



UNIVERSITAS INDONESIA

**SIMULASI *CFD* DALAM DESAIN REBOILER SISTEM
PEMURNIAN BIOETANOL**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

M. Muammar Faruq

NPM : 0606073341

FAKULTAS TEKNIK

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

KEKHUSUSAN KONVERSI ENERGI

DEPOK

DESEMBER 2010

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

**Skripsi ini adalah hasil karya saya sendiri,
dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk
telah saya nyatakan dengan benar.**

Nama : M.Muammar Faruq

NPM : 0606077341

Tanda Tangan :

Tanggal : 6 Januari 2011

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :

Nama : M.Muammar Faruq
NPM : 0606073341
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Skripsi : Simulasi CFD Dalam Desain Reboiler Sistem
Pemurnian Bioetanol

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik, Universitas Indonesia.

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Dr. Ir. Ahmad Indra Siswantara ()
Penguji : Dr. Ir. Warjito M.Eng ()
Penguji : Dr. Ir. Engkos A. Kosasih, MT ()
Penguji : Ir. Agung Subagio Dipl- Ing ()

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 6 Januari 2011

KATA PENGANTAR

Alhamdulillahirabbil 'alamin

Segala puji bagi Allah SWT yang atas kehendak-Nya, penulis dapat menyelesaikan skripsi yang berjudul “Simulasi CFD Dalam Desain Reboiler Sistem Pemurnian Bioetanol ” ini sesuai dengan waktu yang diperkirakan sebelumnya. Semoga Skripsi ini dapat membantu pihak-pihak terkait dalam rangka memenuhi kebutuhan energi dalam negeri sehingga swasembada energi bukan menjadi isapan jempol belaka.

Tidak lupa kami ucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya, baik kepada rekan – rekan mahasiswa serta para dosen yang telah membantu penulis sehingga penulis berhasil menyelesaikan skripsi ini. Tidak lupa penulis menghaturkan terima kasih kepada :

1. Bapak Dr. Ir. Ahmad Indra Siswantara selaku pembimbing penulis
2. Rekan-rekan mahasiswa teknik mesin angkatan 2006
3. Serta pihak-pihak lain yang berperan dalam terselesaikannya proposal ini.

Besar harapan penulis bahwa proposal ini dapat memberikan informasi dan manfaat serta pengetahuan yang berguna bagi pihak-pihak yang memerlukannya .

Jakarta, 17 Oktober 2010

HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI SKRIPSI UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

Sebagai sivitas akademik Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : M.Muammar Faruq
NPM : 0606073341
Program Studi : Teknik Mesin
Departemen : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik
Jenis karya : Skripsi

Demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksklusif (Non-exclusive Royalty-Free Right)** atas karya ilmiah saya yang berjudul :

Simulasi Pemanfaatan Gas Buang Pada *Gas Turbine System* Dalam Rangka Peningkatan *Overall Efficiency* Pada Sistem PLTG Menggunakan *HRSNG* Dengan Menggunakan *CFD*

beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Non eksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalih media/ formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan memublikasikan tesis saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/ pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok
Pada tanggal : 6 Januari 2011

Yang menyatakan

(M.Muammar Faruq)

Abstrak

Nama : M.Muammar Faruq

Program Studi : Teknik Mesin

Judul : Simulasi CFD Dalam Desain Reboiler Sistem Pemurnian Bioetanol

Heat Recovery Steam Generator atau yang disebut *HRSG* merupakan salah satu penemuan di bidang pembangkit yang berfungsi untuk memanfaatkan entalpi yang terkandung dalam gas sisa buangan *gas turbine*. Sistem *HRSG* yang dibangun haruslah memiliki *Effectiveness* yang tinggi tanpa menambah biaya yang besar, dengan kata lain, harus meningkatkan *Overall Heat Transfer* Sistem *HRSG* tersebut. Berdasarkan studi literatur, ternyata material yang digunakan pada umumnya memiliki konduktivitas termal yang tidak besar seperti CS (*Carbon Steel*) maupun SS (*Stainless Steel*). Tembaga memiliki konduktivitas termal yang tinggi sehingga sangat cocok untuk aplikasi perpindahan panas. Dari analisis menggunakan *CFD* (*Computational Fluid Dynamic*), tembaga terbukti efektif dalam memindahkan kalor sehingga dapat memangkas biaya material. Di samping itu, bentuk pipa spiral, meningkatkan bilangan Reynold pada gas buang sehingga menambah laju perpindahan panas

Kata kunci:

HRSG, Perpindahan Panas

Abstract

Name : M.Muammar Faruq

Major : Mechanical Engineering

Title : CFD Simulation in Boiler Design of Bioetanol Distillation System

Heat Recovery Steam Generator or HRSG that is called is one of the discoveries in the field of power which function to use the enthalpy contained in the gas turbine waste gas. HRSG system that is built must have a high Effectiveness without adding a huge cost, in other words, should increase the Overall Heat Transfer System for the HRSG. Based on literature study, was the material used in generally have thermal conductivity is not large, such as CS (Carbon Steel) and SS (Stainless Steel). Copper has high thermal conductivity so it is suitable for heat transfer applications. From the analysis using CFD (Computational Fluid Dynamics), copper proved to be effective in removing heat so as to cut material costs. In addition, the shape of a spiral pipe, increasing the number Reynold in the flue gas thereby increasing the heat transfer rate

Keyword :

HRSG, Heat Transfer

DAFTAR ISI

PERNYATAAN KEASLIAN SKRIPSI.....	ii
LEMBAR PENGESAHAN.....	ii
KATA PENGANTAR.....	iv
ABSTRAK.....	vi
DAFTAR ISI.....	viii
BAB 1	1
PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	4
1.3 Tujuan Penelitian.....	5
1.4 Metode Penelitian.....	6
BAB 2	7
DASAR TEORI.....	7
2.1 Teori Dan Dasar Perancangan <i>Heat Exchanger</i>	7
2.2 Teori Sekilas Tentang <i>CFD</i>	13
2.2.1. Sekilas Tentang <i>CFD</i>	13
2.2.2. Karakteristik <i>Grid</i>	15
BAB 3	17
PERHITUNGAN.....	17
3.1 Perhitungan Manual.....	17
3.2 Data Simulasi.....	21
BAB 4 ANALISA DAN PEMBAHASAN	22
4.1 Analisa Tiap Model	22
4.1.1 Pembahasan Model 1.....	23
4.1.2 Pembahasan Model 2.....	27
4.1.3 Pembahasan Model 3.....	31
4.1.4 Pembahasan Model 4.....	35
4.1.5 Pembahasan Model 5.....	39
4.2. Analisa Perbandingan Antar <i>Heat Exchanger</i>	45

4.2.1 Analisa <i>Overall Heat Transfer</i>	49
4.3. <i>Mesh Dependency Study</i>	51
BAB 5 KESIMPULAN	53
BAB 6 DAFTAR PUSTAKA	54
BAB 7 LAMPIRAN	55



