Temperatur Hasil Simulasi pada Furnace 21B301.....	64
Gambar 4.13. Tahanan Termal Konduksi dan Konveksi pada Dinding Furnace Bagian Atas	67

Gambar 4.14. Profil Temperatur Dinding Atas pada $x = 2,04$ m, 3,44 m, 5,8 m, dan 7,65 m.	69
Gambar 4.15. Profil Temperatur Dinding Kiri pada Ketinggian $y = 1$ m, 3 m, 5 m, dan 7 m.	70
Gambar 4.16. Tahanan Termal Radiasi pada Lapisan Dinding Furnace.	71
Gambar 4.17. Kontur Temperatur Simulasi Furnace dengan Faktor Radiasi.	74

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1.	Data Flue Gas.....	33
Tabel 3.2.	Data Udara di Sekitar Furnace	33
Tabel 3.3.	Spesifikasi Insulasi Dinding Kanan dan Kiri.....	34
Tabel 3.4.	Spesifikasi Dinding Atas	34
Tabel 3.5.	Tipe Solver yang Digunakan.....	36
Tabel 3.6.	Tipe Models yang Digunakan	37
Tabel 3.7.	Boundary Conditions yang Diatur.....	37
Tabel 3.8.	Solution Methods yang Digunakan	38
Tabel 3.9.	Variasi Kecepatan Inlet Furnace	40
Tabel 4.1.	Variasi Kecepatan Inlet	46
Tabel 4.2.	Hubungan h_y terhadap Ketinggian	50
Tabel 4.3.	Data h_y Dinding Samping pada Titik-titik y Terpilih terhadap v_{inlet}	52
Tabel 4.4.	Data h_x Dinding Atas pada Titik-titik x Terpilih terhadap v_{inlet}	54
Tabel 4.5.	Heat Loss pada Tiap Variasi Kecepatan Inlet.....	55
Tabel 4.6.	Spesifikasi Dinding Samping Furnace	57
Tabel 4.7.	Tahanan Termal Konduksi tiap Lapisan Dinding...	58
Tabel 4.8.	Data Temperatur Dinding Kiri	59
Tabel 4.9.	Hasil Perhitungan Nilai h_y pada Dinding Samping Furnace.....	61
Tabel 4.10.	Data Udara di Sekitar Furnace	62
Tabel 4.11.	Perbandingan Nilai h_y Teori dengan h_y Simulasi .	63
Tabel 4.12.	Hasil Perhitungan Heat Loss	66
Tabel 4.13.	Spesifikasi Dinding Atas	68
Tabel 4.14.	Tahanan Termal Dinding Atas Furnace.....	68
Tabel 4.15.	Data Temperatur Dinding Atas	69
Tabel 4.16.	Data Heat Loss pada Dinding Furnace	71

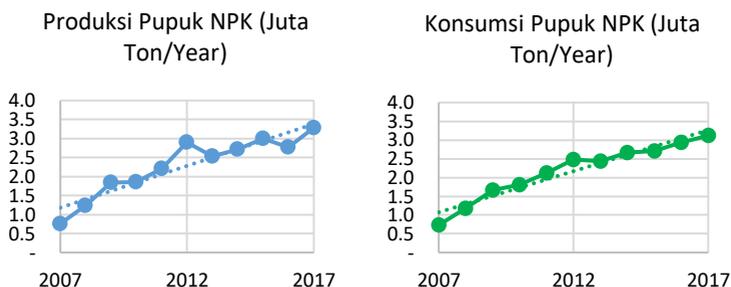
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Merupakan salah satu produk wajib dalam industri pertanian, pupuk NPK memegang peranan penting dalam menjaga kesehatan dan kesuburan tanaman pertanian agar tanaman dapat menghasilkan nilai ekonomi yang tinggi. Dengan tren jumlah konsumsi pupuk NPK tiap tahunnya yang terus meningkat maka tren ini mendorong terjadinya peningkatan produksi dari industri ini. Terjadinya peningkatan produksi berarti mendorong peningkatan kebutuhan energi yang digunakan untuk produksi. Hal ini tentunya diiringi oleh peningkatan kerugian-kerugian energi yang terjadi sehingga perlu diadakan usaha untuk menekan besarnya kerugian-kerugian ini. Salah satu usaha yang dapat dilakukan adalah dengan menekan kerugian energi panas pada salah satu komponen penting dalam lini produksi pupuk NPK, yaitu *furnace*.



Gambar 1.1. Produksi dan Konsumsi Pupuk NPK 2007-2017
(Sumber: Asosiasi Produsen Pupuk Indonesia)

Dalam proses produksinya, bahan dasar pupuk NPK melewati bermacam-macam proses. Salah satu komponen dalam lini produksi pupuk NPK yang mengonsumsi energi paling besar adalah *furnace*. *Furnace* atau tungku pembakaran adalah suatu peranti yang digunakan untuk menangani proses yang melibatkan

temperatur tinggi. Pada industri pupuk NPK, *furnace* dimanfaatkan sebagai penyuplai *flue gas* yang dibutuhkan oleh *dryer* untuk proses pengeringan material pupuk dan membantu jalannya proses reaksi kimia dalam bahan dasar pupuk. Karena peranti *furnace* ini bekerja pada temperatur yang sangat tinggi serta bervariasi temperaturnya pada setiap titik, maka penelitian mengenai profil temperatur dinding *furnace* ini perlu dilakukan untuk memastikan rancangan dinding *furnace* mampu menahan beban termal selama operasi sehingga *furnace* dapat memiliki umur operasi yang lebih lama. Perancangan dinding *furnace* dilakukan dengan selalu mengusahakan agar dinding *furnace* mampu menahan panas (agar tidak keluar ke lingkungan) dan tahan lama (memiliki umur operasi yang panjang). Biasanya, dinding *furnace* dirancang memiliki beberapa lapis dengan jenis material yang berbeda tiap lapisannya. Jenis material dinding *furnace* ada bermacam-macam dengan sifat panas yang bermacam-macam pula, sehingga pemilihan material serta ketebalan lapisannya ditentukan berdasarkan kebutuhan operasi *furnace*. Pemilihan material dinding dari bermacam-macam material yang tersedia ini memengaruhi besarnya gradien temperatur lapisan dinding *furnace*. Dengan mengetahui profil temperatur, *heat loss*, dan pengaruh koefisien perpindahan panas terhadap gradien temperatur lapisan dinding *furnace*, penyedia jasa konstruksi *furnace* dapat terbantu dalam memilih jenis material yang harus digunakan serta pemilik *furnace* dapat mengetahui tindakan-tindakan yang harus dilakukan untuk menjaga keamanan dan keberlangsungan operasinya.

Objek dalam penelitian ini adalah Furnace 21B301 pada suatu industri pupuk di Indonesia. Pada penelitian ini, penulis ingin mencari tahu bagaimana profil temperatur dan *heat loss* serta pengaruh koefisien perpindahan panas terhadap gradien temperatur pada lapisan-lapisan dinding Furnace 21B301 saat beroperasi.

1.2. Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang dibahas dalam Laporan Penelitian ini adalah:

1. Bagaimana perbandingan koefisien perpindahan panas secara teoretis dan simulasi serta pengaruhnya terhadap gradien temperatur pada lapisan-lapisan dinding Furnace 21B301?
2. Bagaimana perbandingan *heat loss* secara teoretis dan simulasi yang melalui lapisan-lapisan dinding Furnace 21B301?
3. Bagaimana pengaruh variasi kecepatan *inlet flue gas* terhadap besarnya *heat loss*?
4. Bagaimana pengaruh faktor radiasi terhadap kontur temperatur hasil simulasi Furnace 21B301?

1.3. Batasan Masalah

Studi numerik ini dilakukan dengan menggunakan *software* ANSYS R17.1 dengan beberapa batasan masalah sebagai berikut:

- Variabel Bergantung
 1. Profil temperatur pada lapisan dinding *furnace*.
 2. *Heat loss* pada lapisan dinding luar *furnace*.
- Variabel Bebas
 1. *Properties* udara di sekitar *furnace* ditentukan sesuai dengan data pada Tabel 3.2.
 2. *Properties flue gas* yang masuk melalui *furnace inlet* ditentukan sesuai dengan data pada Tabel 3.1.
 3. Sifat material tiap lapisan dinding ditentukan sesuai dengan data pada Tabel 3.3 dan Tabel 3.4.
- Asumsi
 1. Produk pembakaran merupakan udara panas dengan temperatur tertentu yang masuk melalui *inlet*.
 2. Simulasi menggunakan data desain Furnace 21B301 seperti pada Gambar 3.1.
 3. Simulasi dilakukan pada kondisi 2D.
 4. Sistem berjalan dalam keadaan *steady state*.
 5. Perubahan energi potensial dan kinetik diabaikan.

6. Tidak ada *fouling factor* pada aliran *flue gas* di dalam *furnace*.
7. Aliran *flue gas* merupakan aliran *incompressible*.
8. *Contact resistance* antar lapisan dinding *furnace* diabaikan.
9. Tidak ada pembangkitan energi dalam.
10. Fenomena distribusi temperatur dan perpindahan panas yang terjadi pada dinding samping *furnace* sama dengan dinding depan dan belakang *furnace*.

1.4. Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui perbandingan koefisien perpindahan panas secara teoretis dan simulasi serta pengaruhnya terhadap gradien temperatur pada lapisan-lapisan dinding Furnace 21B301.
2. Mengetahui perbandingan *heat loss* secara teoretis dan simulasi yang melalui lapisan-lapisan dinding Furnace 21B301.
3. Mengetahui pengaruh variasi kecepatan *inlet flue gas* terhadap besarnya *heat loss*.
4. Mengetahui pengaruh faktor radiasi terhadap kontur temperatur hasil simulasi Furnace 21B301.

1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah:

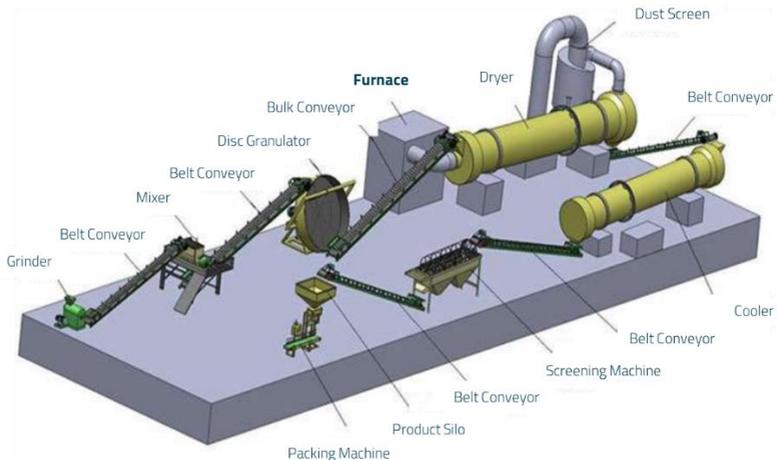
1. Mengaplikasikan ilmu perpindahan panas, termodinamika, serta metode komputasi fluida pada kasus riil.
2. Melengkapi hasil perhitungan manual yang telah dilakukan dengan hasil simulasi.
3. Menambah pengetahuan penulis maupun pembaca dalam hal perancangan *furnace* dalam industri pupuk.

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Lini Produksi Pupuk NPK

Dalam proses produksinya, bahan-bahan dasar pupuk melalui bermacam-macam proses hingga akhirnya keluar menjadi produk akhir berupa pupuk NPK. Bahan baku yang digunakan dalam industri pupuk Nitrogen Fosfor Kalium (NPK) terbagi menjadi dua jenis, yaitu bahan baku cair dan bahan baku padat. Bahan baku padat terdiri dari KCl, ZA, Urea, zat-zat tambahan (sesuai dengan *grade* pupuk NPK yang diinginkan) seperti MgO, ZnSO₄, serta *filler*. Sedangkan bahan baku cair yang umum digunakan adalah asam fosfat, asam sulfat, dan amoniak. Tahapan produksi pupuk NPK digambarkan pada skema di bawah ini.



Gambar 2.1. Lini Produksi Pupuk NPK

Berdasarkan lini produksi pupuk NPK di atas, proses bermula dari bermacam-macam bahan padat memasuki *grinder* untuk digiling hingga mencapai ukuran yang diinginkan agar memudahkan proses selanjutnya, yaitu *mixing*. Di dalam *mixer*, bahan-bahan padat pupuk diaduk agar distribusinya merata sambil juga dicampurkan dengan bahan-bahan cair pupuk. Selanjutnya

dari *mixer*, bahan-bahan pupuk yang telah tercampur secara merata dibawa oleh *belt conveyer* untuk dijadikan granula oleh *disc granulator* sebelum memasuki *rotary dryer*. Di sinilah *furnace* berfungsi untuk menyuplai *flue gas* yang digunakan untuk proses pengeringan dan reaksi kimia yang terjadi di dalam *dryer*. Setelah melewati *dryer*, *flue gas* dilewatkan pada *dust screen* yang berfungsi untuk menangkap debu yang terbawa oleh *flue gas* sebelum dilepaskan ke lingkungan, sedangkan granula yang sangat panas dibawa oleh *belt conveyer* menuju *cooler* untuk didinginkan di dalamnya. Setelah itu granula dibawa ke *screening machine* untuk disortir ukuran butirannya sebelum dikemas oleh *packing machine* dan didistribusikan ke dalam pasar. Pada industri pupuk NPK ini, penulis ingin meneliti *furnace* yang akan dijelaskan pada subbab berikutnya.

2.2. *Furnace* (Tungku Pembakaran)

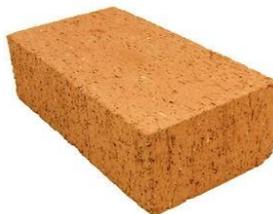
Pada industri pupuk NPK, *furnace* dimanfaatkan sebagai penyuplai *flue gas* yang dibutuhkan oleh *dryer* untuk proses pengeringan material pupuk dan membantu jalannya proses reaksi kimia dalam bahan dasar pupuk. *Furnace* atau tungku pembakaran adalah suatu peranti yang digunakan untuk menangani proses yang melibatkan temperatur yang tinggi. Suplai energi panas yang digunakan untuk menjalankan *furnace* ada bermacam-macam. Bahan bakar yang paling umum untuk *furnace* modern adalah gas alam, termasuk LPG (*liquefied petroleum gas*), bahan bakar minyak, batu bara atau kayu. Dalam beberapa kasus pemanasan resistensi listrik juga sering digunakan sebagai sumber panas, jika saja biaya listriknya rendah. Hampir seluruh *furnace* menggunakan bahan bakar cair, bahan bakar gas atau listrik sebagai masukan energinya. Pada umumnya, *furnace* dibangun dengan beberapa lapis dinding untuk menahan agar panas tidak banyak keluar dari *furnace*. Beberapa material penyusun lapisan dinding *furnace* ini antara lain *fire brick*, *insulation castable*, *red brick*, dan *gypsum*.



Gambar 2.2. *Industrial Furnace*

2.3. *Fire Brick*

Firebrick, yang juga disebut *Refractory Brick*, merupakan bahan tahan api yang terdiri dari mineral non-logam yang dibentuk dalam berbagai bentuk untuk digunakan pada suhu tinggi, terutama dalam struktur untuk konstruksi tungku pembakaran atau *furnace*. Bahan baku utama untuk bata tahan api adalah *fireclay*, yang utamanya adalah aluminium silikat terhidrasi; mineral dari kandungan aluminium oksida tinggi, seperti bauksit, diaspor, dan kyanite; sumber silika, termasuk pasir dan kuarsit; mineral magnesium, magnesit, dolomit, forsterit, dan olivin; kromit, larutan padat oksida kromat dengan oksida aluminium, besi, dan magnesium; karbon sebagai grafit atau *coke*; dan mika vermiculit. Bahan baku minor *fire brick* adalah zirkonia, zirkon, thoria, berilia, titania, dan ceria, dan mineral lain yang mengandung unsur *rare-earth*.



Gambar 2.3. *Refractory Brick*

2.4. *Insulation Castable*

Insulation Castable adalah material insulasi yang dapat dicor menjadi dinding yang padat. Material ini merupakan kunci dalam proses penghematan energi ini karena konduktivitas panas rendah yang dimiliki bahan ini serta keuntungan yang berasal dari kemudahan pengaplikasian dan memberikan kekuatan struktural. Material insulasi ini berupa bubuk yang memiliki penampilan seperti semen. Komponen kimia utama *insulation castable* ini adalah Al_2O_3 dan SiO_2 . Terdapat bermacam-macam jenis *insulation castable* dengan sifat yang berbeda. Biasanya, *insulation castable* yang memiliki *bulk density* lebih rendah memiliki kapasitas temperatur operasi yang lebih rendah juga, begitu pula sebaliknya seperti pada contoh di bawah. Pemilihan jenis *insulation castable* disesuaikan dengan rancangan operasinya.



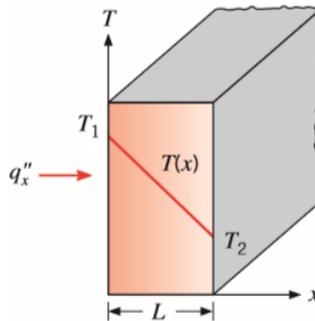
Gambar 2.4. *Insulation Castable*

INSULATING CASTABLE									
Spesification		LW-10	LW-11	LW-12	LW-13	LW-14	LW-15	LW-12G	LW-14G
Max. Service Temp. (Temp. Kerja Max)	(°C)	800	950	1000	1100	1200	1300	1000	1200
Bulk Density (Berat Jenis)	(ton/m ³)	0.6-0.8	0.8-1.0	1.0-1.2	1.1-1.3	1.2-1.4	1.4-1.6	1.0-1.2	1.2-1.4
Add Water (Campuran air)	(%)	45 - 60	40 - 55	30 - 45	30 - 45	25 - 35	18 - 25	25 - 35	25 - 35
Thermal Conductivity (Kcal/mh°C)	At 350°C	0.1	0.13	0.2	0.25	0.3	0.45	0.25	0.3
	At 450°C	0.14	0.18	0.28	0.3	0.38	0.49	0.3	0.38
Chemical Composition (Komposisi kimia) (%)	Al_2O_3	> 18	> 22	> 28	> 32	> 36	> 40	> 28	> 36
	SiO_2	< 54	< 50	< 44	< 42	< 40	< 38	< 44	< 40
Application (Pengaplikasian)		Backup insulating at general furnaces, boilers, gas duct, etc.						Lining stack, ducting, etc. by gunning or troweling	

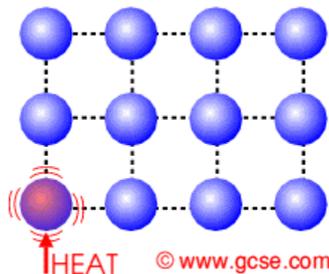
Gambar 2.5. Jenis-jenis *Insulation Castable* (Sumber: *Technocast Castable Refractories*)

2.5. Perpindahan Panas secara Konduksi

Konduksi adalah pengangkutan energi dalam medium yang dikarenakan gradien temperatur, dan mekanisme fisik yang merupakan salah satu kegiatan atom atau molekuler acak. Mekanismenya adalah sumber panas menyalurkan energi panas ke suatu titik pada medium yang diterima oleh molekul dari medium tersebut. Molekul yang menerima energi panas akan bergerak ke segala arah membentur molekul-molekul di sekitarnya sehingga energi panas tersalurkan melalui benturan tersebut. Proses ini terjadi secara berantai hingga ke ujung lain dari medium tersebut. Proses konduksi ini dapat diilustrasikan pada gambar-gambar berikut.