DAFTAR GAMBAR

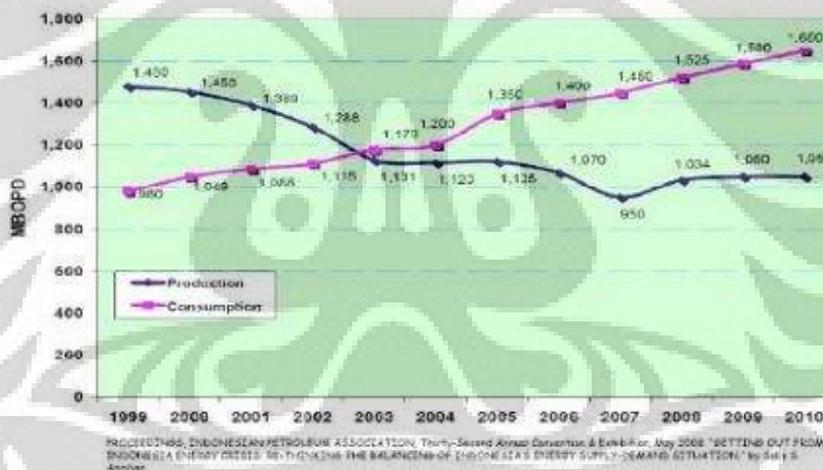
Gambar 1.1 Diagram Kebutuhan dan Produksi Energi di Indonesia.....	1
Gambar 1.2 Diagram Jenis Sumber Energi Nasional.....	2
Gambar 1.3 Gambar tipe <i>Bayonet HRSG</i> dan <i>Vertical Watertube HRSG</i>	4
Gambar 2.1 Gambar fenomena perpindahan panas pada <i>tube</i>	9
Gambar 2.2 Gambar tabel bilangan Strouhal terhadap Reynold.....	12
Gambar 3.1 Model <i>shell & tube</i> konfigurasi 1.....	13
Gambar 3.2 <i>Flow trajectory</i> kecepatan pada <i>shell & tube</i> konfigurasi 1.....	24
Gambar 3.3 <i>Flow trajectory</i> temperatur pada <i>shell & tube</i> konfigurasi 1.....	25
Gambar 3.4 <i>Flow trajectory</i> tekanan pada <i>shell & tube</i> konfigurasi 1.....	26
Gambar 3.5 Model <i>shell & tube</i> konfigurasi 2.....	27
Gambar 3.6 <i>Flow trajectory</i> kecepatan pada <i>shell & tube</i> konfigurasi 2.....	28
Gambar 3.7 <i>Flow trajectory</i> temperatur pada <i>shell & tube</i> konfigurasi 2.....	29
Gambar 3.8 <i>Flow trajectory</i> tekanan pada <i>shell & tube</i> konfigurasi 2.....	30
Gambar 3.9 Model <i>shell & tube</i> konfigurasi 3.....	31
Gambar 3.10 <i>Flow trajectory</i> kecepatan pada <i>shell & tube</i> konfigurasi 3.....	32
Gambar 3.11 <i>Cut plot</i> kecepatan pada <i>shell & tube</i> konfigurasi 3.....	33
Gambar 3.12 <i>Flow trajectory</i> temperatur pada <i>shell & tube</i> konfigurasi 3.....	34
Gambar 3.13 Model <i>shell & tube</i> konfigurasi 4.....	35
Gambar 3.14 <i>Flow trajectory</i> kecepatan pada <i>shell & tube</i> konfigurasi 4.....	36
Gambar 3.15 <i>Cut plot</i> kecepatan pada <i>shell & tube</i> konfigurasi 4.....	37
Gambar 3.16 <i>Flow trajectory</i> temperatur pada <i>shell & tube</i> konfigurasi 4.....	38
Gambar 3.17 Model <i>shell & tube</i> konfigurasi 4.....	39
Gambar 3.18 <i>Flow trajectory & cutplot</i> kecepatan pada <i>shell&tube</i> konfigurasi 4..	40
Gambar 3.19 <i>Flow trajectory&cutplot</i> tekanan pada <i>shell & tube</i> konfigurasi 4....	41
Gambar 3.20 <i>Flow trajectory&cutplot</i> temperatur pada <i>shell & tube</i> konfigurasi 4..	42
Gambar 3.21 Diagram temperatur terhadap panjang <i>tube</i> pada konfigurasi 5.....	43
Gambar 3.22 Diagram perubahan temperatur terhadap iterasi konfigurasi 5	44
Gambar 3.23 Gambar konfigurasi <i>Mesh</i> level 3 pada konfigurasi 5.....	50
Gambar 3.24 Gambar hasil simulasi analisa tegangan pipa tembaga konfigurasi 5..	52

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Masalah

Setelah pulih dari krisis moneter pada tahun 1998, Indonesia mengalami penambahan permintaan dalam konsumsi energi. Dari tahun 2000 hingga tahun 2004 konsumsi energi primer Indonesia meningkat sebesar 5.2 % per tahunnya. Peningkatan ini sangat signifikan apabila dibandingkan dengan peningkatan kebutuhan energi pada tahun 1995 hingga tahun 2000, yakni sebesar 2.9 % pertahun. Dengan keadaan yang seperti ini, diperkirakan kebutuhan listrik Indonesia akan terus bertambah sebesar 4.6 % setiap tahunnya, hingga diperkirakan mencapai tiga kali lipat pada tahun 2030. Hal itu dapat di lihat pada diagram di bawah ini:



Gambar 1. Kebutuhan dan Produksi Energi di Indonesia

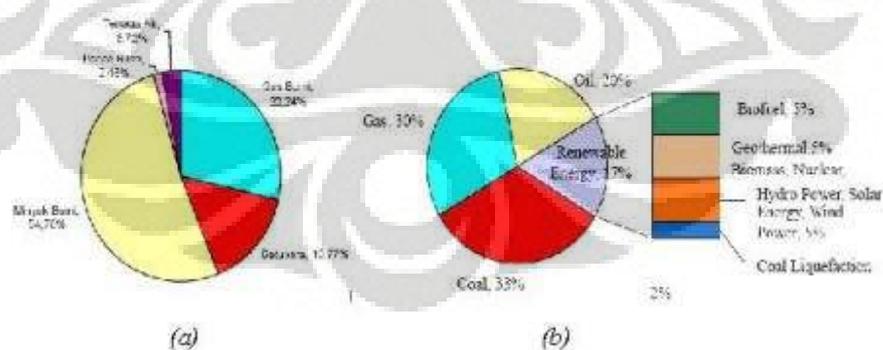
Gambar 1.1 Diagram kebutuhan dan produksi energi di Indonesia

Hal ini menyebabkan pemerintah berfikir keras untuk menjaga pasokan energi nasional. Salah satu langkah awal yang pemerintah lakukan adalah dengan membuat *blueprint* Pengelolaan Energi Nasional 2006 – 2025 (*Keputusan Presiden RI nomer 5 tahun 2006*). Secara garis besar, dalam *blueprint* tersebut ada dua macam solusi yang dilakukan secara bertahap hingga tahun 2025, yaitu peningkatan efisiensi penggunaan

energi (penghematan) dan pemanfaatan sumber energi baru (diversifikasi energi). Penelitian ini mencakup keduanya, sehingga hal ini sesuai dengan *blueprint* Pengelolaan Energi Nasional 2006 – 2025.

Diversifikasi energi (bauran sumber energi) merupakan suatu konsep / strategi yang dapat dipergunakan sebagai alat untuk mencapai pembangunan energi dan ekonomi yang berkelanjutan. Kebijakan bauran energi (*energy mix*) menekankan bahwa Indonesia tidak boleh hanya bergantung pada sumber energi berbasis fosil seperti minyak bumi ataupun gas alam, namun harus juga mengembangkan penggunaan energi terbarukan. Kebijakan bauran energi di Indonesia perlu dikembangkan dengan memperjelas strategi, sasaran penggunaan, jumlah pemanfaatan dan pengelolaan energi nasional, dengan mempertimbangkan potensi energi, permintaan energi, infrastruktur energi serta faktor lainnya seperti harga energi, teknologi, pajak, investasi dan sebagainya. (1)

Pada tahun 2005, sumber utama pasokan energi Indonesia adalah **minyak bumi** (54.78 %), disusul **gas bumi** (22,24 %), **batubara** (16.77 %), **Air** (3.72 %) dan **geothermal** (2.46 %). Sasaran pemerintah pada tahun 2025, diharapkan terwujudnya bauran energi yang lebih optimal, yaitu : **minyak bumi** (< 20 %), **gas bumi** (> 30 %), **batubara** (> 33 %), **biofuel** (> 5 %), **panas bumi** (> 5 %), **Energi terbarukan lainnya** (> 5 %) dan **batubara yang dicairkan** (> 2 %)



Gambar 2. (a) Bauran energi nasional tahun 2005 (b) target bauran energi nasional pada tahun 2025 berdasarkan blueprint

Gambar 1.2 diagram jenis sumber energi nasional

Selain Diversifikasi energi. Efisiensi Energi juga penting. Pengertian efisiensi

menurut SP.Hasibuan (1984;233-4) yang mengutip pernyataan H. Emerson adalah: “Efisiensi adalah perbandingan yang terbaik antara input (masukan) dan output (hasil antara keuntungan dengan sumber-sumber yang dipergunakan), seperti halnya juga hasil optimal yang dicapai dengan penggunaan sumber yang terbatas. Dengan kata lain hubungan antara apa yang telah diselesaikan.” (2)

Dengan melihat kedua faktor tersebut. Diharapkan ketahanan energi nasional tetap terjaga. *HRSG* merupakan salah satu alat yang berfungsi untuk meningkatkan *Overall Efficiency* pada sistem gas turbine. Hal itu terjadi karena *HRSG* mampu memanfaatkan gas buang dari gas turbine untuk kemudian dimanfaatkan untuk memanaskan fluida yang dingin yang melewati *HRSG*. Saat ini, *HRSG* yang umum digunakan menggunakan material *Carbon Steel* maupun *Stainless Steel* dengan konfigurasi pipa yang lurus sehingga rentan terhadap tegangan akibat panas.

Dalam sistem perpipaan yang berfungsi sebagai pipa distribusi dikenal *looping*, yaitu mengubah sistem perpipaan tersebut dengan menambah siku (*bend*) untuk meningkatkan elastisitas sistem perpipaan tersebut. (7) Namun penulis belum pernah melihat penggunaan hal tersebut pada sistem pipa yang berada di dalam alat penukar kalor seperti *HRSG*. Sehingga penulis memiliki ide untuk mengaplikasikan hal tersebut pada pipa didalam *HRSG*, konfigurasi spiral ini diyakini mampu memberikan ruang ekspansi termal bagi pipa tembaga untuk memuai.

Disamping itu juga diperlukan sebuah modifikasi konfigurasi sistem *HRSG* agar kecepatan dari gas buang yang berasal dari *Gas Turbine* berkurang sehingga *Drag Force* yang ditimbulkan oleh gas buang tersebut menjadi lebih berkurang.

Alat yang bernama *HRSG NG* ini juga bertujuan meningkatkan fraksi massa dari etanol sehingga produsen dapat menghasilkan etanol dengan fraksi massa yang lebih besar. Berbeda pada umumnya, dimana *HRSG* bertujuan untuk menghasilkan *steam* (kukus) untuk digunakan membangkitkan listrik tenaga uap, penulis menggunakan *HRSG NG* untuk peningkatan fraksi massa etanol dalam rangka merealisasikan percepatan diversifikasi energi sehingga sesuai dengan *blueprint* Pengelolaan Energi Nasional 2006 – 2025

1.2 Perumusan Masalah

Heat Recovery Steam Generator atau yang disebut *HRSG* merupakan Alat Penukar Kalor yang berfungsi untuk memanfaatkan entalpi yang terkandung dalam gas sisa buangan *gas turbine*. menurut API 534, *HRSG* adalah “A system in which steam is generated and maybe superheated or waterheated by the transfer of heat from gaseous products of combustion or other hot process fluids” (4) Dengan di pasangny alat ini, *Overall Efficiency System* menjadi lebih meningkat hal ini dikarenakan entalpi yang terkandung dalam gas buang dapat dimanfaatkan kembali.

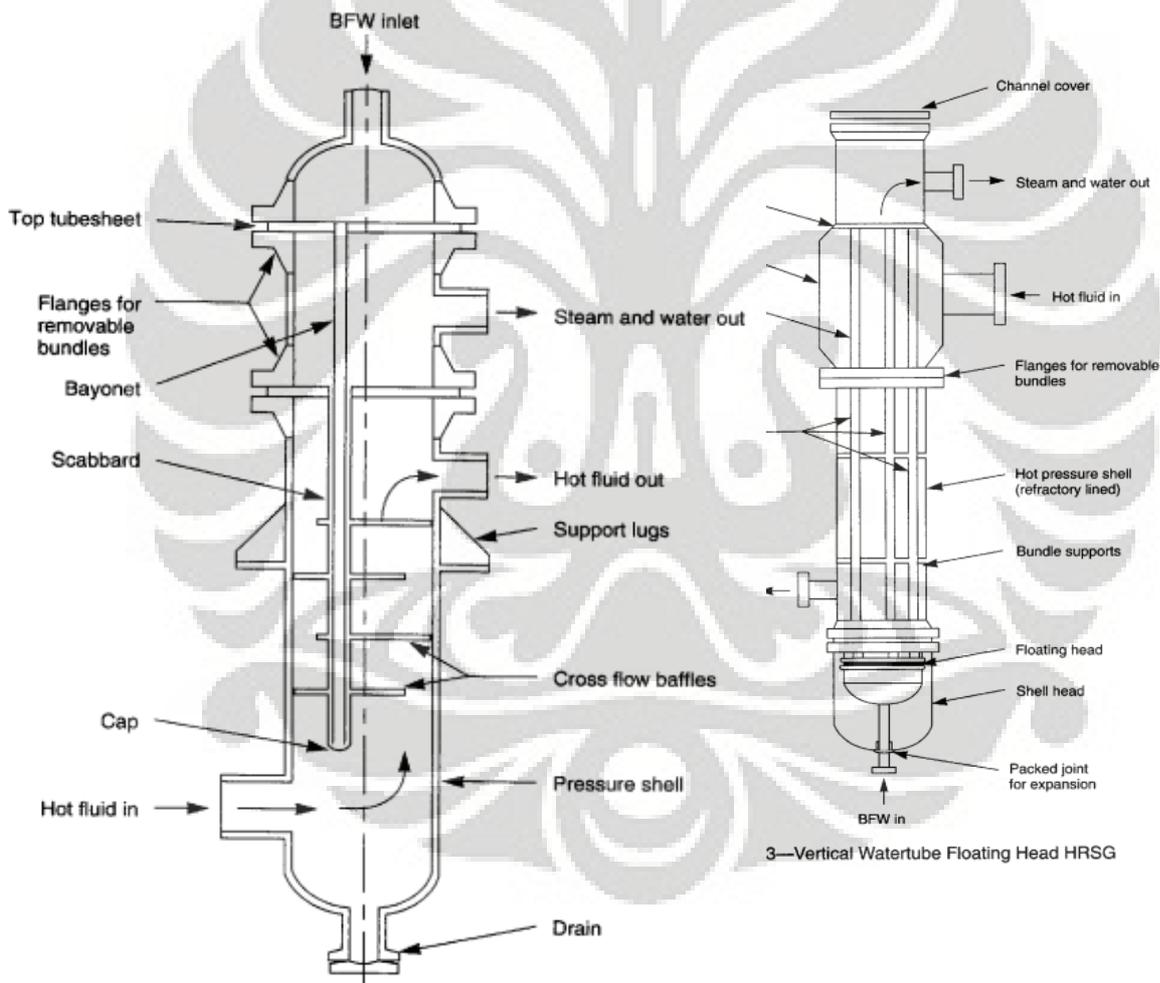


Figure 14—Bayonet Exchanger HRSG

Gambar 1.3 Gambar tipe *bayonet HRSG* dan *vertical watertube HRSG*

Dalam Pembuatan Alat Penukar Kalor seperti *HRS*G perlu mempertimbangkan beberapa hal ini, yaitu koefisien perpindahan termal keseluruhan (*Overall Heat Transfer*), ketahanan sistem terhadap berbagai macam tegangan yang bekerja pada sistem tersebut. Sebagaimana yang diketahui bahwa konduktivitas termal pada material seperti *Carbon Steel*, maupun *Stainless Steel* tidak cukup tinggi bila dibandingkan tembaga. Contohnya untuk perbandingan pada suhu 300 K, Tembaga memiliki konduktivitas termal sebesar 401 W/(m), sedangkan *Stainless Steel* hanya 15.1 W/(m).