Gambar 2.6. Perpindahan Panas secara Konduksi



Gambar 2.7. Konduksi Ditinjau dalam Skala Molekul

Proses perpindahan panas dapat dihitung dalam *rate equation* yang digunakan untuk menghitung jumlah energi yang dipindahkan per satuan waktu. Untuk konduksi panas, *rate equation*-nya dikenal sebagai hukum *Fourier*. Untuk konduksi pada bidang satu dimensi yang terlihat pada Gambar 2.6, yang memiliki distribusi temperatur $T(x)$, *rate equation*-nya dapat dituliskan sebagai

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx}$$

Heat flux q_x'' (W/m^2) adalah laju perpindahan panas pada arah x per satuan luas tegak lurus terhadap arah perpindahan panas dan proporsional terhadap gradien temperatur, dT/dx , di arah ini. Parameter k merupakan *transport property* yang diketahui sebagai konduktivitas termal ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$) serta merupakan karakteristik material dinding. Tanda negatif merupakan konsekuensi dari fakta bahwa panas dipindahkan di arah menuju daerah yang lebih rendah temperaturnya. Dalam keadaan tunak di mana distribusi temperatur adalah linear seperti pada Gambar 2.6, gradien temperaturnya dapat didefinisikan sebagai

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L}$$

sehingga *heat flux*-nya menjadi

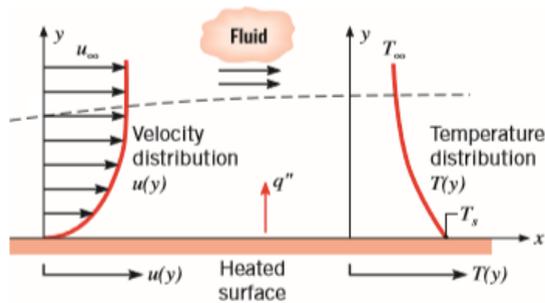
$$q_x'' = -k \frac{T_2 - T_1}{L} = -k \frac{\Delta T}{L}$$

Perlu dicatat bahwa persamaan ini menyediakan *heat flux*, yang mana laju perpindahan panas per satuan luas. Laju konduksi, q_x (W), melalui dinding dengan luas A sehingga produk dari *heat flux* dengan luasan menghasilkan $q_x = q_x'' \cdot A$.

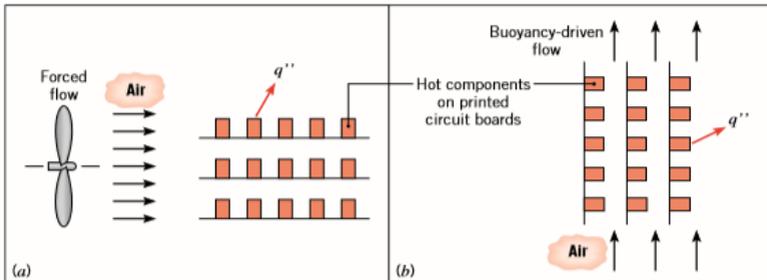
2.6. Perpindahan Panas secara Konveksi

Perpindahan panas konveksi terjadi dengan dua mekanisme. Selain perpindahan energi panas yang disebabkan gerakan molekul acak (difusi/konduksi), energi juga dipindahkan oleh gerakan *bulk*, makroskopik fluida (adveksi). Gerakan-gerakan ini, dengan kehadiran gradien temperatur, berkontribusi terhadap perpindahan

panas. Kontribusi karena gerak molekul acak (difusi) mendominasi pada dekat permukaan di mana kecepatan fluida rendah. Pada antarmuka antara permukaan dan fluida, kecepatan fluida adalah nol dan panas ditransfer oleh mekanisme difusi saja. Kontribusi karena gerak *bulk* fluida berasal dari fakta bahwa lapisan batas bertumbuh seiring aliran berlangsung di arah x . Akibatnya, panas yang dikonduksikan ke lapisan ini disapu ke hilir dan akhirnya ditransfer ke fluida di luar *boundary layer*.



Gambar 2.8. Pertumbuhan *Boundary Layer* pada Perpindahan Panas Konveksi



Gambar 2.9. Proses Perpindahan Panas secara Konveksi, (a) *Forced Convection*; (b) *Natural Convection*.

Perpindahan panas secara konveksi dapat diklasifikasikan berdasarkan sifat aliran. Kita membicarakan konveksi paksa

(*forced convection*) jika aliran fluida disebabkan oleh faktor eksternal, seperti kipas, pompa, atau angin atmosferik. Sebagai contoh, penggunaan kipas yang digunakan untuk mendinginkan komponen elektrik pada Gambar 2.9 (a) merupakan salah satu contoh konveksi forced. Sangat berbeda dengan konveksi paksa, aliran fluida pada konveksi bebas (*free/natural convection*) disebabkan oleh gaya *bouyancy* yang terjadi karena perbedaan massa jenis fluida akibat dari variasi temperatur pada fluida. Contoh dari konveksi bebas adalah pada Gambar 2.9 (b) di mana panas berpindah dari komponen elektrik panas yang terbaris secara vertikal. Udara yang melakukan kontak dengan komponen elektrik panas mengalami penambahan temperatur sehingga mengalami pengurangan massa jenis. Karena udara tersebut sekarang lebih ringan dibandingkan udara di sekitarnya, gaya *bouyancy* mendorong terjadinya pergerakan vertikal fluida di mana posisi udara hangat bergerak ke atas digantikan oleh udara yang lebih dingin.

Bagaimanapun sifat konveksinya, *rate equation*-nya dapat dituliskan sebagai

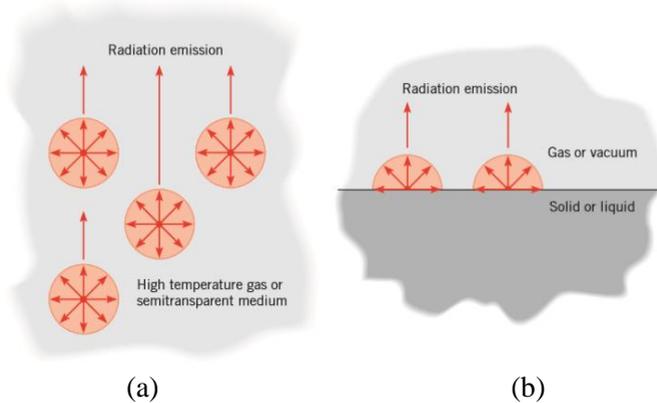
$$q'' = h(T_s - T_\infty)$$

di mana q'' , merupakan *heat flux* konveksi (W/m^2), yang mana proporsional terhadap selisih antara temperatur permukaan (T_s) dan fluida (T_∞). Penjabaran ini disebut sebagai *Newton's Law of Cooling*, dan parameter h ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$) merupakan koefisien perpindahan panas konveksi. Koefisien ini bergantung kepada kondisi *boundary layer*, yang mana dipengaruhi oleh geometri permukaan, sifat pergerakan fluida, bermacam-macam sifat termodinamika dan transpor fluida.

2.7. Perpindahan Panas secara Radiasi

Radiasi termal adalah energi yang dipancarkan oleh materi yang berada pada suhu tidak nol. Selain dari permukaan padat, emisi juga dapat terjadi dari cairan dan gas. Terlepas dari bentuk materi, emisi dapat dikaitkan dengan perubahan dalam konfigurasi elektron dari atom atau molekul konstituen. Energi medan radiasi

diangkut oleh gelombang elektromagnetik (atau secara alternatif, foton). Jika transfer energi dengan konduksi atau konveksi membutuhkan kehadiran media material, radiasi tidak. Bahkan, transfer radiasi terjadi paling efisien dalam ruang hampa.



Gambar 2.10. Proses Emisi. (a) Fenomena Volumetrik; (b) Fenomena Permukaan.

Pada Gambar 2.11a, radiasi yang dipancarkan oleh permukaan berasal dari energi panas materi yang dibatasi oleh permukaan, dan laju di mana energi dilepaskan per satuan luas (W/m^2) disebut *emissive power*, E . Terdapat batas atas dari *emissive power*, yang dirumuskan dari hukum *Stefan Boltzmann* :

$$E_b = \sigma T_s^4$$

di mana T_s merupakan temperatur absolut permukaan (K) dan σ merupakan konstanta *Stefan Boltzmann* ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4$). Permukaan yang dimaksud ini merupakan radiator ideal atau *blackbody*.

Heat flux yang diemisikan oleh permukaan yang asli adalah kurang dari *blackbody* pada temperatur yang sama dan didefinisikan sebagai

$$E = \varepsilon \sigma T_s^4$$

di mana ε merupakan sifat radiatif permukaan yang disebut emisivitas. Dengan rentang nilai $0 \leq \varepsilon \leq 1$, sifat ini memberikan

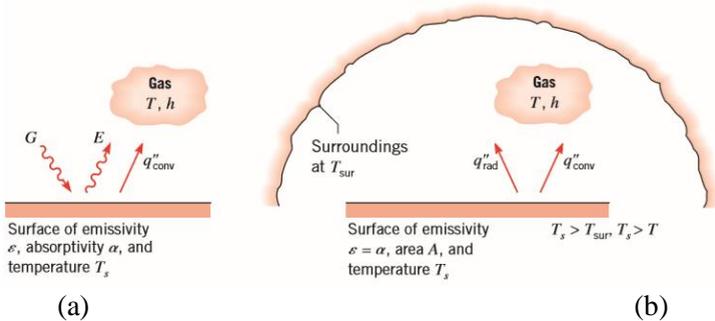
ukuran seberapa efisien sebuah permukaan mengemisikan energi relatif terhadap *blackbody*.

Radiasi dapat terjadi secara insiden di permukaan dari sekitarnya. Radiasi dapat berasal dari sumber khusus, seperti matahari, atau permukaan lain di mana permukaan yang ditinjau terpapar. Terlepas dari sumber-sumbernya, tingkat di mana semua radiasi terjadi per satuan luas permukaan disebut iradiasi G .

Sebagian, atau semua iradiasi dapat diserap oleh permukaan, sehingga meningkatkan energi termal dari material. Laju di mana energi radiasi diserap per satuan luas permukaan dievaluasi dari sifat radiatif permukaan yang disebut absorptivitas α , yaitu

$$G_{abs} = \alpha G$$

dengan rentang nilai $0 \leq \alpha \leq 1$. Jika $\alpha > 1$ maka permukaan disebut *opaque* (tidak tembus), sebagian dari iradiasi ditolak. Jika permukaan semi-transparan, sebagian iradiasi juga ditransmisikan.



Gambar 2.11. Pertukaran radiasi. (a) Pada Permukaan; (b) Antara Permukaan dengan Lingkungan

Dalam banyak masalah rekayasa (perkecualian penting adalah masalah yang melibatkan radiasi matahari atau radiasi dari sumber suhu sangat tinggi lainnya), cairan dapat dianggap tidak tembus radiasi perpindahan panas, dan gas dapat dianggap transparan. Padatan bisa dianggap tidak tembus (seperti halnya untuk logam) atau semi-transparan (seperti halnya untuk lembaran tipis dari beberapa polimer dan beberapa bahan semikonduktor).

Sebuah kasus khusus yang sering terjadi melibatkan pertukaran radiasi antara permukaan kecil di T_s dan permukaan isothermal yang jauh lebih besar yang benar-benar mengelilingi yang lebih kecil (Gambar 2.11(b)). Lingkungan bisa, misalnya, menjadi dinding ruangan atau tungku yang suhu T_{sur} berbeda dari permukaan tertutup ($T_{sur} \neq T_s$). Iradiasi dapat didekati dengan emisi dari *blackbody* di T_{sur} , dalam hal ini $G = \sigma T_{sur}^4$. Jika permukaan diasumsikan dengan $\alpha = \varepsilon$ (*gray surface*), laju net perpindahan panas radiasi dari permukaan, dalam per satuan luas permukaan adalah

$$q_{rad}'' = \frac{q}{A} = \varepsilon E_b(T_s) - \alpha G = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{sur}^4)$$

Persamaan ini menyediakan selisih antara energi termal yang dilepaskan melalui radiasi dengan yang diserap melalui radiasi.

Untuk banyak penerapan, persamaan untuk net perpindahan panas radiasi adalah

$$q_{rad} = h_r A (T_s - T_{sur})$$

di mana koefisien perpindahan panas radiasi h_r merupakan

$$h_r = \varepsilon \sigma (T_s + T_{sur})(T_s^2 + T_{sur}^2)$$

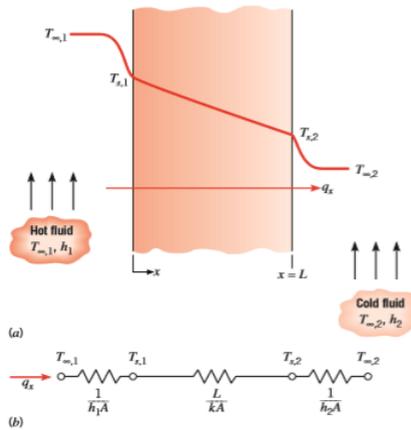
2.8. Tahanan Termal

Untuk kasus perpindahan panas satu dimensi tanpa pembangkitan energi dalam dan *constant properties*, dapat didefinisikan sebagai

$$q_x = q_x'' \cdot A = \frac{kA}{L} (T_{s,1} - T_{s,2})$$

Secara khusus, sebuah analogi muncul antara difusi panas dan muatan listrik. Sama seperti hambatan listrik diasosiasikan dengan konduksi listrik, hambatan termal juga dapat diasosiasikan dengan konduksi panas. Mendefinisikan hambatan sebagai rasio antara potensi penggerak laju perpindahan, jika dihubungkan dengan persamaan di atas maka hambatan termal untuk konduksi pada *plane wall* adalah

$$R_{t,cond} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_x} = \frac{L}{kA}$$



Gambar 2.12. Sirkuit Tahanan Termal pada *Plane Wall*

Sedangkan untuk kasus konveksi, jika kita ulas kembali persamaan perpindahan panas konveksi yaitu

$$q = hA(T_s - T_{\infty})$$

Maka persamaan hambatan termal untuk konveksi adalah

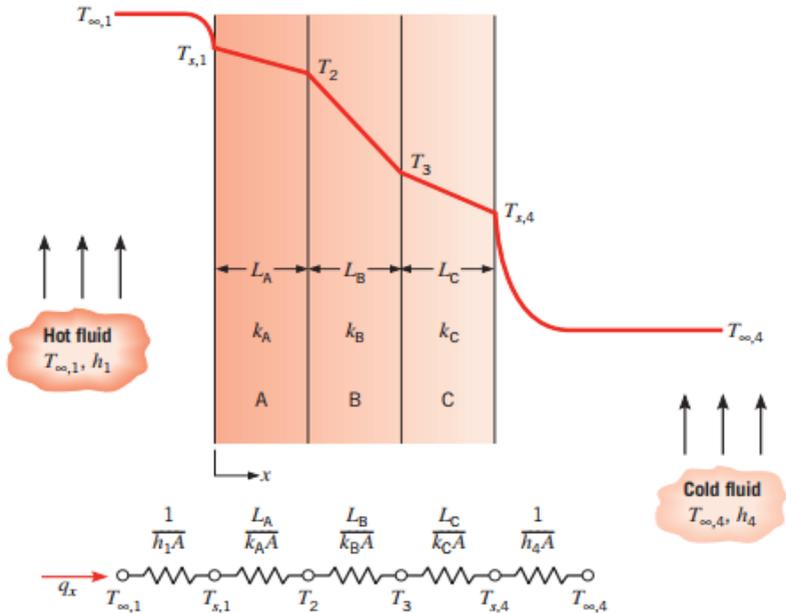
$$R_{t,conv} = \frac{T_s - T_{\infty}}{q} = \frac{1}{hA}$$

Sirkuit termal ekuivalen juga dapat digunakan untuk sistem yang lebih kompleks, seperti dinding komposit. Dinding jenis ini dapat melibatkan sejumlah hambatan termal seri dan paralel yang diakibatkan oleh lapisan-lapisan dari material yang berbeda. Mengacu pada dinding komposit yang tersusun secara seri pada Gambar 2.13 di bawah, laju perpindahan panas secara satu dimensi untuk sistem ini dapat dituliskan sebagai

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{\sum R_t}$$

di mana $T_{\infty,1} - T_{\infty,4}$ merupakan selisih temperatur secara keseluruhan, serta $\sum R_t$ meliputi penjumlahan seluruh tahanan termal. Sehingga persamaan q_x di atas menjadi

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{\left[\left(\frac{1}{h_1 A} \right) + \left(\frac{L_A}{k_A A} \right) + \left(\frac{L_B}{k_B A} \right) + \left(\frac{L_C}{k_C A} \right) + \left(\frac{1}{h_4 A} \right) \right]}$$



Gambar 2.13. Tahanan Termal pada Dinding Komposit

Secara alternatif, laju perpindahan panas dapat dihubungkan dengan selisih temperatur dan hambatan yang terasosiasi dengan tiap elemen. Sebagai contoh,

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{\left(\frac{1}{h_1 A} \right)} = \frac{T_{s,1} - T_2}{\left(\frac{L_A}{k_A A} \right)} = \frac{T_2 - T_3}{\left(\frac{L_B}{k_B A} \right)} = \dots$$

Untuk dinding komposit, sering kali digunakan istilah *overall heat transfer coefficient* (U) yang didefinisikan oleh *Newton's Law of Cooling*,

$$q_x \equiv UA\Delta T$$

di mana ΔT merupakan selisih temperatur secara keseluruhan. *Overall heat transfer coefficient* (koefisien perpindahan panas secara keseluruhan) berhubungan dengan hambatan termal total, dan dari persamaan $q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{\Sigma R_t}$ serta $q_x \equiv UA\Delta T$ kita dapat lihat bahwa $UA = 1/R_{tot}$. Maka, untuk dinding komposit pada Gambar 2.13, persamaannya adalah

$$U = \frac{1}{R_{tot}A} = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{h_1}\right) + \left(\frac{L_A}{k_A}\right) + \left(\frac{L_B}{k_B}\right) + \left(\frac{L_C}{k_C}\right) + \left(\frac{1}{h_4}\right)\right]}$$

Secara umum, kita dapat menuliskan

$$R_{tot} = \sum R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA}$$

2.9. Aliran *Viscous* dan *Inviscid*

Berdasarkan viskositasnya, aliran fluida *incompressible* maupun *compressible* dapat dibedakan menjadi aliran *viscous* dan *inviscid*. Aliran *inviscid* adalah aliran fluida yang efek viskositasnya diabaikan sehingga pada aliran tersebut tidak terbentuk *boundary layer*. Pada daerah yang memiliki kuantitas kecepatan *free stream* dan terletak jauh dari permukaan benda padat, pengaruh viskositas dalam alirannya dapat diabaikan, sedangkan pada daerah permukaan benda padat akan timbul gaya gesek akibat viskositas fluida yang mengalir. Dengan demikian aliran melintasi permukaan benda tersebut akan memiliki lapis batas yang memisahkan daerah *viscous* dan *inviscid* yang disebabkan keberadaan dan karakteristik lapisan batas aliran yang muncul akibat dari viskositas fluida itu sendiri.

Fluida yang bersentuhan langsung dengan suatu batasan pada aliran *viscous* akan memiliki kecepatan yang sama dengan batasan padat itu sendiri atau tidak terjadi slip pada batasan padat tersebut. *Shear stress* pada aliran *viscous* laminar dipengaruhi langsung oleh viskositas fluida dan gradien kecepatan yang ada di dalam aliran fluida tersebut. Hal ini dirumuskan dalam persamaan berikut:

$$\tau_{yx} = \mu \frac{du}{dy}$$

dengan: τ_{yx} = tegangan geser (shear stress)

μ = viskositas absolut fluida

$\frac{du}{dy}$ = gradien kecepatan

Tegangan geser tidak berpengaruh pada fluida ideal (*inviscid*) akan tetapi terdapat *pressure force* yang berpengaruh pada aliran fluida tersebut.

2.10. Deskripsi tentang *Viscous Model*

Tabel 2.1. Deskripsi tentang *Viscous Model*

<i>Viscous Model</i>	Deskripsi
Spalart-Allmaras	model turbulensi dengan satu persamaan yang menyelesaikan model persamaan <i>transport</i> untuk viskositas turbulen. Model ini didesain secara khusus untuk aplikasi <i>aerospace</i> yang melibatkan <i>wall-bounded flows</i> dan telah menunjukkan hasil yang baik untuk batas yang dipengaruhi <i>adverse pressure gradient</i> . Bentuk dasar model Spalart-Allmaras hanya efektif pada model dengan bilangan Reynold yang kecil. Model ini dapat digunakan untuk simulasi yang relatif kasar dengan ukuran <i>mesh</i> yang besar, di mana perhitungan aliran turbulen yang akurat bukan merupakan hal yang kritis.
Standard $k - \epsilon$	menggunakan persamaan <i>transport</i> untuk penyelesaian model $k - \epsilon$. Model ini juga dapat digunakan untuk menyelesaikan permasalahan <i>heating, bouyancy</i> , dan <i>compressibility</i> yang dapat diselesaikan dalam $k - \epsilon$ model yang lainnya. Model ini tidak cocok untuk aliran kompleks yang meliputi <i>strong stream curvature</i> dan separasi.

RNG $k - \epsilon$	variasi permodelan dari <i>standard $k - \epsilon$ model</i> . Model ini sangat signifikan untuk mengubah dalam persamaan ϵ , sehingga dapat memperbaiki model yang mempunyai <i>highly strained flows</i> . Dalam model ini juga dapat digunakan untuk aliran yang mempunyai Re rendah dan untuk memprediksi aliran yang memiliki efek <i>swirling</i> .
Realizable $k - \epsilon$	dengan menggunakan model ini dapat dilakukan untuk menentang penggunaan <i>mathematical constrains</i> sehingga dengan permodelan ini cukup dapat memperbaiki performa dari model tanpa menggunakan <i>mathematical constrains</i> . Baik model <i>Realizable</i> dan RNG telah menunjukkan perbaikan substansial atas model standar di mana fitur aliran terdapat <i>strong stream curvature</i> , vortisitas, dan rotasi. Penelitian menunjukkan bahwa model <i>Realizable</i> memberikan kinerja terbaik dari semua versi model untuk beberapa validasi arus dan aliran separasi dengan fitur aliran sekunder yang kompleks.
Standard $k - \omega$	menggunakan dua persamaan <i>transport model</i> untuk memecahkan $k - \omega$. Permodelan ini juga dapat digunakan untuk aliran yang memiliki Re yang rendah. Permodelan ini juga dapat menampilkan transisi aliran dari aliran laminar menuju aliran turbulen. Keuntungan lainnya adalah dapat menghitung <i>free shear</i> dan aliran <i>compressible</i> .
SST $k - \omega$	variasi dari permodelan <i>standard $k - \omega$</i> . Mengombinasikan permodelan asli Wilcox Model (1988) untuk menggunakan <i>near wall treatment</i> dan <i>standard $k - \epsilon$ model</i> .

RSM	merupakan model turbulensi yang paling teliti pada Fluent. Model RSM mendekati persamaan RANS (Reynold-Averaged Navier-Stokes) dengan menyelesaikan persamaan <i>transport</i> untuk tegangan Reynolds bersama-sama dengan persamaan laju disipasi. Model ini menggunakan lima persamaan <i>transport</i> , lebih banyak dibanding model turbulensi yang lain. Model RSM menghitung efek dari kurva <i>streamline</i> , pusaran (<i>swirl</i>), putaran, dan perubahan tiba-tiba pada aliran dengan lebih teliti daripada model turbulensi yang lain, sehingga dapat memberikan prediksi yang lebih akurat untuk aliran yang lebih kompleks.
Large Eddy Simulation	secara konsep, Large Eddy Simulation (LES) berada di antara pendekatan RANS dan DNS (Direct Numerical Simulation). Pada dasarnya vortex yang besar diselesaikan secara langsung pada LES, sedangkan vortex yang kecil dimodelkan. Dengan cara ini, resolusi <i>mesh</i> yang dibutuhkan lebih besar daripada dengan DNS, tetapi tetap dibutuhkan ukuran <i>mesh</i> yang lebih kecil dibanding dengan model dua persamaan. Selain itu, pada model LES membutuhkan daya komputasi yang jauh lebih besar dan tidak praktis untuk aplikasi teknis secara umum.

2.11. Model Turbulensi di Dekat Dinding (*Near Wall Treatment*)

Tabel 2.2. *Near Wall Treatment*

Model	Deskripsi
Standard Wall Function	model ini merupakan opsi <i>default</i> pada ANSYS FLUENT. Model ini dapat menyelesaikan berbagai kasus aliran yang dibatasi oleh dinding.

	Namun, model ini cenderung kurang reliabel jika situasi aliran berubah dari kondisi ideal yang diasumsikan dari penurunan rumus model ini.
<i>Non-Equilibrium Wall Function</i>	karena kemampuan untuk memperhitungkan sebagian efek gradien tekanan, <i>Non-Equilibrium Wall Function</i> direkomendasikan untuk digunakan dalam aliran kompleks yang melibatkan separasi, <i>reattachment</i> , dan <i>impingement</i> di mana <i>mean flow</i> dan turbulensi mengalami gradien tekanan dan perubahan cepat. Dalam aliran seperti itu, perbaikan dapat diperoleh, terutama dalam prediksi <i>wall shear</i> (koefisien <i>skin-friction</i>) dan perpindahan panas (bilangan Nusselt atau Stanton).
<i>Enhanced Wall Treatment</i>	<i>Enhanced Wall Treatment</i> adalah metode pemodelan dekat-dinding yang menggabungkan model <i>two-layer</i> dengan fungsi dinding yang ditingkatkan. Jika <i>mesh</i> dekat dinding cukup baik untuk dapat menyelesaikan sublapisan <i>viscous</i> (biasanya dengan <i>node</i> dekat-dinding pertama ditempatkan pada $y^+ = 1$). Namun, pembatasan bahwa jaring dekat-dinding harus cukup halus di mana saja dapat memaksakan persyaratan komputasi yang terlalu besar. Idealnya, model ini diperuntukkan bagi yang ingin dapat menggunakan <i>mesh</i> yang tidak terlalu halus di dekat dinding.
<i>User-Defined Wall Function</i>	Opsi ini hanya tersedia ketika salah satu dari model $k - \epsilon$ diaktifkan. Memilih <i>User-Defined Wall Function</i> pada <i>Near Wall Treatment</i> memungkinkan kita untuk mengaitkan <i>Law-of-the-Wall</i> UDF.

2.12. Model Radiasi

Tabel 2.3. Deskripsi Model Radiasi

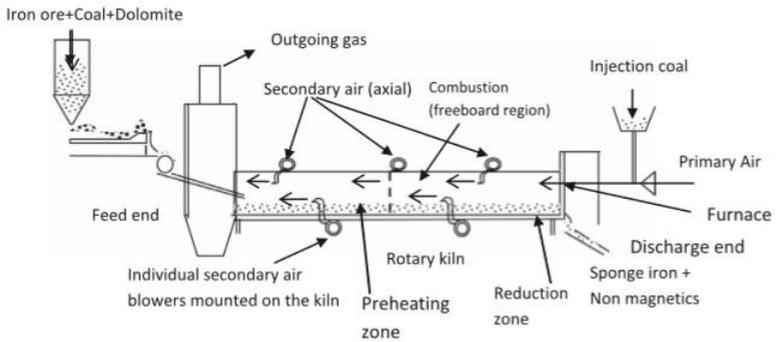
Model	Deskripsi
Rosseland	The Rosseland atau aproksimasi difusi untuk radiasi valid ketika medianya sangat tebal secara optik ($(\alpha + \sigma) \gg 1$), dan direkomendasikan untuk penggunaan kasus di mana ketebalan optiknya lebih besar dari 3. Karena tidak menyelesaikan persamaan transportasi tambahan untuk radiasi insiden (seperti yang dilakukan model P-1), model Rosseland lebih cepat diselesaikan daripada model P-1 dan membutuhkan lebih sedikit memori.
P-1	Model P-1 memiliki beberapa keunggulan dibandingkan DTRM. Untuk model P-1, RTE (<i>Radiative Transfer Equation</i>) adalah persamaan difusi, yang mudah dipecahkan dengan lebih sedikit penggunaan CPU. Model ini mencakup efek hamburan (<i>scattering</i>). Untuk aplikasi pembakaran di mana ketebalan optiknya besar, model P-1 bekerja dengan cukup baik. Selain itu, model P-1 dapat dengan mudah diterapkan pada geometri yang rumit dengan koordinat lengkung.
<i>Discrete Transfer Radiation Model (DTRM)</i>	Keuntungan utama dari DTRM adalah tiga hal: ini adalah model yang relatif sederhana, pengguna dapat meningkatkan keakuratan dengan meningkatkan jumlah sinar, dan itu berlaku untuk berbagai ketebalan optik. Namun, DTRM tidak bisa dijalankan melalui <i>parallel processing</i> .
<i>Surface to Surface (S2S)</i>	Model radiasi permukaan-ke-permukaan (S2S) baik untuk pemodelan transfer radiasi enklosur tanpa media yang berpartisipasi (misalnya, sistem penolakan panas pesawat ruang angkasa, sistem kolektor surya, pemanas ruang radiasi, dan sistem pendinginan bawah kap mesin otomotif). Dalam kasus seperti itu, metode untuk radiasi yang

	berpartisipasi mungkin tidak selalu efisien. Dibandingkan dengan DTRM dan model DO radiasi, model S2S memiliki waktu yang lebih cepat per iterasi, meskipun perhitungan <i>view factor</i> sendiri membutuhkan kinerja tinggi CPU. Peningkatan waktu untuk perhitungan <i>view factor</i> ini akan secara khusus diucapkan ketika permukaan pemancar atau penyerap adalah sisi poligonal sel polyhedral.
Discrete Ordinates (DO)	Model DO mencakup seluruh rentang ketebalan optik, dan memungkinkan pengguna untuk menyelesaikan masalah mulai dari radiasi permukaan ke permukaan hingga radiasi yang berpartisipasi dalam masalah pembakaran. Ini juga memungkinkan solusi radiasi pada dinding semi-transparan. Biaya komputasi adalah moderat untuk diskretisasi sudut tipikal dan persyaratan memori yang sederhana.

2.13. Penelitian Terdahulu

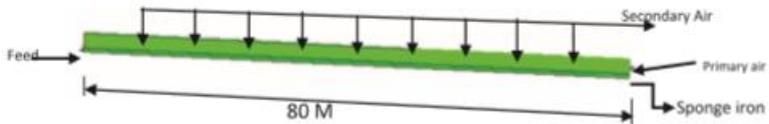
2.13.1. Analysis of Temperature Profile and % Metallization in Rotary Kiln of Sponge Iron through CFD (Gaurav & Khanam, 2017)

Paper ini bekerja dengan model CFD 2D dari *sponge iron rotary kiln*. Dengan menggunakan model ini, studi dilakukan dengan mengamati pengaruh *input parameter* seperti sudut inklinasi, banyaknya rotasi, dan laju alir massa dari bijih besi terhadap *output parameter* seperti jumlah konten Fe dan profil temperatur. Rentang *input parameter* yang digunakan merupakan yang didapatkan dari kasus nyata pada industri. Untuk tujuan itu maka model CFD antara lain model turbulensi k-epsilon dan *species transport model* digunakan untuk mencari jumlah konten Fe dan profil temperatur dari kiln.

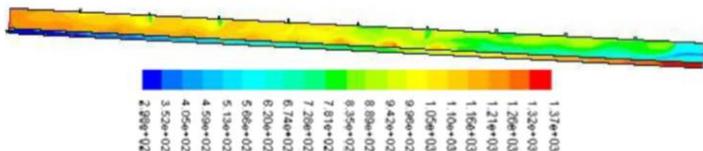


Gambar 2.14. Tampak Depan *Rotary Kiln*

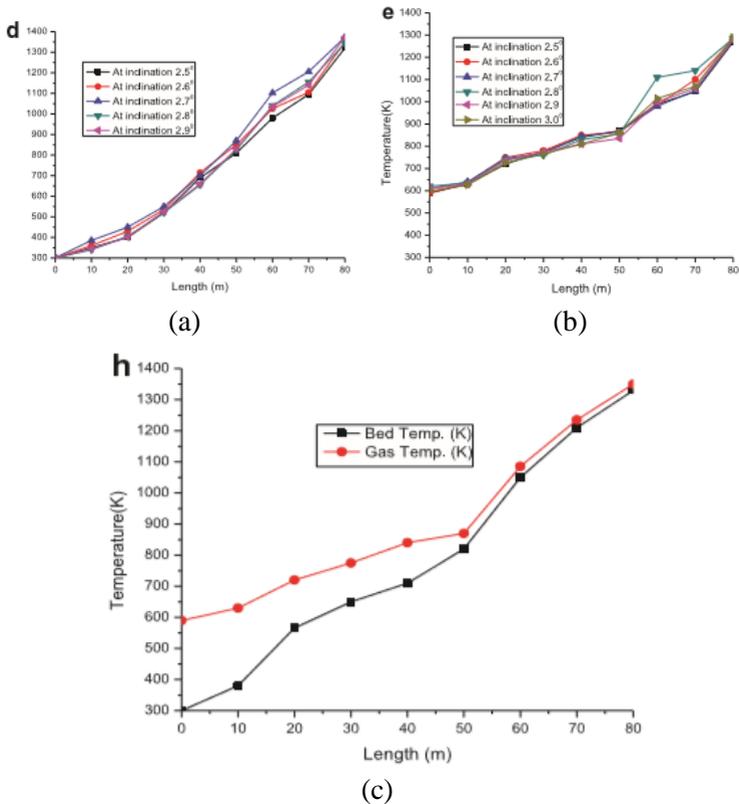
Hasil dari penelitian ini antara lain adalah bahwa sudut inklinasi yang optimal merupakan sebesar $2,8^\circ$. Nilai optimal dari jumlah rotasi dan laju aliran bijih besi secara berurutan adalah 4,7 dan 5,83 kg/s. Pada kondisi optimum ini konten Fe diprediksikan sebanyak 92%, di mana 4,5% lebih banyak dibandingkan sistem yang telah ada dioperasikan dengan sudut inklinasi, jumlah putaran, dan laju alir massa bijih besi secara berurutan adalah $2,5^\circ$, 4,3 rpm, dan 5,83 kg/s. Profil temperatur gas dan *bed* yang didapatkan berada dalam batas-batas temperatur yang dapat diterima.



Gambar 2.15. Geometri *Rotary Kiln*



Gambar 2.16. Profil Temperatur Hasil Simulasi



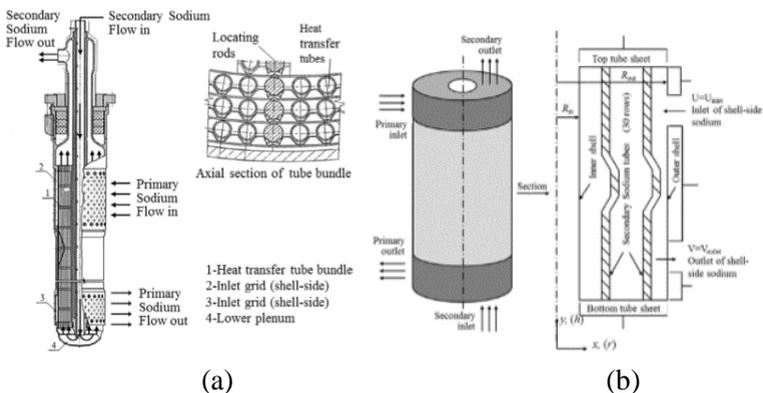
Gambar 2.17. (a) Temperatur *Bed* pada Inklinasi Bervariasi. (b) Temperatur Gas pada Inklinasi Bervariasi. (c) Temperatur *Bed* dan Gas pada Kondisi Optimum

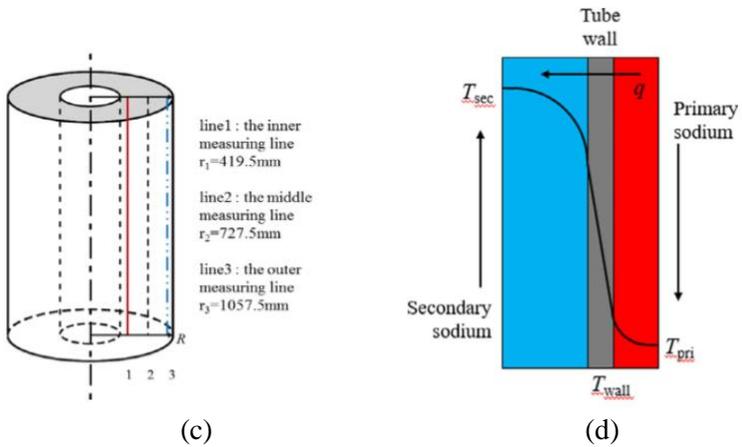
2.13.2. A CFD-based Simulation of Fluid Flow and Heat Transfer in The Intermediate Heat Exchanger of Sodium-Cooled Fast Reactor (Zhang et. al., 2017)

Penelitian ini dilakukan dengan menjalankan simulasi CFD 3D untuk *Intermediate Heat Exchanger* (IHX) dari *pool-type sodium-cooled fast neutron reactor* dengan maksud untuk menginvestigasi medan aliran dan distribusi temperatur dari cairan

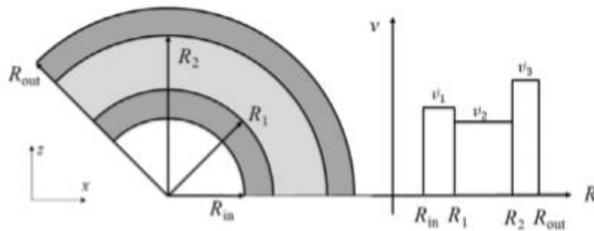
sodium pada kedua sisi primer dan sekunder pada kondisi beroperasi secara penuh. Secara umum, beberapa penyederhanaan dilakukan untuk menurunkan kesulitan komputasi dan memudahkan dalam pemecahan masalah. Metode yang ditawarkan adalah dengan memperlakukan sejumlah *tube* sebagai *porous media* yang mereplikasi penurunan tekanan dan karakteristik dari model yang detail.