Selain itu, sistem perpipaan yang berada didalam *HRS*G berbentuk lurus sehingga sangat rentan terhadap beban panas , dan gaya akibat fluida gas buang yang melewatinya serta getaran yang ditimbulkan dan sering disebut *vortex induced vibration*. Oleh sebab itu, diperlukan sebuah konfigurasi pipa dan komponen pendukungnya yang tidak hanya mampu melakukan transfer panas yang lebih baik, namun juga kuat terhadap berbagai macam beban yang bekerja. Pemilihan bentuk spiral pada pipa , serta penambahan *orifice* pada bagian bawah *HRS*G diharapkan mampu memecahkan permasalahan tersebut sehingga biaya produksi *HRS*G menjadi lebih menurun. Penulis mengasumsikan bahwa terjadi kesebandingan antara *HRS*G *NG* skala lab dengan skala yang sesungguhnya.

1.3 Tujuan

Adapun tujuan penelitian ini adalah :

1. Membuktikan bahwa tembaga bagus menjadi media penukar kalor serta tahan terhadap beban yang berada di *HRS*G *NG*
2. Mencari konfigurasi pipa spiral yang paling baik di dalam *HRS*G *NG*
3. Menciptakan Paten di bidang teknologi atas produk *HRS*G *NG*

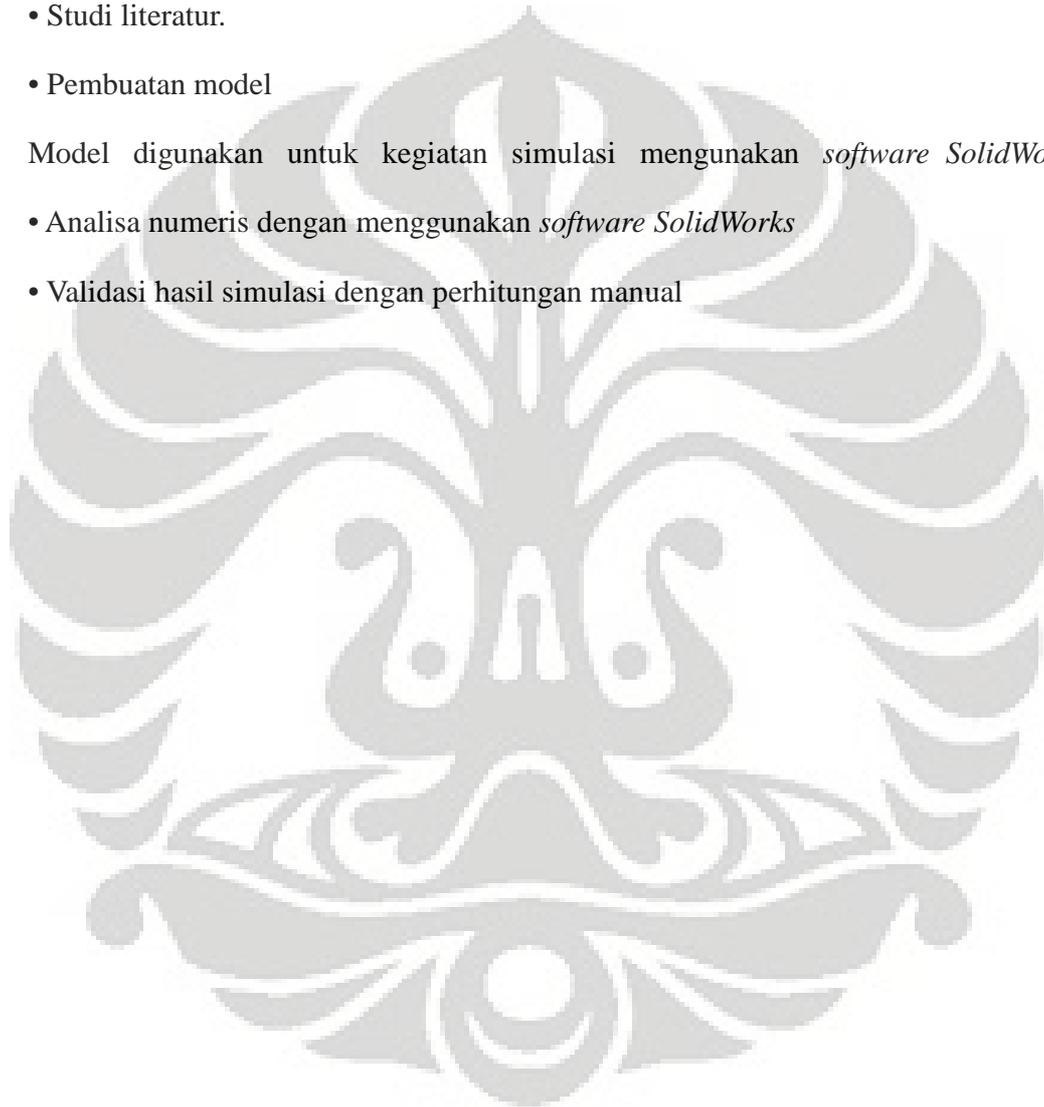
1.4 Metode penelitian

Metode penelitian yang digunakan dalam penyusunan skripsi ini dilakukan dengan melalui beberapa tahapan, yaitu:

- Bimbingan dan konsultasi dengan dosen pembimbing.
- Studi literatur.
- Pembuatan model

Model digunakan untuk kegiatan simulasi menggunakan *software SolidWorks*

- Analisa numeris dengan menggunakan *software SolidWorks*
- Validasi hasil simulasi dengan perhitungan manual



BAB 2

DASAR TEORI

2.1 Teori Dan Dasar Perancangan *Heat Exchanger*

Di karenakan *HRSG* juga merupakan jenis *Heat Exchanger*, pengetahuan dasar dalam perancangan *HRSG* adalah perpindahan kalor. Sebagaimana diketahui bahwa perpindahan kalor dapat terjadi melalui 3 macam jenis perpindahan , yaitu:

Konduksi

Konduksi ialah proses mengalirnya panas dari daerah yang memiliki temperatur lebih tinggi ke daerah dengan temperatur lebih rendah didalam suatu medium (padat, cair, gas) atau antara medium-medium yang berlainan yang bersinggungan secara langsung. Dalam aliran konduksi, perpindahan energi terjadi karena hubungan molekul secara langsung tanpa adanya perpindahan molekul yang cukup besar. Besar dari perpindahan panas secara konduksi tergantung bentuk dari medium, ketebalan medium dan bahan dari medium tersebut. Selain itu juga sangat tergantung dari perbedaan temperatur yang ada. Perpindahan panas tersebut akan terus berlangsung sampai dicapai suatu kesetimbangan energi dari daerah yang memiliki perbedaan energi. Secara matematis besar perpindahan panas yang terjadi dapat dihitung dengan menggunakan hukum Fourier's yang dirumuskan sebagai berikut :

$$Q_{\text{konduksi}} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (1)$$

dimana:

Q konduksi = Besar laju perpindahan panas konduksi (W)

k = Konduktivitas termal dari benda (W/m.°C)

A = Luas penampang dari benda (m)

ΔT = Perbedaan temperatur (°C)

Δx = Tebal medium yang dilalui proses (m)