ANSYS FLUENT digunakan untuk menganalisis fenomena perpindahan panas di dalam IHX dan koefisien hambatan sebagai *porous media* telah diprediksi dengan hubungan empiris yang bervariasi dengan ketinggian dan arah aliran. Dua model yang berbeda, dengan ukuran *inlet* dan *outlet* yang berbeda untuk sodium di sisi *shell*, telah dikembangkan di dalam *paper* ini. Dengan membandingkan hasil dari kedua simulasi yang berbeda, model dengan *inlet area* lebih besar untuk sodium primer dan distribusi kecepatan *inlet* yang *non-uniform* dari sodium sekunder telah memenuhi kebutuhan desain berkenaan dengan batas atas perbedaan temperatur dan kecepatan lokal radial yang diizinkan sehingga model ini merupakan model yang optimal.

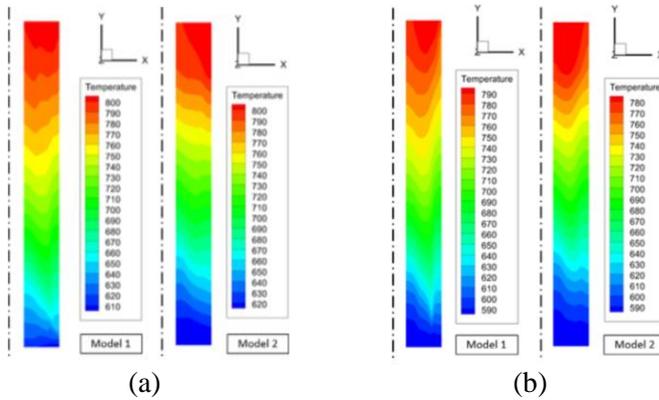




Gambar 2.18. (a) *Intermediate Heat Exchanger (IHX)*. (b) Model IHX yang Disimplifikasi sebagai *Porous Media*. (c) Lokasi dari Ketiga Garis Pengukuran. (d) IHX *Tube Plane Wall*



Gambar 2.19. *Non-uniform Inlet* dari Sisi Tube Sodium



Gambar 2.20. Profil Temperatur pada Kondisi Optimal (a) Sisi *Shell*; (b) Sisi *Tube*

Tabel 2.4. Hasil Simulasi Parameter-parameter Utama, Kondisi Optimal

	Model	Simulation results	Targeted values	Error (%)
Heat Transfer (MW)	1	364.0	350	4.01
	2	362.1		3.47
Outlet Temperature of shell-side sodium (K)	1	626.9	625	0.3
	2	627.1		0.33
Outlet Temperature of tube-side sodium (K)	1	783.0	770	1.69
	2	774.9		0.64

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 3

METODOLOGI

3.1. Metodologi Penelitian

Tahapan yang akan dilakukan dalam penelitian untuk analisis dinding Furnace 21B301 dengan simulasi adalah:

1. Studi Kasus

Kasus yang terkait dengan fenomena perpindahan panas dan aliran fluida di dalam *furnace* perlu dipelajari secara mendalam. Hal tersebut perlu dilakukan agar diperoleh hasil simulasi yang akurat.

2. Studi Literatur

Studi literatur yang berkaitan dengan proses industri pupuk, perancangan *furnace*, perhitungan tahanan termal, profil temperatur, serta simulasi konduksi dan konveksi dilakukan untuk memperdalam pemahaman mengenai permasalahan yang dibahas. Studi literatur diperoleh dari *e-book*, jurnal nasional dan internasional, serta penelitian yang berkaitan dengan topik permasalahan yang akan diteliti.

3. Pengumpulan dan Pengolahan Data

Data yang berkaitan dengan sifat material dinding, sifat udara sekitar *furnace*, serta sifat udara *flue gas* yang mengalir di dalam *furnace* diperlukan sebagai dasar untuk proses desain dan analisis dinding *furnace* disimulasikan menggunakan *software* ANSYS R17.1. Data yang digunakan adalah data Furnace 21B301 PT. Petrokimia Gresik.

4. Permodelan Pembangkit dengan *Software* ANSYS R17.1 dan analisis perpindahan panas.

Tahapan ini diawali dengan perancangan *furnace* menggunakan *software* ANSYS R17.1 dengan referensi penelitian di atas. Hal yang dilakukan selanjutnya adalah melakukan *grid independency test* untuk mendapatkan kerapatan *grid* (*mesh*) yang dibutuhkan untuk mencapai hasil yang akurat. Setelah sukses (tidak terdapat kesalahan), dilakukan proses ekstraksi data kontur kecepatan dan

temperatur *furnace*, lalu dilanjutkan dengan *plotting* data nilai temperatur pada tiap lapisan dinding di titik-titik yang telah ditentukan.

5. Analisis dan Pengolahan Data Hasil Simulasi

Setelah proses iterasi dan simulasi selesai, dilakukan pengambilan data hasil simulasi. Data hasil simulasi akan diolah dalam bentuk grafik dan tabel untuk dianalisis secara kuantitatif maupun kualitatif dan kedua parameter tersebut diperoleh hasil berupa karakteristik optimum dari pembangkit yang dibuat.

6. Penyusunan Laporan

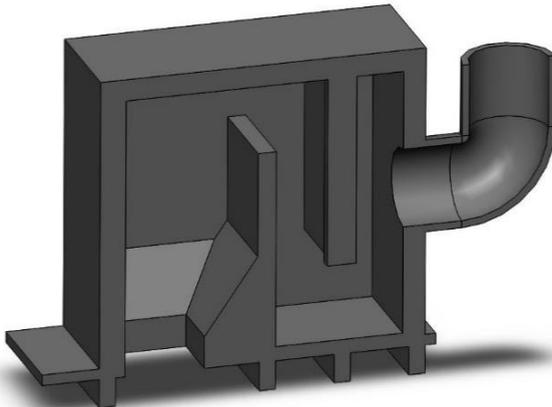
Keseluruhan tahapan yang telah dilakukan dan hasil dari penelitian ini kemudian disusun dalam bentuk yang sistematis.

3.2. Data Penelitian

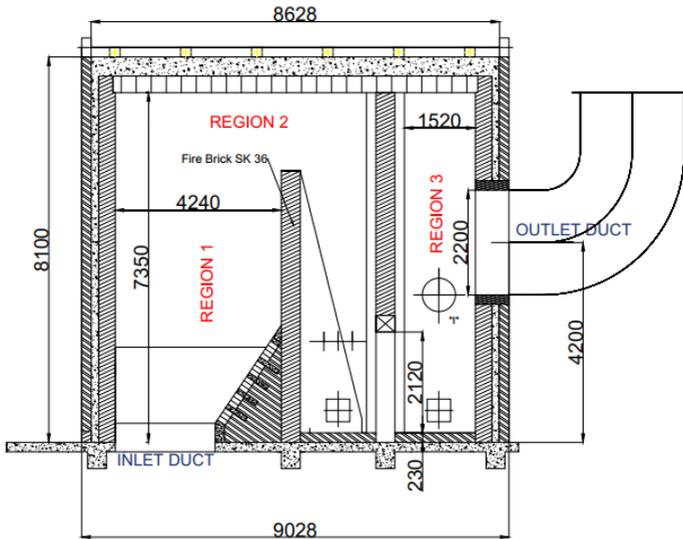
Pada penelitian ini, data-data yang digunakan adalah sebagai berikut:

Program yang Digunakan: ANSYS R17.1

Objek Penelitian : Furnace 21B301



Gambar 3.1. Geometri Terbelah Tampak Isometri Furnace 21B301



Gambar 3.2. Geometri Tampak Depan Furnace 21B301

Data Sistem:

Tabel 3.1. Data Flue Gas

Flue Gas		
T = 1323 K		
kf	0,082	W/mK
v	0,0001851	m ² /s
ρ	0,2679	kg/m ³
cp	1,19	kJ/kgK
velocity	0,3728	m/s
Pr	0,72	

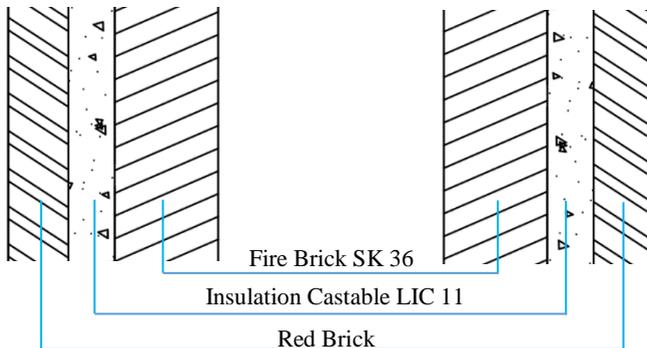
Tabel 3.2. Data Udara di Sekitar Furnace

Udara		
T = 303 K		
tekanan	0	barg

kf	0,0263	W/mK
ν	0,00001589	m ² /s
Pr	0,707	
α	0,00003	m ² /s

Tabel 3.3. Spesifikasi Insulasi Dinding Kanan dan Kiri

Fire Brick SK 36	
k (W/mK)	1,71
L (mm)	300
Insulation Castable LIC 11	
k (W/mK)	0,2206
L (mm)	145
Red Brick	
k (W/mK)	0,6
L (mm)	195



Gambar 3.3. Skema Lapisan Dinding Kiri dan Kanan

Tabel 3.4. Spesifikasi Dinding Atas

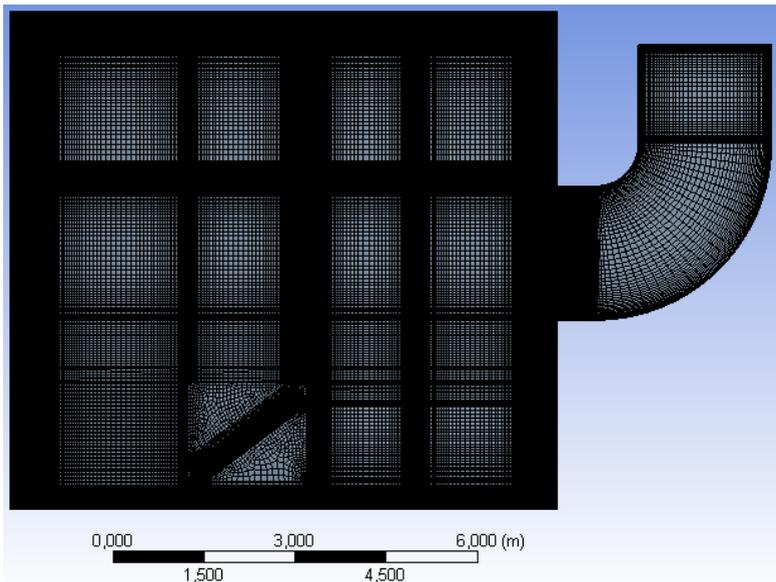
Fire Brick SK 36	
k (W/mK)	1,71
L (mm)	230
Insulation Castable LIC 11	

k (W/mK)	0,2206
L (mm)	259
Gypsum	
k (W/mK)	0,25
L (mm)	50



Gambar 3.4. Skema Lapisan Dinding Atas

3.3. Permodelan Sistem pada ANSYS



Gambar 3.5. Geometri dengan *Mesh* Furnace 21B301 pada ANSYS

Mengacu pada batasan masalah di Bab 1, simulasi ini dilakukan dengan asumsi-asumsi sebagai berikut:

1. Produk pembakaran merupakan udara panas dengan temperatur tertentu yang masuk melalui *inlet*.
2. Simulasi menggunakan data desain Furnace 21B301 seperti pada Gambar 3.1.
3. Simulasi dilakukan pada kondisi 2D.
4. Sistem berjalan dalam keadaan *steady state*.
5. Perubahan energi potensial dan kinetik diabaikan.
6. Tidak ada *fouling factor* pada aliran *flue gas* di dalam *furnace*.
7. Aliran *flue gas* merupakan aliran *incompressible*.
8. *Contact resistance* antar lapisan dinding *furnace* diabaikan.
9. Tidak ada pembangkitan energi dalam.
10. Fenomena distribusi temperatur dan perpindahan panas yang terjadi pada dinding samping *furnace* sama dengan dinding depan dan belakang *furnace*.

3.3.1. Solver

Mengacu pada batasan-batasan masalah yang ada serta asumsi seperti sistem berjalan dalam keadaan *steady state* dan simulasi dilakukan pada kondisi 2D, maka tipe-tipe *solver* yang digunakan adalah seperti pada tabel di bawah, dengan pengaturan sisanya diatur sebagai *default*.

Tabel 3.5. Tipe *Solver* yang Digunakan

Type	<i>Pressure-Based</i>
Time	<i>Steady</i>
Velocity Formulation	<i>Absolute</i>
2D Space	<i>Planar</i>

3.3.2. Models

Mengacu pada data kasus yang ada serta jurnal-jurnal referensi, maka tipe-tipe *models* yang digunakan adalah seperti tabel di bawah, dengan pengaturan sisanya diatur sebagai *default*. Model radiasi yang digunakan adalah model *Discrete Ordinates*

(DO), karena *optical thickness* (αL) dari permodelan ini cukup tebal, yaitu lebih dari tiga ($\alpha L > 3$). α merupakan *absorption coefficient* dan L merupakan diameter penampang aliran. Simulasi berjalan tanpa adanya fenomena *multiphase* dan terdapat *energy equation*.

Tabel 3.6. Tipe *Models* yang Digunakan

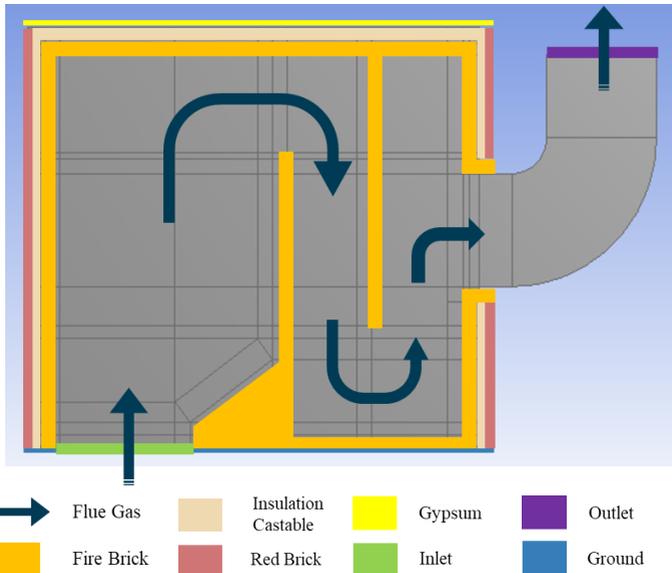
<i>Multiphase</i>	<i>Off</i>
<i>Energy</i>	<i>On</i>
<i>Viscous</i>	<i>Realizable k-ϵ, Non-Eq Wall Fn</i>
<i>Radiation</i>	<i>Discrete Ordinates (DO)</i>

3.3.3. *Boundary Conditions*

Berdasarkan data-data yang ada, dibuat model pada *software* seperti gambar di atas dengan *boundary conditions* yang diatur seperti pada tabel di bawah. Pada sisi inlet *furnace*, data yang tersedia merupakan kecepatan aliran sehingga digunakan *velocity inlet*. Pada sisi outlet, digunakan *outflow* yang menandakan bahwa *flue gas* bebas mengalir keluar tanpa batasan-batasan seperti tekanan, suhu, maupun *backflow*. Mengenai detail bagian geometri dengan *boundary condition*-nya, dapat disimak pada Gambar 3.6 di bawah.

Tabel 3.7. *Boundary Conditions* yang Diatur

<i>Inlet</i>	<i>Velocity-inlet</i>
<i>Ground</i>	<i>Wall, Convection</i>
<i>Inner Firebrick</i>	<i>Wall, Coupled (Convection & Radiation)</i>
<i>Outer Redbrick</i>	<i>Wall, Convection</i>
<i>Outer Gypsum</i>	<i>Wall, Convection</i>
<i>Outlet</i>	<i>Outflow</i>



Gambar 3.6. Model pada Simulasi dengan Keterangan Aliran *Flue Gas*

3.3.4. *Solution Methods*

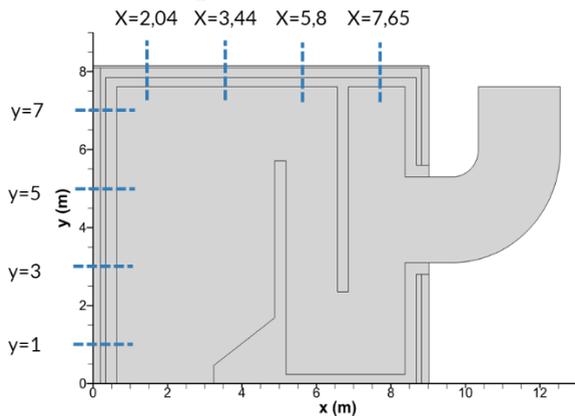
Mengacu pada jurnal-jurnal referensi yang memodelkan kasus yang memiliki kemiripan, *solution methods* yang cocok untuk digunakan dalam simulasi ini adalah seperti pada tabel di bawah. Pemilihan *solution methods* yang tepat dapat menambah akurasi hasil simulasi. Pemilihan *solution methods* dengan *second order* menambah keakurasian iterasi walaupun memerlukan memori dan daya komputasi yang lebih besar daripada *first order*.