Konveksi

Perpindahan panas konveksi merupakan perpindahan energi antara permukaan padat dengan aliran fluida baik gas maupun cair. Pada perpindahan panas ini melibatkan efek konduksi dan pergerakan dari fluida. Semakin cepat aliran fluida yang terjadi maka semakin besar perpindahan panas yang terjadi. Perpindahan panas konveksi dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$Q_{\text{konveksi}} = hA(T_s - T_{\infty}) \quad (2)$$

dimana

Q_{konveksi} = Besar perpindahan panas konveksi (W)

h = Koefisien konveksi (W/m^2)

A = Luas permukaan konveksi (m^2)

T_s = Temperatur permukaan ($^{\circ}\text{C}$)

T_{∞} = Temperatur fluida ($^{\circ}\text{C}$)

Radiasi

Perpindahan panas secara radiasi adalah perpindahan panas yang terjadi dalam bentuk gelombang elektromagnetik. Berbeda dengan perpindahan panas secara konduksi dan konveksi, pada perpindahan panas radiasi tidak diperlukan adanya media perantara untuk mengalirkan energi. Perpindahan panas secara radiasi dirumuskan oleh Stefan-Boltzman sebagai berikut:

$$Q_{\text{radiasi}} = \sigma \cdot A \cdot T_s^4 \quad (3)$$

dimana

Q_{radiasi} = Besar perpindahan panas radiasi (W)

σ = Konstanta Stefan-Boltzman ($5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$)

T_s = Temperatur benda (K)

A = Luas Penampang (m^2)

Dimana ketiga fenomena tersebut dapat disatukan dalam persamaan umum

$$q = UA\Delta T_m$$

perpindahan kalor

Dimana (4)

q = Besar perpindahan kalor (W)

U = koefisien perpindahan kalor keseluruhan (W/m².C)

A =Luas Penampang (m²)

ΔT_m = Log mean Temperature different (C)

Di mana untuk mengetahui besarnya ΔT_m dapat dicari dengan persamaan

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln(T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i})} \quad (5)$$

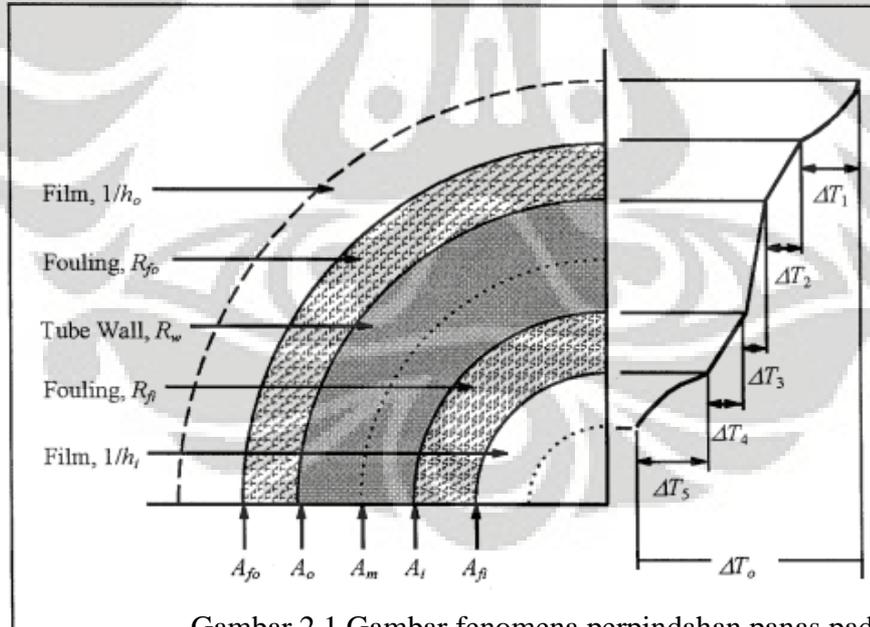
Dengan

$T_{h,i}$ = Temperatur masukan pada Fluida panas (C)

$T_{c,o}$ = Temperatur keluaran pada Fluida dingin (C)

$T_{h,o}$ = Temperatur keluaran pada Fluida panas (C)

$T_{c,i}$ = Temperatur masukan pada Fluida dingin (C)



Gambar 2.1 Gambar fenomena perpindahan panas pada tube
Figure B1.2-2 Heat transfer through circular tubes

Serta mengetahui besarnya koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U) dengan

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_w} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_{id}} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i} \quad \text{Universitas Indonesia}$$

persamaan berikut :

(6)

U_o = koefisien perpindahan kalor menyeluruh (W/m C)

h_o = *Outside Fluid Film Coefficient* (W/m C) h_i = *Inside Fluid Film Coefficient* (W/m C)

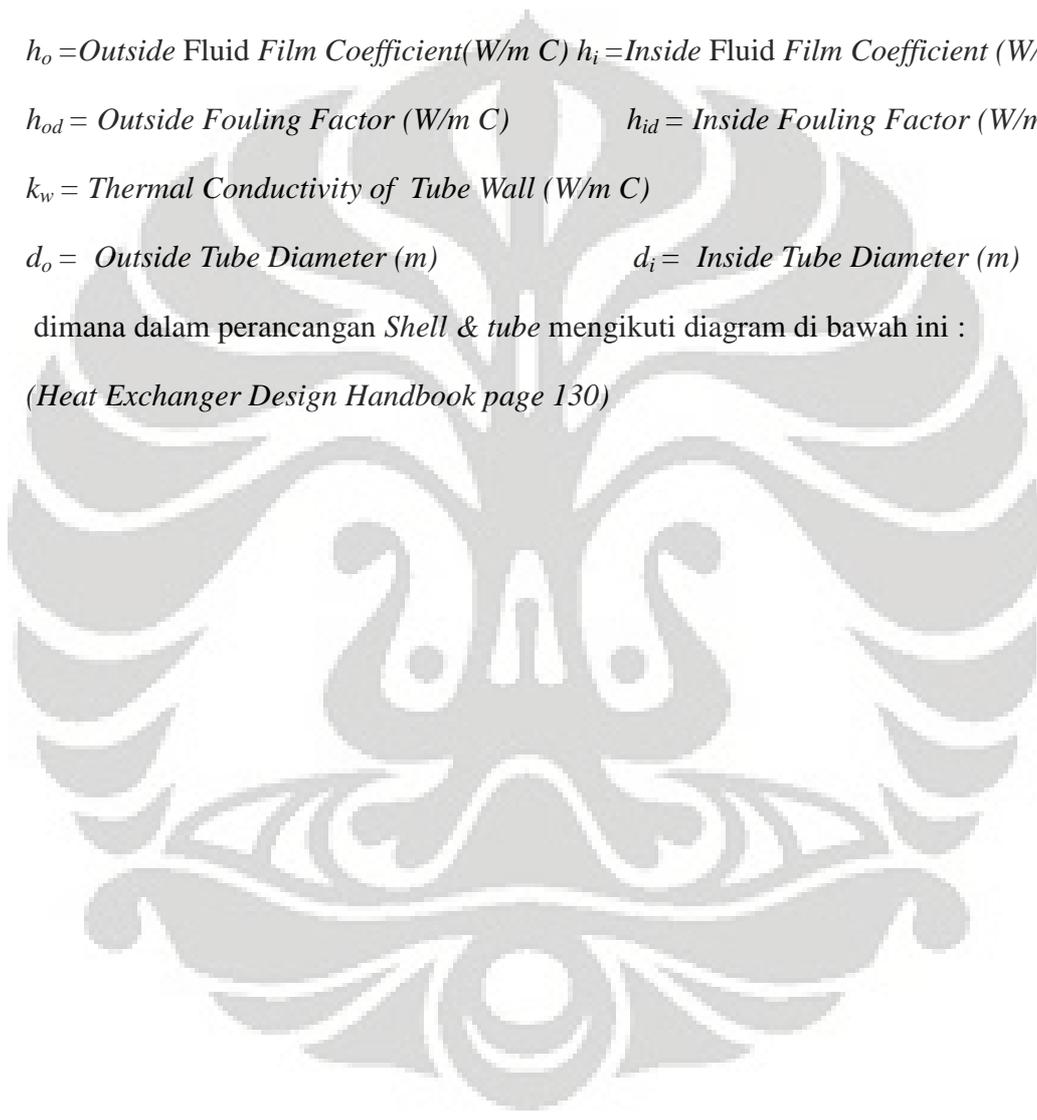
h_{od} = *Outside Fouling Factor* (W/m C) h_{id} = *Inside Fouling Factor* (W/m C)

k_w = *Thermal Conductivity of Tube Wall* (W/m C)

d_o = *Outside Tube Diameter* (m) d_i = *Inside Tube Diameter* (m)

dimana dalam perancangan *Shell & tube* mengikuti diagram di bawah ini :

(*Heat Exchanger Design Handbook page 130*)



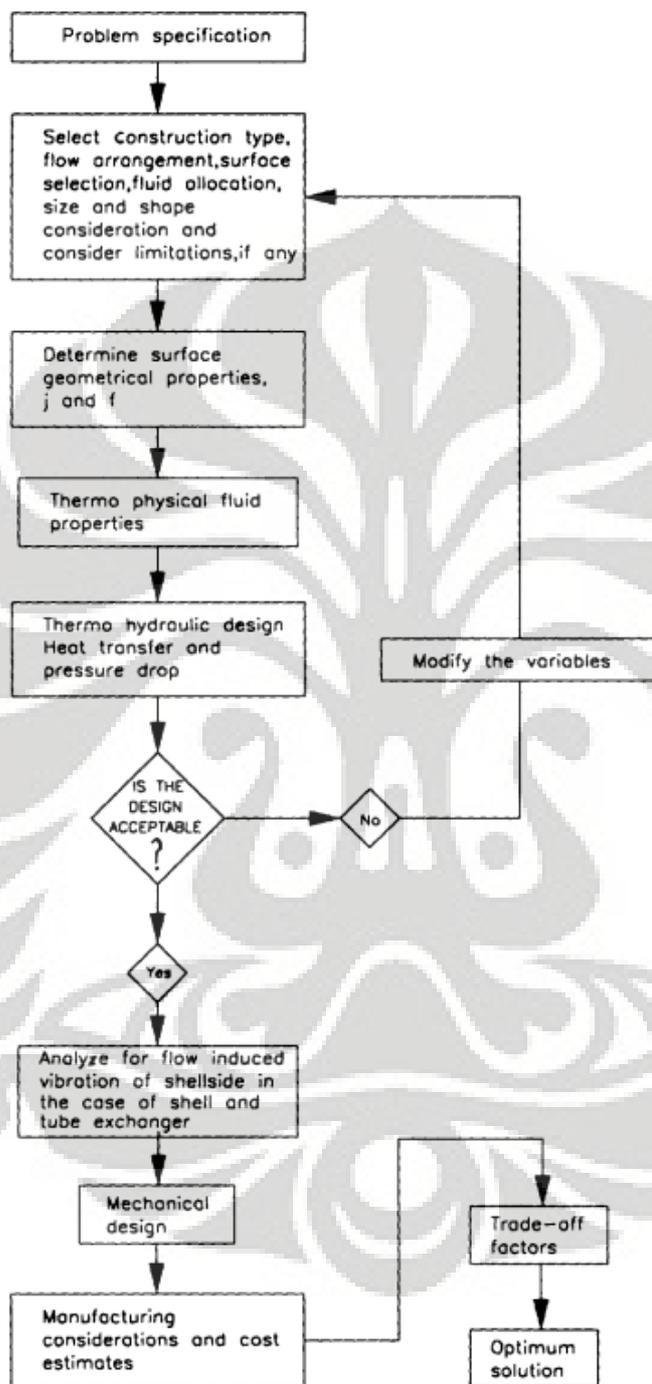


Figure 1 Heat exchanger design methodology.

Sesuai dengan Diagram sebelumnya. dalam Pembuatan Alat Penukar Kalor seperti *HRSG* pun perlu mempertimbangkan beberapa hal ini, yaitu koefisien perpindahan kalor keseluruhan (*Overall Heat Transfer*), ketahanan struktur sistem *HRSG* terhadap berbagai macam tegangan yang bekerja.

Sebagaimana diketahui pada umumnya bahwa beban sistem ini terdiri dari berbagai macam, yaitu:

1. Pertambahan panjang akibat termal dapat diketahui dengan

$$L_t = L_0 \times \alpha \times \Delta t \quad (7)$$

2. Gaya yang ditimbulkan oleh aliran fluida. terdapat dua macam, yaitu *drag force* dan *lift force*, besarnya dapat diketahui dengan menggunakan persamaan

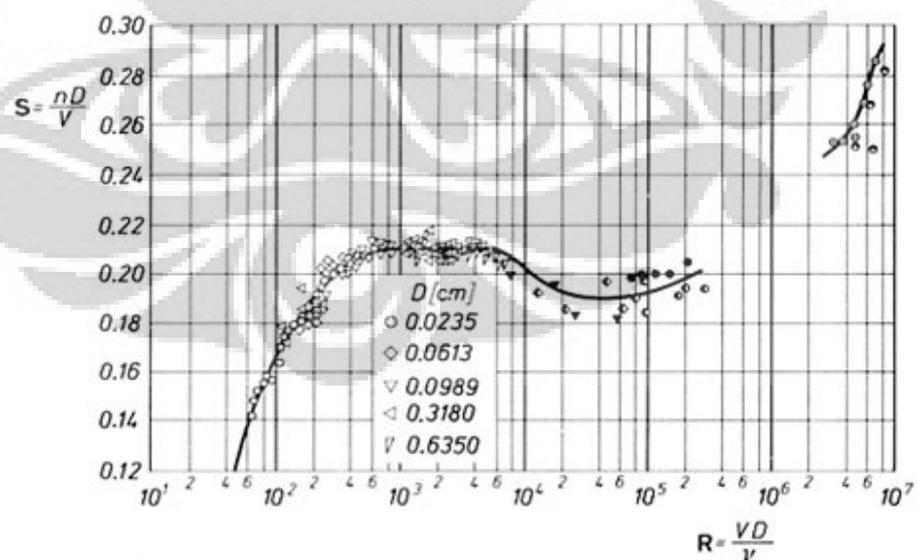
$$F_d = \frac{1}{2} \times C_d \times \rho \times u \times u \times A \quad (8)$$

$$F_l = \frac{1}{2} \times C_l \times \rho \times u \times u \times A \quad (9)$$

3. Getaran yang diakibatkan adanya aliran yang melewati *aerofoil*. Untuk mengetahui besarnya frekuensi gangguan yang ditimbulkan akibat fluida yang melewati pipa dapat menggunakan *Strouhal number* dimana nilai ini dapat diperoleh dari persamaan

(10)

$$St = \frac{fL}{V}$$



Gambar 2.2 Gambar tabel bilangan Strouhal terhadap Reynold

4. Berat benda itu sendiri

5. Tekanan Fluida yang melewatinya

Hal-hal tersebut menyebabkan terjadinya tegangan (*Stress*) pada *HRSG*, sehingga diperlukan pengetahuan akan hal tersebut untuk mengurangi tegangan yang terjadi pada *HRSG*.

Disamping itu, Sebagaimana yang diketahui bahwa konduktivitas thermal pada material seperti *Carbon Steel*, maupun *Stainless Steel* tidak cukup tinggi bila dibandingkan tembaga. Contohnya untuk perbandingan pada suhu 300 K, Tembaga memiliki konduktivitas termal sebesar 401 W/(m), sedangkan *Stainless Steel* hanya 15.1 W/(m). Hal itu tentunya sangat berpengaruh terhadap *Overall Heat Transfer* (Koefisien perpindahan kalor keseluruhan) yang dinotasikan dengan simbol U di dalam persamaan $Q = U \times A \times \text{LMTD}(\log \text{ mean temperature different})$. Dengan memperbesar *Overall Heat Transfer*, maka dapat mengurangi luas area yang dinotasikan dengan simbol A . Hal ini tentunya mengurangi biaya pengadaan material secara signifikan.