Tabel 3.8. *Solution Methods yang Digunakan*

<i>Pressure-Velocity Coupling</i>	SIMPLE
<i>Gradient</i>	<i>Least Squares Cell Based</i>
<i>Pressure</i>	<i>Second Order</i>
<i>Momentum</i>	<i>Second Order Upwind</i>

<i>Turbulent Kinetic Energy</i>	<i>Second Order Upwind</i>
<i>Turbulent Dissipation Rate</i>	<i>Second Order Upwind</i>
<i>Energy</i>	<i>Second Order Upwind</i>

Luaran dari pengaturan-pengaturan yang dilakukan pada simulasi ini merupakan grafik profil temperatur dari lapisan dinding atas dan samping pada titik-titik tinjauan terpilih yang dapat dilihat pada gambar di bawah. Grafik yang disajikan berupa hubungan antara temperatur terhadap tiap lapisan dinding pada tiap titik tinjauan. Grafik ini akan memperlihatkan hubungan gradien temperatur terhadap konduktivitas termal tiap lapisan dinding. Selain itu luaran dari simulasi ini merupakan besarnya *heat loss* yang melalui dinding samping dan atas *furnace*.



Gambar 3.7. Titik-titik Tinjauan *Plotting* Profil Temperatur

3.4. Variasi yang Dilakukan

Pada penelitian ini, untuk mengetahui pengaruh variasi kecepatan terhadap profil temperatur dan *heat loss*, dilakukan variasi kecepatan inlet *flue gas* berdasarkan pada kondisi operasi *funrace*, yaitu pada 50%, 75%, dan 100% dari kecepatan inlet saat kondisi operasi. Untuk mengetahui nilai kecepatan secara jelas, dapat dilihat pada tabel berikut. Simulasi dilakukan dengan

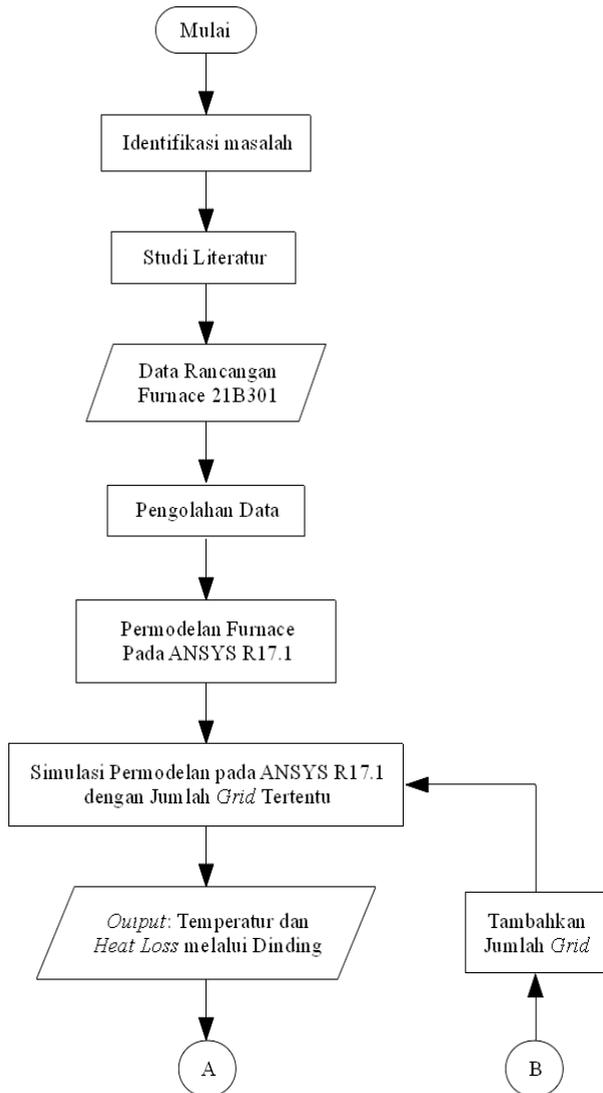
menjalankan geometri dan *meshing* yang telah dibentuk dan mencapai *grid independence* dalam *software* ANSYS berdasarkan kondisi operasi dan mengulangnya dengan menggunakan variasi kecepatan yang ditetapkan. Temperatur inlet *flue gas* dijaga tetap yaitu pada nilai 1323 K.

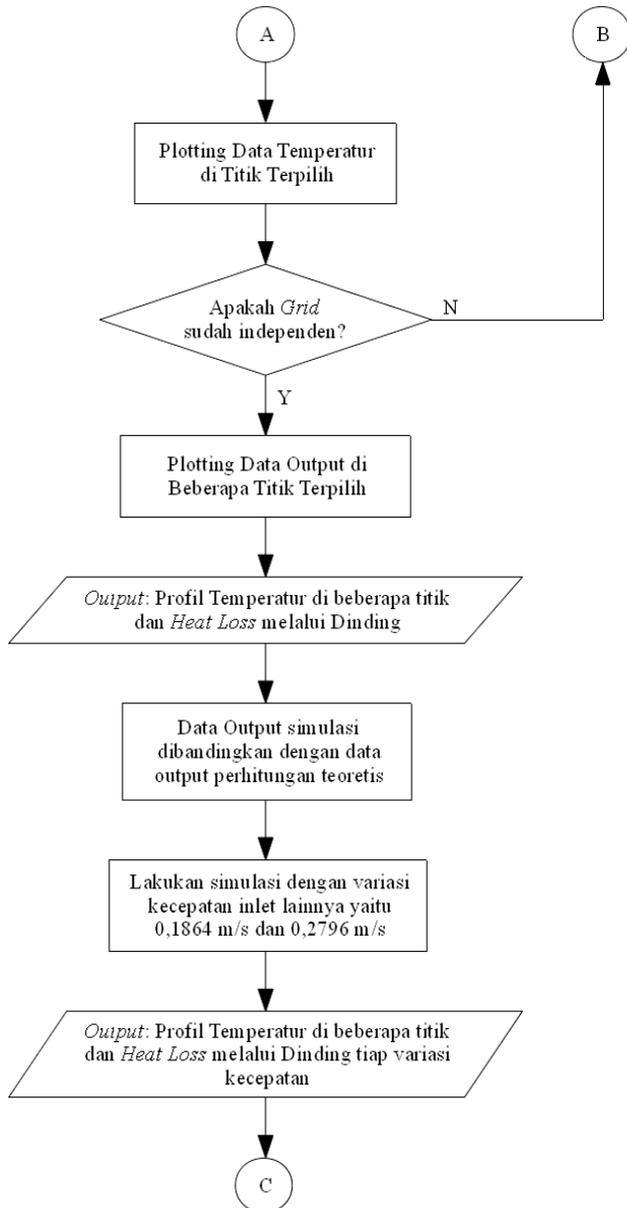
Tabel 3.9. Variasi Kecepatan Inlet *Furnace*

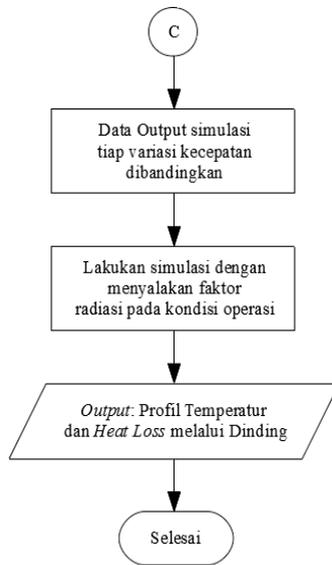
Variasi Kecepatan	Kecepatan (m/s)
50%	0,1864
75%	0,2796
100%	0,3728

Luaran dari variasi yang dilakukan ini merupakan grafik profil temperatur perbandingan dari tiap variasi kecepatan inlet. Grafik yang disajikan berupa hubungan antara temperatur terhadap tiap titik lapisan dinding. Pada grafik ini terdapat profil temperatur pada tiap titik tinjauan pada dinding dengan variasi kecepatan yang berbeda. Selain itu dari variasi kecepatan ini juga didapatkan grafik hubungan antara kecepatan inlet terhadap *heat loss* yang terjadi.

3.5. Flowchart Penelitian







Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

Bab ini membahas hasil simulasi numerik tentang distribusi temperatur dan *heat loss* pada *furnace*. Simulasi telah dilakukan dengan menggunakan *software* ANSYS R17.1, kemudian data hasil simulasi diolah. Hasil pengolahan data tersebut disajikan secara kuantitatif berupa grafik dan tabel. Data yang disajikan akan dianalisis berdasarkan pengaruh data variabel *independent* terhadap variabel *dependent*. Hal ini meliputi:

1. Perbandingan koefisien perpindahan panas secara teoretis dan simulasi serta pengaruhnya terhadap gradien temperatur pada lapisan-lapisan dinding Furnace 21B301.
2. Perbandingan *heat loss* secara teoretis dan simulasi yang melalui lapisan-lapisan dinding Furnace 21B301.
3. Pengaruh variasi kecepatan *inlet flue gas* terhadap besarnya *heat loss*.
4. Pengaruh faktor radiasi terhadap kontur temperatur hasil simulasi Furnace 21B301.

4.1. Analisis Balans Energi Hasil Simulasi

Salah satu cara validasi hasil simulasi ini adalah dengan cara analisis balans energi hasil simulasi terlebih dahulu. Analisis ini dilakukan setelah selesai menjalankan simulasi. Untuk kasus ini balans energinya adalah,

$$\dot{m} cp T_{in} = Q_{loss} + \dot{m} cp T_{out}$$

$$Q_{loss} = \dot{m} cp (T_{in} - T_{out})$$

di mana \dot{m} = laju alir massa *flue gas* (kg/s)

cp = *flue gas specific heat* (J/kgK)

T_{in} = temperatur *flue gas* sisi inlet

T_{out} = temperatur *flue gas* sisi outlet

Given data untuk balans energi ini antara lain $\dot{m} = 0,2597$ kg/s; $cp = 1190$ J/kgK; serta $T_{in} = 1323$ K. Setelah simulasi dijalankan,

maka didapatkan data temperatur *flue gas* sisi outlet $T_{out} = 1199,183$ K. Jika dicek dengan persamaan balans energi,

$$Q_{loss} = 0,2597 \frac{kg}{s} \cdot 1190 \frac{J}{kg K} (1323 - 1199,183)K$$

$$Q_{loss} = 38.264,77 W$$

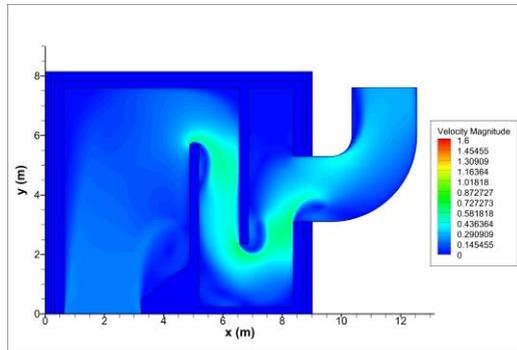
Besaran Q_{loss} yang dihitung melalui perhitungan balans energi sebesar 38.264,77 W. Sedangkan *heat loss report* yang diekstrak dari simulasi yaitu sebesar 38.264,74 W. Dapat disimpulkan bahwa simulasi yang dijalankan telah mengalami kesetimbangan energi.

4.2. Analisis Pengaruh Variasi Kecepatan Inlet terhadap Profil Temperatur dan *Heat Loss*

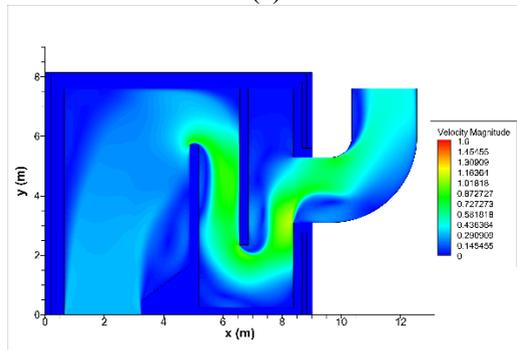
Subbab ini membahas mengenai pengaruh variasi kecepatan inlet terhadap kontur kecepatan dan kontur temperatur. Pada gambar di bawah akan terlihat kontur-kontur kecepatan berdasarkan variasi kecepatan inletnya, diikuti dengan analisis profil kecepatan pada daerah dekat dinding atas dan samping beserta pengaruhnya terhadap koefisien konveksi dan *heat loss* secara konveksi, lalu dilanjutkan dengan kontur-kontur temperatur berdasarkan variasi kecepatan inletnya, disertai dengan analisis pengaruh variasi kecepatannya terhadap kontur temperatur. Berdasarkan teori yang berlaku, semakin tinggi kecepatan udara yang mengalami konveksi maka semakin tinggi pula perpindahan panas secara konveksinya. Untuk memahami fenomena ini, pada simulasi ini digunakan variasi kecepatan inlet pada kondisi operasi atau 100%, lalu 75%, serta 50%.

Tabel 4.1. Variasi Kecepatan Inlet

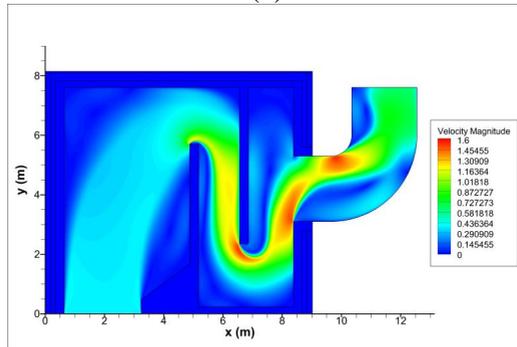
Variasi	Kecepatan	Unit
50%	0,1864	m/s
75%	0,2796	m/s
100%	0,3728	m/s



(a)

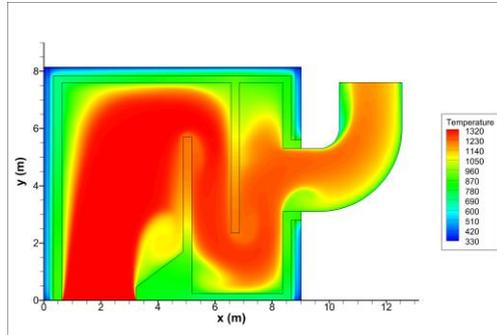


(b)

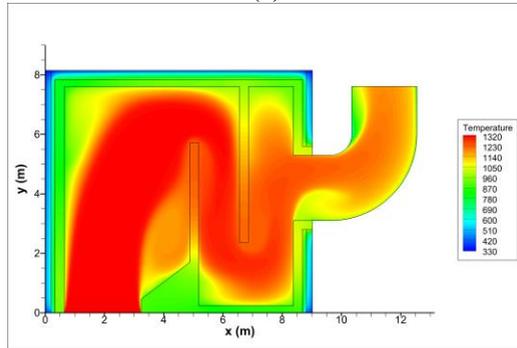


(c)

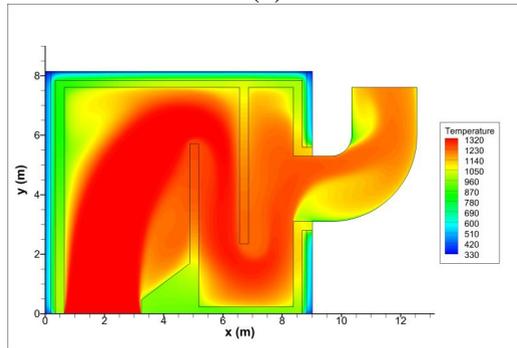
Gambar 4.1. Kontur Kecepatan pada Variasi V_{inlet} (a) 50%, (b) 75%, dan (c) 100%



(a)



(b)



(c)

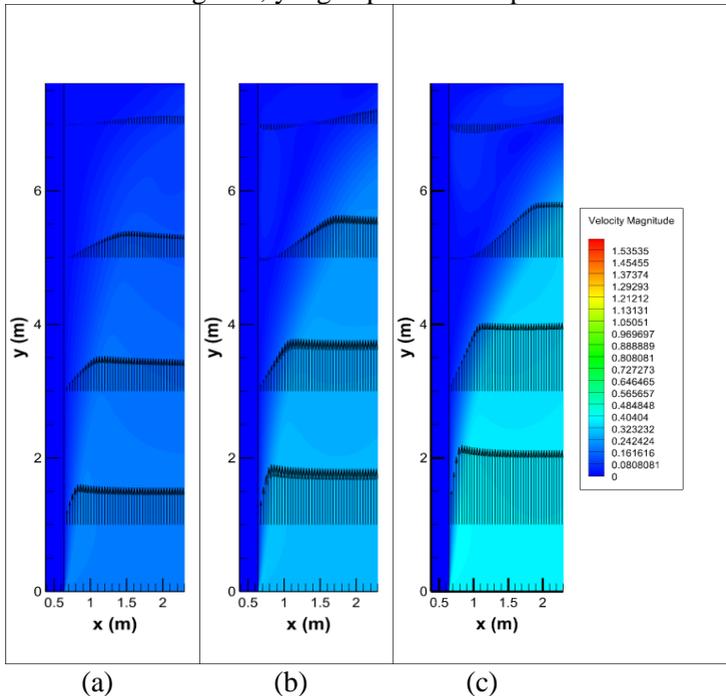
Gambar 4.2. Kontur Temperatur pada Variasi V_{inlet} (a) 50%, (b) 75%, dan (c) 100%

Pada gambar kontur kecepatan dan temperatur di atas, jika dibandingkan maka akan terlihat bahwa pada simulasi dengan kecepatan inlet tertinggi akan menghasilkan *vortex* yang lebih besar dan memiliki kecepatan resirkulasi yang lebih tinggi sehingga menghasilkan *backflow* yang lebih besar. Hal ini dapat terlihat pada profil temperatur aliran *flue gas* pada permukaan dinding samping yang dapat disimak di Gambar 4.3. Selain itu jika Gambar 4.2 diperhatikan, pada rentang temperatur yang sama, kontur temperatur *flue gas* pada kecepatan inlet terendah akan menghasilkan luasan berwarna merah yang paling luas, sedangkan pada kecepatan inlet tertinggi akan menghasilkan luasan berwarna merah yang paling kecil. Hal ini berarti temperatur *flue gas* tertinggi terjadi pada kecepatan inlet terendah dan temperatur *flue gas* terendah terjadi pada kecepatan inlet tertinggi. Hal ini jika dihubungkan dengan teori perpindahan panas konveksi, di mana besarnya perpindahan panas konveksi sebanding terhadap kecepatan aliran fluida yang mengalami konveksi, fenomena mengecilnya luasan berwarna merah ini dikarenakan pada kecepatan inlet yang terendah terjadi *heat loss* yang terendah sehingga panas cenderung lebih tersimpan dan temperatur *flue gas* lebih terjaga dibandingkan kecepatan inlet yang lebih tinggi. Kecepatan aliran sebanding terhadap besarnya bilangan Reynold, yang juga berhubungan dengan bilangan Nusselt yang mana sebanding terhadap koefisien konveksi. Bilangan Nusselt memiliki hubungan dengan koefisien konveksi melalui persamaan

$$Nu_y = \frac{h_y y}{k_f}$$

Pada Gambar 4.3 di bawah, terlihat bahwa kecepatan tertinggi pada permukaan terjadi pada ketinggian $y = 1$ m dan terus berkurang seiring bertambahnya ketinggian hingga mulai mengalami *backflow* pada ketinggian $y = 5$ m. Terbentuknya *backflow* ini disebabkan karena aliran mulai mendekati belokan pada sudut *furnace*. *Backflow* ini memengaruhi koefisien konveksi permukaan dinding. Pengaruhnya adalah seiring bertambahnya ketinggian y , besarnya koefisien konveksi h_y akan menurun