Selain itu bentuk spiral pada pipa yang berfungsi untuk menukar kalor bermanfaat untuk menciptakan pergerakan Fluida menyebar lebih merata mengikuti bentuk aerofoil yang dilaluinya. Ditambah, konfigurasi pipa spiral lebih tahan terhadap tegangan yang berasal dari termal bila dibandingkan dengan pipa lurus. Hal ini disebabkan pergerakan ekspansi termal dapat bergerak dalam 3 sumbu sedangkan pada pipa lurus, ekspansi termal bergerak hanya pada satu sumbu

2.2 Teori Sekilas Tentang CFD (*Computational Fluid Dynamic*)

2.2.1. Sekilas Tentang CFD

Computational Fluid Dynamic (CFD) merupakan metode analisa numerik dengan memanfaatkan komputer untuk menghasilkan informasi (prediksi) pola aliran fluida pada kondisi waktu dan ruang tertentu. Dengan menggunakan *CFD*, prediksi aliran fluida di berbagai sistem (*design*) dapat dilakukan dengan lebih efektif dan efisien dibandingkan bila *design* tersebut langsung diaplikasikan

dengan metode eksperimen. Hasil prediksi aliran fluida menggunakan *CFD* juga lebih lengkap dibandingkan metode eksperimen yang terbentur masalah biaya, ketersediaan, kepresisian, keakurasian alat ukur, dan metode yang benar. *CFD* mencakup berbagai disiplin ilmu termasuk matematika, ilmu komputer fisika, dan teknik. Untuk membuat *CFD* dibutuhkan suatu pemahaman tentang dinamika fluida. Karena kompleksnya permasalahan aliran fluida, maka untuk memahami pergerakan fluida terlebih dahulu harus memahami sifat-sifat aliran fluida tersebut. Didalam literatur mekanika fluida umumnya aliran fluida dikategorikan sebagai berikut :

- Aliran *Viscous* dan *Inviscid*
- Aliran *Compressible* dan *Incompressible*
- Aliran *Laminer* dan *Turbulen*

Selain kategori tersebut beberapa kondisi khusus seperti dalam pipa, pompa dan turbin juga menjadi perhatian didalam pembuatan *CFD*. Pengklasifikasian aliran fluida ini menjadi sangat penting dan menjadi dasar untuk memahami pergerakan fluida sebagai upaya untuk membuat sebuah prediksi aliran fluida dengan menggunakan komputer. sehingga sangat memungkinkan apabila hasil simulasi aliran fluida dengan menggunakan *CFD* tidak sesuai dengan kenyataan. Aliran fluida dapat dideskripsikan dengan banyak cara. Salah satu cara yang dapat memberikan gambaran secara jelas adalah dengan menjabarkan kecepatan fluida pada tiap-tiap titik didalam ruang dan waktu. Namun demikian, kecepatan fluida saja tidak cukup untuk mendeskripsikan suatu situasi aliran fluida, properti fluida seperti viskositas, kerapatan, tegangan geser dan tekanan juga harus diketahui untuk memberikan gambaran yang lengkap tentang suatu aliran fluida. Pada intinya *CFD* melakukan kalkulasi terhadap properti fluida tersebut dan apabila hal itu ingin dilakukan maka hubungan matematis yang mengatur interaksi antara properti fluida dengan kecepatan aliran harus ditentukan. Untuk memprediksi aliran fluida pada kondisi tertentu, sebuah program *CFD* harus dapat menyelesaikan persamaan yang mengatur aliran fluida. Sehingga pemahaman tentang sifat-sifat dasar aliran yang harus dimodelkan dan pemahaman tentang persamaan yang mengatur aliran fluida

sangat penting. Persamaan dasar/pengatur (*Governing Equation*) ini dibangun dari suatu model aliran fluida berdasarkan hukum kekekalan massa dan hukum kekekalan momentum (persamaan Navier-Stokes). Apabila properti lain seperti temperatur juga ingin diketahui maka persamaan dasar/pengatur lain yang berdasarkan hukum kekekalan energi harus ditentukan. Untuk kasus-kasus tertentu seperti pada aliran turbulen, persamaan lain yang memodelkan aliran turbulen juga harus ditentukan. Persamaan pengatur aliran fluida adalah persamaan diferensial parsial. Komputer digital tidak dapat digunakan untuk menyelesaikan persamaan tersebut secara langsung. Oleh karena itu, persamaan diferensial parsial harus diubah menjadi suatu persamaan yang mengandung operasi-operasi matematika yang sederhana yaitu penambahan, pengurangan, perkalian dan pembagian. Proses transformasi persamaan diferensial menjadi operasi matematika yang lebih sederhana disebut dengan proses diskritisasi. Pada proses diskritisasi persamaan diferensial parsial harus diterjemahkan menjadi analogi numerisnya sehingga dapat dikalkulasi oleh komputer. Secara visual, diskritisasi ditampilkan dalam bentuk *grid* yang memiliki luas atau volume yang terhingga. *Grid* memiliki titik-titik dalam ruang yang ditempati fluida dimana informasi mengenai propertinya dapat ditampilkan. Ada beberapa teknik diskritisasi yang sering digunakan dan masing-masing berdasarkan prinsip yang berbeda. Beberapa teknik diskritisasi tersebut misalnya adalah :

- Metode beda hingga (*Finite Difference Method*)
- Metode elemen hingga (*Finite Element Method*)
- Metode volume hingga (*Finite Volume Method*)

Ketika menyelesaikan persamaan diferensial parsial, kondisi batas (*boundary condition*) dan nilai awal (*initial point*) yang menentukan solusi akhirnya. Penentuan kondisi batas bagi persamaan diferensial parsial tergantung kepada persamaan itu sendiri dan cara persamaan tersebut didiskritisasi. Nilai-nilai seperti kecepatan, tekanan, dan variabel turbulensi harus ditentukan pada kondisi batas. Selain itu jenis kondisi batas seperti dinding (*wall*), *inlet* dan *outlet* juga harus ditentukan sebagai acuan untuk menyelesaikan persamaan diferensial parsial.

2.2.2. Karakteristik *Grid*

Dalam mensimulasikan suatu aliran fluida, jenis *grid* yang digunakan menjadi suatu hal yang sangat diperhatikan. Kompleksitas *domain* aliran, ketersediaan program *solver* dan *numerical diffusion* (suatu kesalahan ketersediaan diskritisasi yang dapat timbul apabila *grid* tidak sejajar dengan arah aliran) menjadi pertimbangan dalam penentuan jenis *grid* yang akan digunakan. Secara umum *grid* dapat diklasifikasikan dari bentuk satuan terkecil penyusun *grid* (*subdomain*) di seluruh *domain* aliran. Bentuk-bentuk *subdomain* tersebut adalah :

- *Quadrilateral*, berbentuk segiempat dan digunakan pada *domain* dua dimensi.
- *Trilateral*, berbentuk segitiga dan digunakan pada *domain* dua dimensi.
- *Tetrahedral*, berbentuk limas dengan keseluruhan sisinya berbentuk segitiga dan digunakan pada *domain* tiga dimensi.
- *Hexahedral*, berbentuk balok dan digunakan pada *domain* tiga dimensi.
- *Hybrid*, merupakan gabungan dari *subdomain* quadrilateral dan trilateral.

Selain bentuknya, sifat-sifat *grid* juga menentukan jenis *solver* yang dapat digunakan

untuk simulasi aliran fluida. Sifat-sifat tersebut adalah :

- *Grid* terstruktur, yaitu *grid* jenis *quadrilateral* atau *hexahedral* yang disusun dalam array $I \times J$ (2D) atau $I \times J \times K$ (3D). *Domain* aliran yang digunakan *grid* terstruktur dapat dibayangkan sebagai sebuah segiempat (2D) atau sebuah balok (3D) yang dapat ditekuk, diputar, dimiringkan dan dipilin sepanjang acuan IJ dan IJK tetap terjaga.
- *Grid* tidak terstruktur, yaitu jenis *grid* *trilateral* atau *tetrahedral*.

BAB 3 PERHITUNGAN

3.1 Perhitungan Manual

Dalam melakukan validasi terhadap simulasi, diperlukan perhitungan dengan bersumber pada buku teks yang umum digunakan untuk mendesain *Heat Exchanger*. Dimana langkah dalam membuat *Heat Exchanger* menggunakan komparasi antara tembaga dengan *stainless steel*

Fluida panas = *flue gas*

temperatur masuk = 725.15 K

temperatur keluar =

laju aliran = 0.171078 kg/s = $0.171078/1.112 = 0.15384 \text{ m}^3/\text{s}$

fluida dingin = ethanol

temperatur masuk = 303.2 K

temperatur keluar = 353.2 K

laju aliran = 0.01 kg/s

SPESIFIKASI:

Mean temperature Flue gas = 725.15 K

$C_p = 1,15 \text{ kJ/kg K}$

Nilai perpindahan kalor dihitung dengan persamaan :

$$Q = m C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i})$$

$$Q = 0.01 \times 2.526 \times (351.2 - 303.2) + 0.01 \times 800 \times 3.022 \times (353.2 - 351.2) \\ = 9.27 \text{ kJ}$$

$$Q = m C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o})$$

$$9.27 = 0.17 \times 1.15 \times (725.15 - X)$$

$$X = 677.73 \text{ K}$$

Prakiraan nilai keseluruhan koefisien perpindahan kalor dapat ditentukan dengan melihat tabel, didapat nilai koefisien berada di antara 30-100.

tipe *Heat Exchanger* ditentukan:

jumlah lintasan di *shell*:

jumlah lintasan di *tube*:

beda suhu rata – rata log dihitung dengan persamaan :

$$\begin{aligned} \text{LMTD} &= \frac{(Th,i - Tc,o) - (Th,o - Tc,i)}{\ln(Th,i - Tc,o)/(Th,o - Tc,i)} \\ &= \frac{(725.15 \text{ K} - 353.2 \text{ K}) - (677.73 \text{ K} - 303.2)}{\ln(725.15 \text{ K} - 353.2 \text{ K}) / (677.73 \text{ K} - 303.2)} \\ &= \frac{371.95 - 374.52}{\ln(371.95/374.52)} = \frac{-2.57}{-0.0068} = 373.23 \text{ K} \end{aligned}$$

faktor koreksi temperatur

$$\begin{aligned} R &= \frac{Th,i - Th,o}{Tc,o - Tc,i} = \frac{725.15 - 669.32}{363.2 - 303.2} = \frac{55.83}{60} = 0.93 \\ P &= \frac{Tc,o - Tc,i}{Th,i - Tc,i} = \frac{363.2 - 303.2}{725.15 - 303.2} = \frac{60}{421.95} = 0.142 \end{aligned}$$

dari tabel, faktor koreksi temperatur (F_t) = 0.98

$$\Delta T_m = F_t \Delta T_{lm}$$

(11)

$$373.23 \times 0.98 = 365.765$$

kecepatan fluida pada *tube* :

$$\begin{aligned} 2. \text{ tube dengan radius } 0.0254 \text{ m, } Q &= A \times V \\ 0.00000385 \text{ m}^3/\text{s} &= 3.14 \times (0.0254^2) \times 0.25 \times V \\ 0.00000385 \text{ m}^3/\text{s} &= 0.000506451 \text{ m}^2 \times V \\ V &= 0.0076 \text{ m/s} \end{aligned}$$

koefisien perpindahan kalor bagian *tube*

Bilangan Reynold

tube 1

$$Re = \frac{780 \times 0.0076 \times 0.0508}{1. \times 10^{-3}} = 401.76$$

$$1. \times 10^{-3}$$

(12)

$$Pr = \frac{4\gamma}{(9\gamma - 5)}$$

setelah itu, cari bilangan prandtl= 0.78201

(13)

$$Nu = 0.024 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$$

fundamental of Heat Exchanger design page 655

$$Nu = 0.024 \times 401.76^{0.8} \times 0.7821^{0.4} =$$

$$Nu = 2.63447$$

setelah itu, hitung heat transfer coefficient

(14)

$$h_i = \frac{(Nu k)_r}{d_i}$$

$$h_o = 2.63447 \times 0.17405 / (0.0508) = 9.03$$

kecepatan fluida pada *shell*

$$\text{shell-side mass velocity } G_s = \frac{\text{mass flow}}{\text{area}} = \frac{0.01 \text{ kg/s}}{(0.5^2) \times 3.14 \times 0.25} = 0.051 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$\text{shell-side reynolds number } Re = \frac{G_s \times d_o}{\mu} = \frac{0.051 \times 0.5}{0.000420296} = 60.67$$

$$\text{selanjutnya hitung bilangan Prandtl} = Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (15)$$

$$Pr = \frac{1 \times 10^{-3} \times 2480.06}{k} = 14.2491$$

0.17405

Fundamental Heat Exchanger design page 449 and 653

selanjutnya mencari bilangan Nusselt

dan mencari bilangan nusselt =
$$Nu_s = 1.04 Re_d^{0.4} \cdot Pr_s^{0.36} \left(\frac{Pr_s}{Pr_w} \right)^{0.25} \quad (16)$$

$$Nu = 1.04 \times (60.67^{0.4}) \times (14.2491^{0.36}) \\ = 1.04 \times 11.05 \times 0.915 = 13.98$$

selanjutnya, mencari koefisien hi dengan persamaan

$$hi = \frac{13.98 \times 0.1407}{0.5} = 3.934$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d \ln (d_o/d_i)}{2k_w} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_{id}} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i}$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{9.03} + 0.0005 + \frac{0.0254 \times \ln (257/254)}{2 \times 26.6} + 0.0002 + \frac{1}{3.94} \\ = 0.103 + 0.0005 + 0.000005606 + 0.0002 + 0.29 = 0.29831$$

$$U_o = 3.352$$

$$A_o = \frac{10610}{3.352 \times 365.765}$$

$$A_o = 8.654 \text{ m}^2$$

Sedangkan apabila menggunakan tembaga adalah :

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d \ln (d_o/d_i)}{2k_w} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_{id}} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i}$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{9.03} + 0.0005 + \frac{0.0254 \times \ln (257/254)}{2 \times 26.6} + 0.0002 + \frac{1}{3.94}$$

$$U_o = 9.03 \quad 2 \times 379.6 \quad 3.94$$

$$= 0.103 + 0.0005 + 0.000000393 + 0.0002 + 0.29 = 0.29825$$

$$U_o = 3.353$$

$$A_o = \frac{10610}{3.353 \times 365.765}$$

$$A_o = 8.654 \text{ m}^2$$

3.2 Data Simulasi

Data *Input* Pada Simulasi adalah:

Input Etanol

Mass flow etanol = 0.01 kg/s

liquid temperature = 303.2 K

pressure = 101325 Pa

Output Etanol

environment temperature = 303.2 K

pressure = 101325 Pa

Input Flue Gas

Mass flow etanol = 0.17078 kg/s

liquid temperature = 725.15 K

pressure = 101558.914 Pa

Output Flue Gas

environment temperature = 303.2 K

pressure = 101325 Pa

BAB 4

PEMBAHASAN