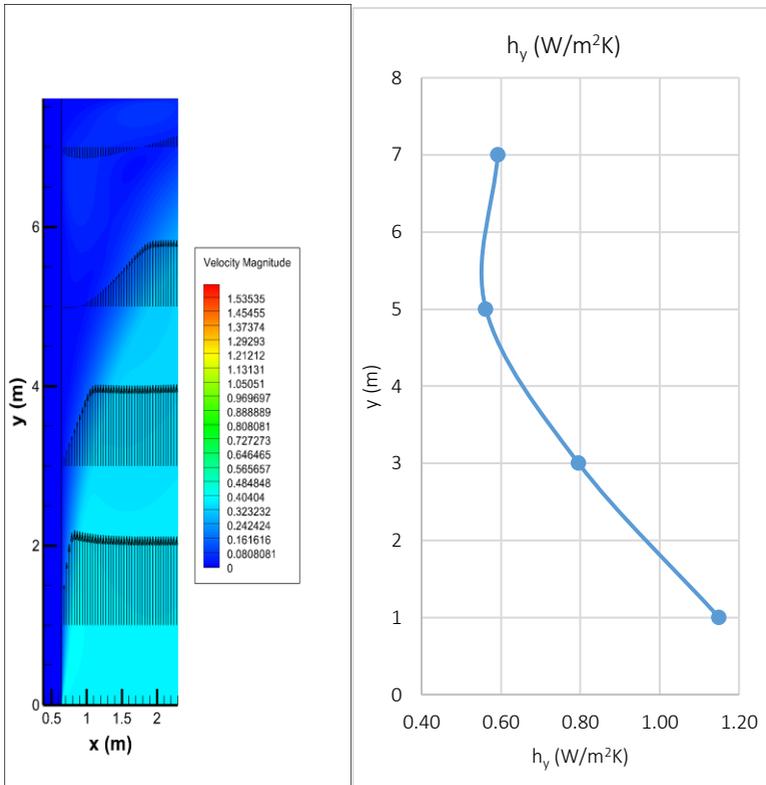
mengikuti penurunan kecepatan aliran permukaan lalu akan meningkat kembali seiring bertambah besarnya *backflow*. Hal ini dapat disimak pada gambar berikut yang menunjukkan hubungan besarnya h_y terhadap kecepatan pada permukaan dinding samping dengan kecepatan inlet 100%. Fenomena yang serupa terjadi pada permukaan dinding atas, yang dapat disimak pada Gambar 4.6.



Gambar 4.3. Profil Kecepatan pada Permukaan Dinding Samping dengan V_{inlet} (a) 50%, (b) 75%, (c) 100%

Tabel 4.2. Hubungan h_y terhadap Ketinggian

y (m)	h_y (W/m ² K)
1	1,15
3	0.80
5	0.56
7	0.59

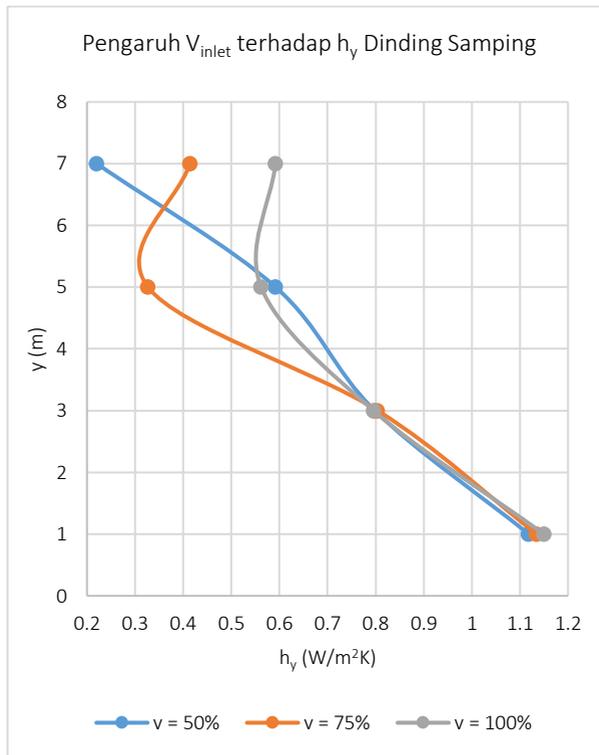


Gambar 4.4. Grafik Hubungan h_y terhadap Ketinggian y

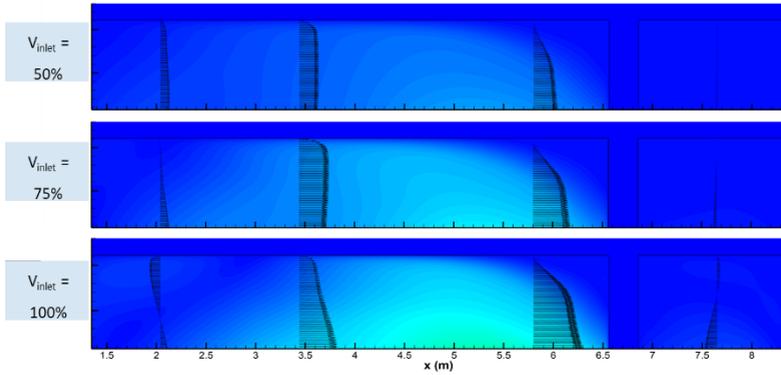
Jika dibandingkan ketiganya, tiap variasi kecepatan akan menghasilkan grafik hubungan h_y terhadap y pada ketiga variasi kecepatan inlet yang dapat disimak pada Gambar 4.4 berikut dengan datanya yang tercantum pada Tabel 4.2. Jika dibandingkan dengan profil kecepatan tiap variasi pada Gambar 4.3, dapat dilihat bahwa besarnya h_y proporsional terhadap besarnya kecepatan *flue gas* pada permukaan dinding.

Tabel 4.3. Data h_y Dinding Samping pada Titik-titik y
Terpilih terhadap v_{inlet}

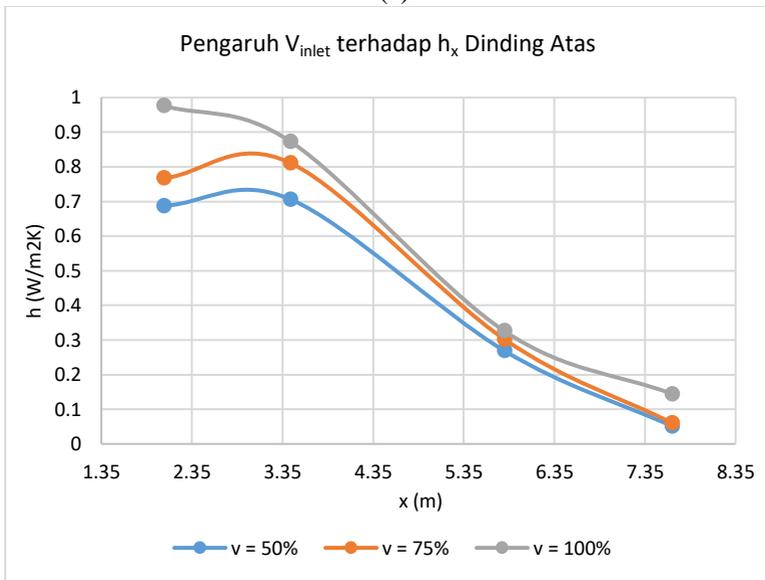
y (m)	h_y (W/m^2K)		
	$v = 50\%$	$v = 75\%$	$v = 100\%$
1	1,11	1,13	1,15
3	0,798	0,804	0,796
5	0,59	0,33	0,56
7	0,22	0,41	0,59



Gambar 4.5. Pengaruh v_{inlet} terhadap h_y Dinding Samping



(a)



(b)

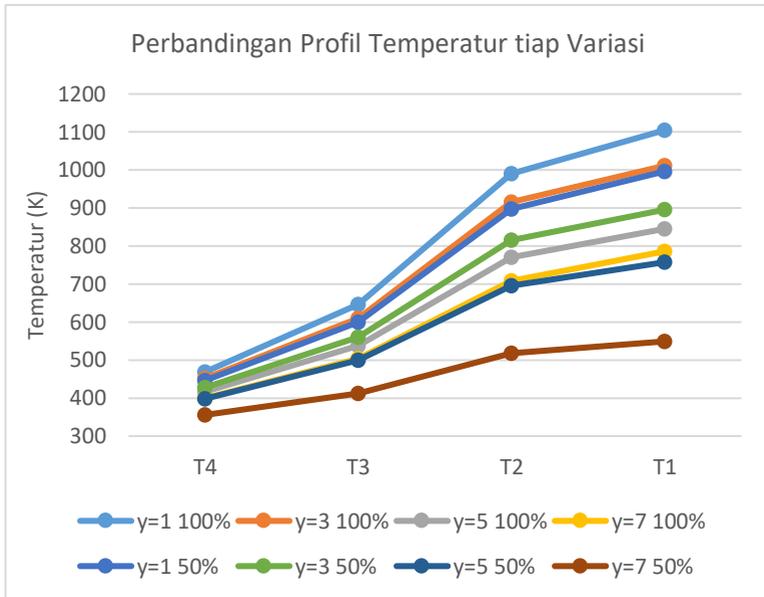
Gambar 4.6. (a) Profil Kecepatan Permukaan Dinding Atas,
 (b) Grafik Pengaruh V_{inlet} terhadap h_x Dinding Atas

Tabel 4.4. Data h_x Dinding Atas pada Titik-titik x Terpilih terhadap v_{inlet}

	x (m)			
V_{inlet}	2,04	3,44	5,8	7,65
$v = 50\%$	0,69	0,71	0,27	0,051
$v = 75\%$	0,77	0,81	0,30	0,06
$v = 100\%$	0,98	0,87	0,32	0,14

Serupa dengan fenomena pada dinding samping, terbentuknya *backflow* ini memengaruhi koefisien konveksi permukaan dinding. Bedanya, *backflow* pada permukaan dinding atas terbentuk pada $x = 2,04$ m, khususnya pada saat kecepatan inlet $v = 100\%$ terjadi *backflow* terbesar dan pada $v = 75\%$ terjadi *backflow* yang kecil. Sedangkan pada kecepatan $v = 50\%$ tidak terjadi *backflow*. Hal ini dapat disimak pada Gambar 4.6 di atas yang menunjukkan hubungan besarnya h_x terhadap kecepatan pada permukaan dinding atas dengan berbagai variasi kecepatan. Dari grafik tersebut, dapat disimpulkan bahwa besarnya h_x sebanding terhadap kecepatan aliran pada permukaan dinding.

Selanjutnya data temperatur tiap titik-titik terpilih pada lapisan dinding samping dianalisis. Titik-titik terpilih ini merupakan titik dengan ketinggian $y = 1$ m, 3 m, 5 m, dan 7 m. Pada titik-titik tersebut data temperatur tiap lapisan dinding diekstrak dan diplotkan dalam bentuk grafik. Variasi kecepatan di atas menghasilkan ketinggian posisi profil temperatur yang berbeda, namun tetap memiliki gradien yang sama. Pada grafik di bawah ditampilkan variasi kecepatan 50% dan 100% saja agar perbedaan garis dapat terlihat dengan jelas, namun dengan pertimbangan untuk menunjukkan bahwa telah didapatkan nilai temperatur yang lebih tinggi dengan kecepatan inlet yang lebih tinggi. Hal ini telah sesuai dengan teori yang berlaku.

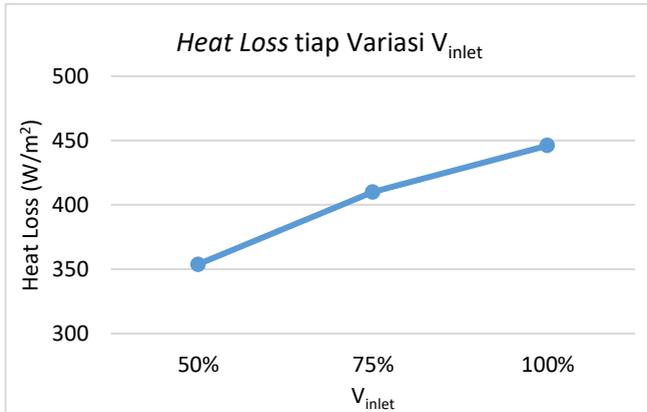


Gambar 4.7. Pengaruh Variasi Kecepatan Inlet terhadap Profil Temperatur Dinding Samping

Selanjutnya data *heat loss* diekstrak dari simulasi tiap variasi dengan menggunakan *facet average flux report* dari permukaan yang ingin ditinjau, yaitu pada dinding kiri. Hasil ekstrak data dari permukaan dinding sebelah kiri ini dapat dilihat pada tabel di bawah. Nilai *heat loss* yang diekstrak jika dibandingkan dengan teori yang berlaku telah tepat, di mana besarnya kecepatan *flue gas* sebanding dengan besarnya *heat loss* pada dinding *furnace*.

Tabel 4.5. *Heat Loss* pada Tiap Variasi Kecepatan Inlet

Variasi	<i>Heat Loss</i>	Unit
50%	353,92	W/m ²
75%	409,99	W/m ²
100%	446,12	W/m ²



Gambar 4.8. Besaran *Heat Loss* tiap Variasi V_{inlet}

4.3. Analisis Tahanan Termal Konduksi dan Konveksi Dinding Samping *Furnace*

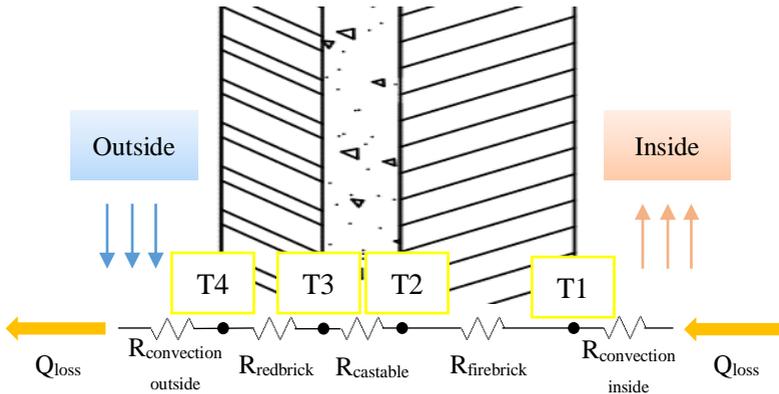
Berikut ini terdapat gambar potongan yang menunjukkan lapisan-lapisan dinding samping *furnace*. Karena lapisan-lapisan dinding yang terdapat pada bagian kiri-kanan dan depan-belakang memiliki tebal, susunan, dan *properties* lapisan yang sama maka Gambar 4.9 telah mewakili tahanan termal keempat lapisan dinding samping *furnace*. Susunan tahanan termal dinding ini dimulai dari sisi dalam hingga ke sisi luar *furnace* melewati (secara berurutan) tahanan termal konveksi *flue* gas, tahanan termal Fire Brick SK 36 ($R_{firebrick}$), tahanan termal Insulation Castable LIC 11 ($R_{castable}$), tahanan termal Red Brick ($R_{redbrick}$) dan tahanan termal konveksi udara sekitar.

Mengacu pada persamaan *heat loss* dengan tahanan termal pada dinding komposit,

$$Q_{loss} = \frac{(T_{\infty,i} - T_{\infty,o})}{R_{tot}A}$$

Di mana $R_{tot}A$ merupakan tahanan termal total sepanjang lintasan *heat loss*. Maka $R_{tot}A$ juga dapat dituliskan sebagai

$$R_{tot}A = R_{conv.inside} + R_{firebrick} + R_{castable} + R_{redbrick} + R_{conv.outside}$$



Gambar 4.9. Tahanan Termal Konduksi dan Konveksi pada Lapisan Dinding *Furnace*

4.3.1. Analisis Konduksi Secara Teoretis

Mengacu pada persamaan tahanan termal konduksi,

$$R_{cond.} = \frac{L}{k}$$

Maka, untuk mencari tahanan termal konduksi diperlukan koefisien konduksi dari tiap material. Koefisien konduksi dari tiap material pada penelitian ini dapat dilihat pada *given data* tabel spesifikasi dinding samping *furnace* pada berikut.

Tabel 4.6. Spesifikasi Dinding Samping *Furnace*

Fire Brick SK 36	
k (W/mK)	1,71
L (mm)	300
Insulation Castable LIC 11	
k (W/mK)	0.2206
L (mm)	145

Red Brick	
k (W/mK)	0.6
L (mm)	195

Pada contoh perhitungan kali ini akan dilakukan perhitungan tahanan termal lapisan dinding *firebrick* yang memiliki $L = 0,3$ m dan $k = 1,71$ W/mK. Menggunakan persamaan tahanan termal,

$$R_{\text{firebrick}} = \frac{0,3 \text{ m}}{1,71 \frac{\text{W}}{\text{mK}}} = 0,18 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Didapatkan $R_{\text{firebrick}}$ sebesar $0,18 \text{ m}^2\text{K/W}$. Dan jika perhitungan serupa diterapkan ke seluruh lapisan dinding, maka hasil perhitungan masing-masing tahanan termalnya dapat disimak pada tabel berikut. Hambatan termal terkecil dimiliki oleh *firebrick*, yaitu sebesar $7,89 \times 10^{-3} \text{ m}^2\text{K/W}$. Sedangkan hambatan termal terbesar dimiliki oleh *insulation castable*, yaitu sebesar $0,657 \text{ m}^2\text{K/W}$.

Tabel 4.7. Tahanan Termal Konduksi tiap Lapisan Dinding

Tahanan Termal	Nilai	Unit
$R_{\text{firebrick}}$	0,18	$\text{m}^2\text{K/W}$
R_{castable}	0,657	$\text{m}^2\text{K/W}$
R_{redbrick}	0,325	$\text{m}^2\text{K/W}$

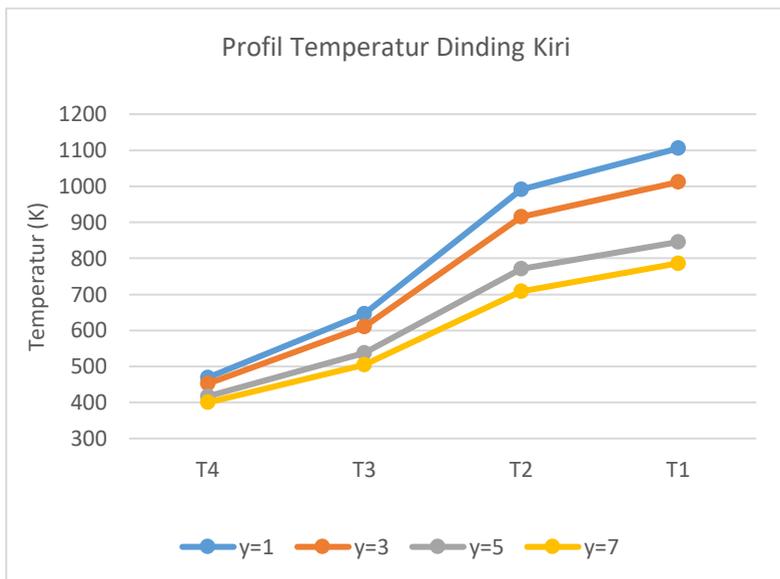
4.3.2. Perbandingan Analisis Konduksi Teoretis terhadap Hasil Simulasi

Setelah simulasi dijalankan dan temperatur hasil simulasi pada dinding samping dengan ketinggian 1 m, 3 m, 5 m, dan 7 m diplotkan ke dalam bentuk grafik, maka akan menghasilkan grafik sebagai berikut. Pada gambar di bawah terlihat bahwa lapisan dinding pertama (*firebrick*), yaitu garis dari T1 menuju T2 memiliki gradien yang paling landai dibandingkan lapisan dinding lainnya. Hal ini sesuai dengan teori bahwa semakin kecil gradien maka semakin kecil perbedaan temperaturnya, sehingga semakin baik material tersebut dalam mengonduksikan panas. Karena memiliki konduktivitas termal yang paling besar, maka hambatan

termal konduksinya merupakan yang terkecil. Hambatan termal konduksi yang terkecil dimiliki oleh *firebrick*. Sedangkan gradien terbesar terjadi pada lapisan dinding kedua (*insulation castable*), yaitu garis dari T2 menuju T3. Hal ini disebabkan oleh hambatan termal yang dimiliki oleh *insulation castable* merupakan yang terbesar. Sehingga dapat disimpulkan bahwa penelitian konduksi secara simulasi telah sesuai dengan teori yang berlaku.

Tabel 4.8. Data Temperatur Dinding Kiri

Tinggi (m)	T1 (K)	T2 (K)	T3 (K)	T4 (K)
y=1	1020,31	991,669	648,459	470,143
y=3	953,64	934,954	620,875	457,045
y=5	878,102	865,854	586,309	440,34
y=7	856,773	844,439	574,956	434,661



Gambar 4.10. Profil Temperatur Dinding Kiri pada Ketinggian $y = 1$ m, 3 m, 5 m, dan 7 m.

4.3.3. Analisis Konveksi Secara Teoretis

Selanjutnya akan dilakukan analisis konveksi pada *furnace* secara teoretis. Mengacu pada dasar teori, yaitu persamaan tahanan termal konveksi,

$$R_{conv.} = \frac{1}{h}$$

Maka, untuk mencari tahanan termal konveksi diperlukan koefisien konveksi. Untuk menghitung tahanan termal sisi dalam *furnace* ($R_{conv.inside}$), diperlukan besaran koefisien konveksi sisi dalam *furnace* (h_i). Untuk mencari besaran koefisien ini, digunakan pendekatan *flat plate with constant heat flux* pada kondisi aliran laminar, yaitu

$$Nu_y = 0,453 Re_y^{1/2} Pr^{1/3}$$

untuk $Pr \geq 0,6$. Dan untuk aliran turbulen,

$$Nu_y = 0,0308 Re_y^{4/5} Pr^{1/3}$$

untuk $0,6 \leq Pr \leq 0,72$.

Untuk menentukan apakah akan digunakan persamaan *flat plate with constant heat flux* pada kondisi aliran laminar atau turbulen, diperlukan besaran bilangan Reynold Re . Batas transisi bilangan Reynold dari aliran laminar menuju aliran turbulen adalah sebesar 5×10^5 . Besarnya bilangan Reynold lokal Re_y dapat dihitung dengan persamaan

$$Re_y = \frac{U_\infty y}{\nu}$$

di mana U_∞ adalah kecepatan fluida yang mengalir di atas pelat datar, y adalah jarak titik relatif terhadap ujung pelat sisi *inlet*, dan ν adalah viskositas kinematik fluida. Berdasarkan data *flue gas* yang diperoleh, memiliki kecepatan inlet $U_\infty = 0,3728$ m/s dan $\nu = 0,0001851$ m²/s. Analisis dinding samping ini dilakukan pada ketinggian 1 m, 3 m, 5 m, dan 7 m.

Untuk contoh perhitungan kali ini, dilakukan analisis bilangan Reynold pada ketinggian 3 m yang dituliskan sebagai berikut,

$$Re_y = \frac{U_\infty y}{\nu} = \frac{0,3728 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 3 \text{ m}}{0,0001851 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 6042,14$$

Dapat disimpulkan bahwa aliran yang terjadi merupakan aliran laminar. Selanjutnya, dengan bilangan Prandtl Pr yang telah diketahui dari *given data*, yaitu $Pr = 0,72$, didapatkan bilangan Nusselt lokal Nu_x untuk aliran laminar,

$$Nu_y = 0,453 \cdot 6042,14^{1/2} \cdot 0,72^{1/3} = 31,56$$

Dari bilangan Nusselt tersebut, digunakan persamaan di bawah untuk mendapatkan nilai koefisien konveksi lokal h_y

$$Nu_y = \frac{h_y y}{k_f}$$

$$h_y = \frac{Nu_y \cdot k_f}{y} = \frac{31,56 \cdot 0,082 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}{3 \text{ m}} = 0,86 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Dan perhitungan ini jika diterapkan pada ketinggian y yang lainnya akan menghasilkan tabel data hasil perhitungan h_y berikut.

Tabel 4.9. Hasil Perhitungan Nilai h_y pada Dinding Samping *Furnace*

y (m)	h_y (W/m ² K)
1	1,49
3	0,86
5	0,67
7	0,51

Selanjutnya adalah analisis konveksi alami yang terjadi pada dinding samping sebelah luar *furnace*. Pendekatan yang digunakan adalah *external free convection flow*. Persamaan yang berlaku pada pendekatan ini adalah

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{k_f} = C Ra_L^n$$

Di mana $C = 0,1$ dan $n = 1/3$ untuk aliran turbulen. Bilangan Rayleigh Ra_L dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan berikut,

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{v\alpha}$$

Dengan data $g = 9,8 \text{ m/s}^2$; $\beta = \frac{1}{T} = 0,0033 \text{ K}^{-1}$; dan $T_s = 330,381 \text{ K}$ yang didapatkan dari hasil analisis tahanan termal, serta mengacu pada data tabel udara sekitar serta geometri *furnace* :

Tabel 4.10. Data Udara di Sekitar *Furnace*

Udara		
T = 303 K		
tekanan	0	barg
kf	0,0263	W/mK
ν	0,00001589	m ² /s
Pr	0,707	
α	0,00003	m ² /s

Maka perhitungan di atas menjadi

$$Ra_L = \frac{9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,0033 \text{ K}^{-1} \cdot (330,381 - 303) \text{ K} \cdot (8,1 \text{ m})^3}{0,00001589 \text{ m}^2 \cdot 0,00003 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}$$

$$Ra_L = 9,872 \cdot 10^{11}$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{kf} = 0,1 Ra_L^{\frac{1}{3}} = 0,1 \cdot (9,872 \cdot 10^{11})^{\frac{1}{3}} = 99,571$$

$$h_o = \frac{\overline{Nu}_L \cdot kf}{L} = \frac{99,571 \cdot 0,0263 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}{8,1 \text{ m}} = 0,32 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

Sehingga, koefisien konveksi sisi luar dinding adalah sebesar 0,32 W/m²K. Koefisien konveksi sisi luar ini dimanfaatkan sebagai parameter *boundary condition* konveksi sisi luar dinding *furnace* pada simulasi.

4.3.4. Perbandingan Analisis Konveksi secara Teoretis terhadap Hasil Simulasi

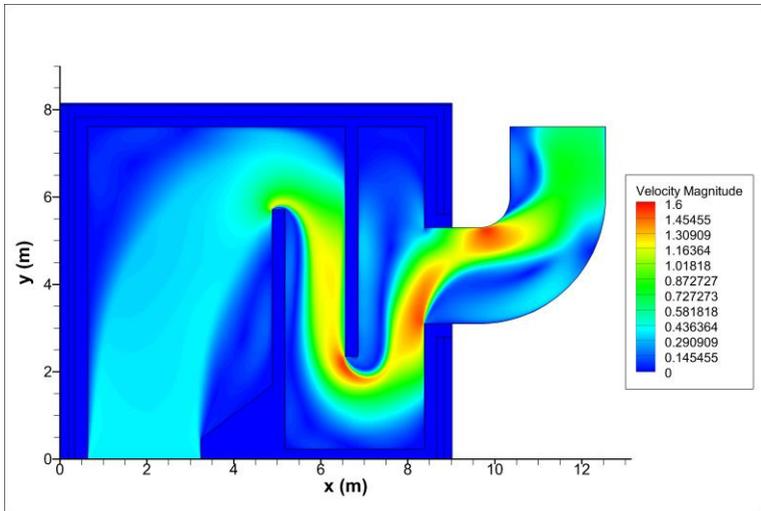
Berikut merupakan tabel koefisien konveksi hasil simulasi yang dibandingkan dengan koefisien konveksi hasil perhitungan

secara teoretis pada ketinggian yang sama, yaitu 1 m, 3 m, 5 m, dan 7 m. Selisih nilai antara keduanya merupakan *error* yang terdaftar di kolom terakhir pada tabel di bawah. Terdapat nilai *error* yang paling kecil pada ketinggian 3 m yaitu senilai 0,006 dan nilai *error* terbesar terjadi pada ketinggian 1 m yaitu sebesar 0,34. Hal ini dapat dikarenakan kompleksitas geometri yang terdiri dari *enlargement* pada sisi *entrance* serta belokan yang menyebabkan bentuk profil aliran tidak ideal. Sedangkan pada perhitungan teoretis digunakan pendekatan dengan profil aliran yang ideal, tidak berbelok. Profil aliran ini sangat penting dalam fenomena perpindahan panas konveksi. Profil aliran yang ideal akan menghasilkan fenomena perpindahan panas konveksi yang ideal. Hal ini dapat terlihat pada gambar kontur kecepatan dan kontur temperatur aliran dalam *furnace*.

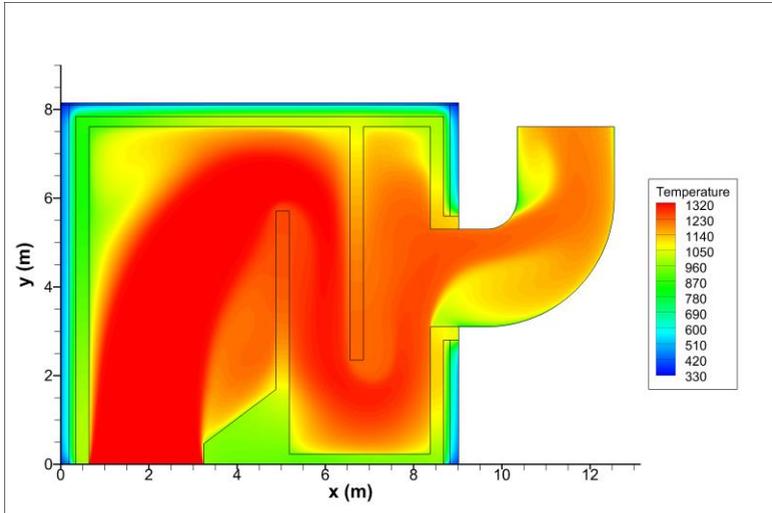
Tabel 4.11. Perbandingan Nilai h_y Teori dengan h_y Simulasi

Tinggi (m)	h_y teori (W/m ² K)	h_y simulasi (W/m ² K)	<i>Error</i>
1	1,49	1,15	0.34
3	0,86	0,8	0.06
5	0,67	0,56	0.11
7	0,51	0,59	0.08

Dapat dilihat bahwa pada aliran di bawah bahwa pada ketinggian 1 m, telah terjadi *enlargement* dan pembelokan aliran yang menyebabkan berubahnya profil aliran. Terjadinya perubahan profil aliran ini berarti terjadinya perubahan kecepatan yang mengakibatkan terjadinya perubahan bilangan Reynold, sehingga bilangan Nusselt ikut berubah dan besarnya koefisien konveksi juga berubah.



Gambar 4.11. Kontur Kecepatan Hasil Simulasi pada Furnace 21B301



Gambar 4.12. Kontur Temperatur Hasil Simulasi pada Furnace 21B301

4.3.5. Analisis *Heat Loss* secara Teoretis dan Perbandingannya terhadap Hasil Simulasi

Mengacu pada gambar tahanan termal (Gambar 4.1) dan persamaan tahanan termal pada sub subbab sebelumnya, maka persamaan *heat loss* yang melalui lapisan dinding *furnace* ini dapat dituliskan sebagai berikut,

$$Q_{loss} = \frac{(T_{\infty,i} - T_{\infty,o})}{R_{tot}A}$$

$$R_{tot}A = R_{conv.inside} + R_{firebrick} + R_{castable} + R_{redbrick} + R_{conv.outside}$$

Maka dengan mengacu kepada Tabel 3.3. data spesifikasi insulasi dinding samping, serta hasil analisis teoretis konduksi (Tabel 4.5) dan konveksi (Tabel 4.7 dan analisis konveksi alami pada dinding luar *furnace*) pada sub subbab sebelumnya, dari persamaan tahanan termal di atas dilakukan perhitungan pada ketinggian 3 m,

$$R_{tot}A = \frac{1}{0,7992 \frac{W}{m^2K}} + 7,8947 \times 10^{-3} \frac{m^2K}{W} + 0,6573 \frac{m^2K}{W} + 0,325 \frac{m^2K}{W} + \frac{1}{0,32 \frac{W}{mK}}$$

$$R_{tot}A = 2,5508 \frac{m^2K}{W}$$

$R_{tot}A$ ini dimasukkan ke dalam persamaan di bawah untuk menghitung besarnya *heat loss* :

$$Q_{loss} = \frac{(T_{\infty,i} - T_{\infty,o})}{R_{tot}A} = \frac{(1323 - 303)K}{2,5508 \frac{m^2K}{W}} = 399,875 \frac{W}{m^2}$$

Dan jika perhitungan ini dilakukan untuk ketinggian lainnya, hasilnya dapat dilihat pada tabel berikut. Hasil perhitungan *heat loss* ini juga dibandingkan dengan hasil perhitungan *heat loss* oleh simulasi. Selisih dari keduanya merupakan *error* yang juga tertulis pada kolom terakhir dari tabel berikut. Terlihat pada tabel di bawah, *error* terkecil terjadi pada ketinggian 3 m yaitu sebesar 25,11 W/m². Hal ini sesuai dengan *error* koefisien konveksi

terkecil terjadi pada ketinggian 3 m. Selanjutnya, *error* terbesar terjadi pada ketinggian 5 m yaitu sebesar 80,49 W/m² di mana pada sebelumnya *error* koefisien konveksi terbesar terjadi. Besarnya *error heat loss* yang terjadi sebanding terhadap besarnya *error* koefisien konveksi. Hal ini didukung teori perpindahan panas konveksi bahwa besarnya *heat loss* sebanding dengan besarnya koefisien konveksi.

Tabel 4.12. Hasil Perhitungan *Heat Loss*

y (m)	h_y teori (W/m ² K)	h_y simulasi (W/m ² K)	<i>Error</i> h_y	Q_{loss} teori (W/m ²)	Q_{loss} simulasi (W/m ²)	<i>Error</i> Q_{loss}
1	1,49	1,15	0.34	442,7	523,19	80,49
3	0,86	0,8	0.06	399,9	374,77	25,11
5	0,67	0,56	0.11	379,8	304,73	75,07
7	0,51	0,59	0.08	366,7	301,02	65,642

Untuk mengetahui *heat loss* dinding secara keseluruhan, dilakukan ekstrak data hasil simulasi yaitu melalui *facet average flux report* dari permukaan yang ingin ditinjau. Hasil ekstrak data dari permukaan dinding sebelah kiri ini adalah sebesar 446,1244 W/m².

4.4. Analisis *Heat Loss* Dinding Atas *Furnace*

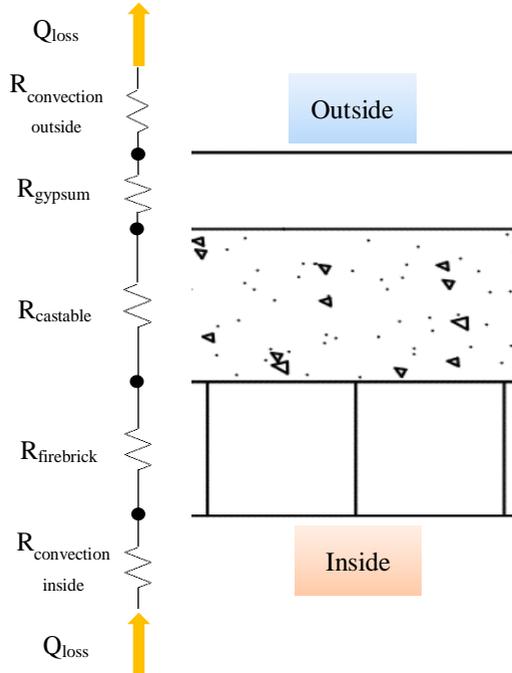
Berikut ini terdapat gambar potongan yang menunjukkan lapisan-lapisan dinding atas *furnace*. Susunan tahanan termal dinding ini dimulai dari sisi dalam hingga ke sisi luar *furnace* melewati (secara berurutan) tahanan termal konveksi *flue* gas, tahanan termal Fire Brick SK 36 ($R_{\text{firebrick}}$), tahanan termal Insulation Castable LIC 11 (R_{castable}), tahanan termal Gypsum (R_{gypsum}) dan tahanan termal konveksi udara sekitar. Aliran *heat loss* dimulai dari dinding sebelah dalam menuju keluar.

Mengacu pada persamaan *heat loss* dengan tahanan termal pada dinding komposit,

$$Q_{loss} = \frac{(T_{\infty,i} - T_{\infty,o})}{R_{tot}A}$$

Di mana $R_{tot}A$ merupakan tahanan termal total sepanjang lintasan *heat loss*. Maka $R_{tot}A$ juga dapat dituliskan sebagai

$$R_{tot}A = R_{conv.inside} + R_{firebrick} + R_{castable} + R_{gypsum} + R_{conv.outside}$$



Gambar 4.13. Tahanan Termal Konduksi dan Konveksi pada Dinding *Furnace* Bagian Atas

4.4.1. Analisis Konduksi secara Teoretis dan Perbandingannya terhadap Hasil Simulasi

Analisis konduksi secara teoretis dinding bagian atas ini dimulai dari perhitungan tahanan termal konduksi, yaitu yang didefinisikan dengan persamaan:

$$R_{cond.} = \frac{L}{k}$$

Di mana L merupakan ketebalan dinding dan k merupakan koefisien konduksi material dinding. Kedua data ini dapat diperoleh dari Tabel Spesifikasi Dinding Atas yang dapat disimak pada berikut.

Tabel 4.13. Spesifikasi Dinding Atas

Fire Brick SK 36	
k (W/mK)	1,71
L (mm)	230
Insulation Castable LIC 11	
k (W/mK)	0,2206
L (mm)	259
Gypsum	
k (W/mK)	0,25
L (mm)	50

Cara menghitung tahanan termal konduksi telah dibahas pada sub subbab 4.3.1., sehingga jika seluruh tahanan termal konduksi dinding atas ini dihitung akan menghasilkan nilai-nilai yang terdapat pada tabel di bawah.

Tabel 4.14. Tahanan Termal Dinding Atas *Furnace*

Tahanan Termal	Nilai	Unit
R _{firebrick}	0,13	m ² K/W
R _{castable}	1,17	m ² K/W
R _{gypsum}	0,2	m ² K/W

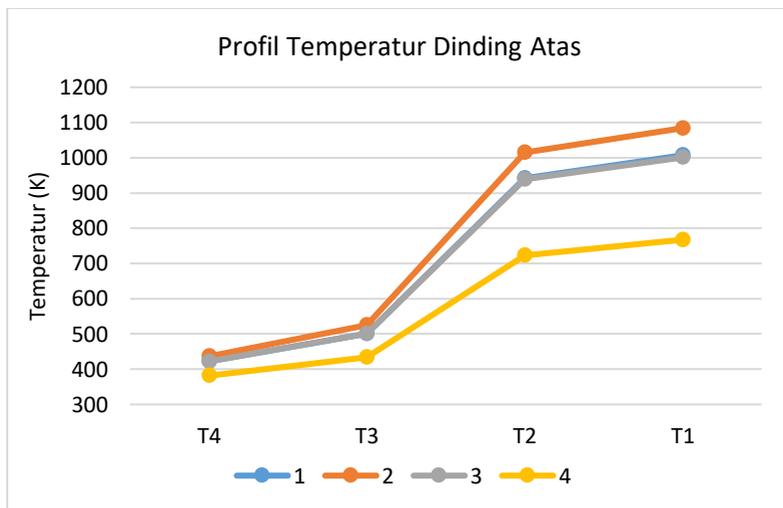
4.4.2. Perbandingan Analisis Konduksi Teoretis terhadap Hasil Simulasi

Jika simulasi dijalankan dan pada dinding atas di $x = 2,04$ m, 3,44 m, 5,8 m, dan 7,65 m temperatur hasil simulasinya diplotkan ke dalam bentuk grafik, maka akan menghasilkan grafik sebagai berikut. Pada gambar di bawah terlihat bahwa lapisan dinding pertama (*firebrick*), yaitu garis dari T1 menuju T2 memiliki gradien yang paling landai dibandingkan lapisan dinding lainnya. Hal ini sesuai dengan teori bahwa semakin kecil gradien

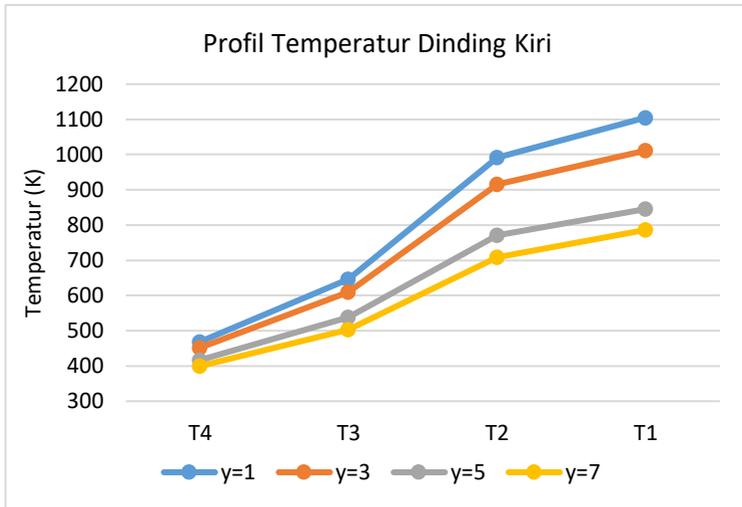
maka semakin kecil perbedaannya, sehingga semakin baik material tersebut dalam mengonduksikan panas. Karena memiliki konduktivitas termal yang paling besar, maka hambatan termal konduksinya merupakan yang terkecil. Hambatan termal konduksi yang terkecil dimiliki oleh *firebrick*. Sedangkan gradien terbesar terjadi pada lapisan dinding kedua (*insulation castable*), yaitu garis dari T2 menuju T3. Hal ini disebabkan oleh hambatan termal yang dimiliki oleh *insulation castable* merupakan yang terbesar. Sehingga dapat disimpulkan bahwa penelitian konduksi dinding atas secara simulasi ini telah sesuai dengan teori yang berlaku.

Tabel 4.15. Data Temperatur Dinding Atas

x (m)	T1 (K)	T2 (K)	T3 (K)	T4 (K)
x=2,04	946,603	943,919	496,822	420,708
x=3,44	1010,78	1007,59	516,019	432,365
x=5,8	1027,72	1025,68	521,781	435,872
x=7,65	1003,96	1002,04	514,817	431,645



Gambar 4.14. Profil Temperatur Dinding Atas pada x = 2,04 m, 3,44 m, 5,8 m, dan 7,65 m.



Gambar 4.15. Profil Temperatur Dinding Kiri pada Ketinggian $y = 1$ m, 3 m, 5 m, dan 7 m.

Jika dibandingkan dengan profil temperatur dinding sebelah kiri, gradien garis pada lapisan *firebrick* dan *insulation castable* terdapat perbedaan. Hal ini dikarenakan terdapat perbedaan ketebalan lapisan, di mana pada koefisien konduksi yang sama, besarnya tahanan termal konduksi berbanding lurus terhadap besarnya ketebalan. Sehingga semakin tebal lapisan, semakin besar tahanan termal konduksinya, dan berlaku pula sebaliknya.

4.4.3. Analisis Heat Loss Hasil Simulasi

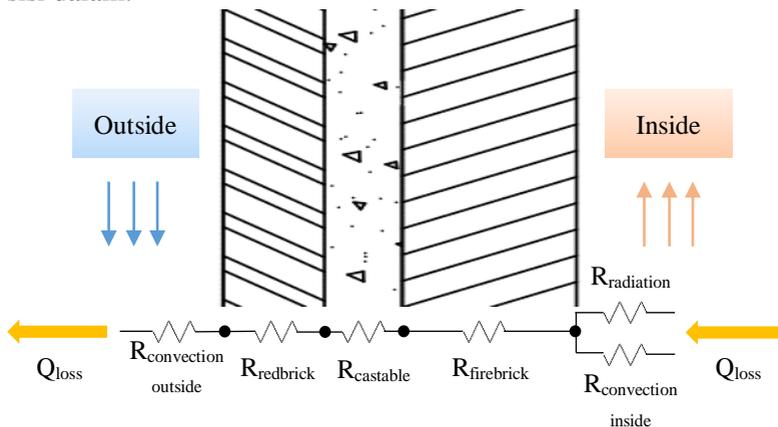
Untuk mengetahui *heat loss* dinding atas secara keseluruhan, dilakukan ekstrak data hasil simulasi yaitu melalui *facet average flux report* dari permukaan yang ingin ditinjau. Hasil ekstrak data dari permukaan dinding sebelah atas ini adalah sebesar 379.5122 W/m^2 . Keseluruhan data *heat loss* dari dinding-dinding *furnace* dijabarkan di dalam tabel di bawah.

Tabel 4.16. Data *Heat Loss* pada Dinding *Furnace*

Dinding	Heat Loss	Unit
Samping	446,1244	W/m ²
Atas	379,5122	W/m ²

4.5. Pengaruh Tahanan Termal Radiasi terhadap Analisis Dinding *Furnace*

Berikut pada Gambar 4.16 terdapat gambar potongan lapisan dinding *furnace* dengan tahanan termal radiasi yang terdapat pada sisi dalam dinding. Tahanan termal radiasi ini berlaku pada seluruh sisi kiri-kanan, depan-belakang, dan atas dinding *furnace*, yaitu tahanan termal radiasi ini paralel dengan tahanan termal konveksi sisi dalam.



Gambar 4.16. Tahanan Termal Radiasi pada Lapisan Dinding *Furnace*.

Untuk banyak penerapan, persamaan untuk net perpindahan panas radiasi adalah

$$q_{rad} = h_r A (T_s - T_{sur})$$

Sehingga tahanan termal radiasi adalah

$$R_{radiation} = \frac{1}{h_r}$$

di mana koefisien perpindahan panas radiasi h_r merupakan

$$h_r = \varepsilon \sigma (T_s + T_{sur})(T_s^2 + T_{sur}^2)$$

Dengan ε merupakan emisivitas udara, dalam hal ini digunakan emisivitas CO₂ pada kondisi operasi yaitu ketika T = 1300K dan P = 10 mmH₂O. Nilai ε dicari dengan menggunakan Hottel Chart (terlampir), didapatkan $\varepsilon = 0,045$. Sedangkan σ merupakan konstanta Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$). Selanjutnya T_s dan T_{sur} secara berurutan adalah temperatur permukaan *firebrick* (merujuk kepada perhitungan analisis konveksi, pada ketinggian 3 m, T_s = 822,656 K) dan temperatur *flue gas*. Sehingga nilai h_r jika dihitung dengan persamaan di atas akan menghasilkan

$$h_r = 0,045 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} (822,656 + 1323)(822,656^2 + 1323^2)$$

$$h_r = 13,287 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Sebagai contoh, jika dimasukkan ke dalam perhitungan tahanan termal pada dinding *furnace* sebelah kiri,

$$Q_{loss} = \frac{(T_{\infty,i} - T_{\infty,o})}{R_{tot}A}$$

$$R_{tot}A = R_{conv.inside+radiation} + R_{firebrick} + R_{castable} + R_{redbrick} + R_{conv.outside}$$

Karena $R_{conv.inside}$ diparalel dengan $R_{radiation}$, maka berlaku hukum tahanan termal paralel yaitu

$$\frac{1}{R_{conv.inside+radiation}} = \frac{1}{R_{conv.inside}} + \frac{1}{R_{radiation}}$$

$$\frac{1}{R_{conv.inside+radiation}} = \frac{h_i}{1} + \frac{h_r}{1} = h_i + h_r$$

$$R_{conv.inside+radiation} = \frac{1}{h_i + h_r}$$

Sehingga angka pembagi menjadi lebih besar, yang berarti tahanan termal semakin kecil. Hal ini dapat dibuktikan dengan perhitungan:

$$R_{conv.inside+radiation} = \frac{1}{0,7992 + 13,287} = 0,07 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Sehingga total tahanan termal yang baru adalah

$$R_{tot}A = 0,07 + 7,8947 \times 10^{-3} + 0,6573 + 0,325 + \frac{1}{3,233}$$

$$R_{tot}A = 1,3695 \text{ m}^2\text{K/W}$$

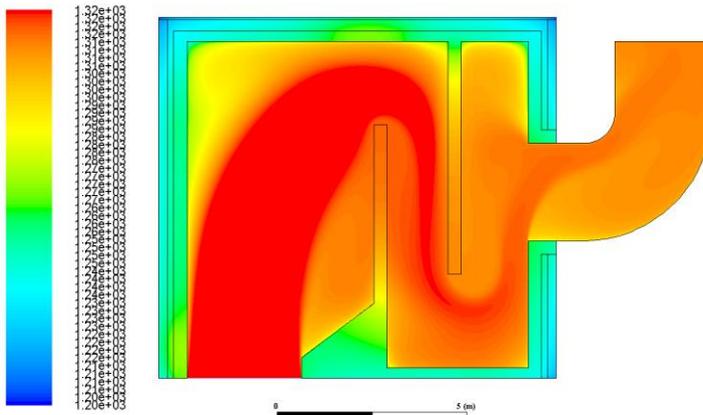
Jika dibandingkan dengan analisis tanpa radiasi, terjadi penurunan tahanan termal sebanyak 46,31% yaitu dari 2,5508 m²K/W menjadi 1,3695 m²K/W. Melalui hubungan

$$Q_{loss} = \frac{(T_{\infty,i} - T_{\infty,o})}{R_{tot}A}$$

Maka, besarnya tahanan termal berbanding terbalik terhadap besarnya *heat loss*. Sehingga dapat disimpulkan terjadi kenaikan *heat loss* sebesar 46,31% dari yang semula sebesar 399,875 W/m² menjadi 585,057 W/m².

4.6. Pengaruh Faktor Radiasi pada Kontur Temperatur Simulasi *Furnace*

Berdasarkan analisis secara teoretis, terdapatnya tahanan termal radiasi menyebabkan terjadinya peningkatan besarnya *heat loss* yang melalui dinding. Mengacu pada dasar teori *heat loss*, jika besarnya *heat loss* meningkat maka temperatur permukaan dinding *furnace* juga akan meningkat. Maka dari itu penulis ingin mencoba mencocokkan data kontur temperatur simulasi terhadap analisis secara teoretis pada subbab sebelumnya. Berikut merupakan gambar kontur temperatur dari *furnace* dengan faktor radiasi yang dinyalakan.



Gambar 4.17. Kontur Temperatur Simulasi *Furnace* dengan Faktor Radiasi

Terlihat pada gambar kontur temperatur di atas bahwa kontur temperatur *flue gas* yang lebih dingin karena menampilkan luasan yang berwarna merah lebih sedikit ketimbang kontur temperatur tanpa faktor radiasi. Selain itu, dinding *furnace* hasil simulasi dengan radiasi menghasilkan nilai yang lebih tinggi jika dibandingkan terhadap kontur temperatur simulasi *furnace* tanpa radiasi. Hal ini telah sesuai teori di mana dengan tahanan termal radiasi yang diparalel dengan tahanan termal konveksi menghasilkan tahanan termal total yang lebih kecil, sehingga memungkinkan terjadinya *heat loss* yang lebih besar dan menyebabkan dinding *furnace* menjadi lebih panas daripada tanpa adanya radiasi.

BAB 5

KESIMPULAN

5.1. Kesimpulan

Setelah dilakukan simulasi dan analisis Furnace 21B301 pada industri pupuk di Indonesia dengan data desain, geometri *furnace*, dan variasi kecepatan inlet maka didapatkan beberapa kesimpulan berikut:

1. Gradien temperatur terkecil dimiliki oleh *firebrick* yang memiliki tahanan termal $0,18 \text{ m}^2\text{K/W}$ pada dinding samping dan $0,13 \text{ m}^2\text{K/W}$ pada dinding atas. Sedangkan gradien temperatur terbesar dimiliki oleh *insulation castable* yang memiliki tahanan termal terbesar ($0,657 \text{ m}^2\text{K/W}$ pada dinding samping dan $1,17 \text{ m}^2\text{K/W}$ pada dinding atas)
2. Pada perbandingan koefisien konveksi dinding samping, terdapat nilai *error* yang paling kecil pada ketinggian 3 m yaitu senilai 0,006 dan nilai *error* terbesar terjadi pada ketinggian 1 m yaitu sebesar 0,34.
3. Pada analisis pengaruh variasi kecepatan inlet terhadap besarnya *heat loss*, didapatkan bahwa *heat loss* terbesar terjadi pada kecepatan inlet 100% yaitu sebesar $446,1244 \text{ W/m}^2$, lalu menurun pada kecepatan inlet 75% yaitu sebesar $409,99 \text{ W/m}^2$, dan *heat loss* terkecil terjadi pada kecepatan inlet 50% yaitu sebesar $353,92 \text{ W/m}^2$.
4. Adanya tahanan termal radiasi menyebabkan terjadinya kenaikan *heat loss* sebesar 46,31% dari yang semula sebesar $399,875 \text{ W/m}^2$ menjadi $585,057 \text{ W/m}^2$.

5.2. Saran

1. Perlu diadakan penelitian dengan menggunakan geometri 3D *furnace*.
2. Perlu diadakan penelitian lebih lanjut mengenai *heat loss* yang diakibatkan radiasi yang dipancarkan oleh *flue gas*.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

- Bergman, T. L. dkk. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Hoboken: John Wiley & Sons.
- Gaurav, G. K. dan Shabina Khanam (2016). **Analysis of Temperature Profile and % Metallization in Rotary Kiln of Sponge Iron Process through CFD**. *Journal of The Taiwan Institute of Chemical Engineers*.
- Park, M. (2001). *The Fertilizer Industry*. Cambridge: Woodhead Publishing Ltd.
- Perry, R. H. (1997). *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. Kansas: McGraw-Hill.
- Wilcox, D. C. (1994). *Turbulence Modeling for CFD*. La Canada: DCW Industries.
- Zhang, X. dkk. (2017). **A CFD-based Simulation of Fluid Flow and Heat Transfer in The Intermediate Heat Exchanger of Sodium-Cooled Fast Reactor**. *Annals of Nuclear Energy*.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS



Penulis Suluh Panjiaryaguna dilahirkan di Surabaya, 29 Agustus 1996, merupakan anak bungsu dari tiga bersaudara dari pasangan Marhadi Boediono dan Julia Muharni. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di SDN Kertajaya Surabaya, SMP Negeri 1 Surabaya, dan SMA Negeri 5 Surabaya.

Selama kuliah, penulis aktif ikut serta dalam kegiatan - kegiatan kemahasiswaan yang dilakukan di jurusan Teknik Mesin, Institut, maupun eksternal. Saat mengikuti kegiatan kemahasiswaan penulis mendapatkan amanah untuk menjadi *Project Manager of Incoming Exchange Dept. AIESEC Surabaya*. Selain itu penulis juga pernah mendapatkan amanah untuk menjadi Koordinator Publikasi dan Dokumentasi Mechanical City 2017. Penulis juga berkesempatan menjadi asisten Laboratorium Rekayasa Thermal Teknik Mesin ITS.

Jika membutuhkan informasi, pertanyaan maupun saran yang ingin disampaikan kepada penulis dapat melalui email suluhpanji@gmail.com atau nomor *handphone* 082230016670.

Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN

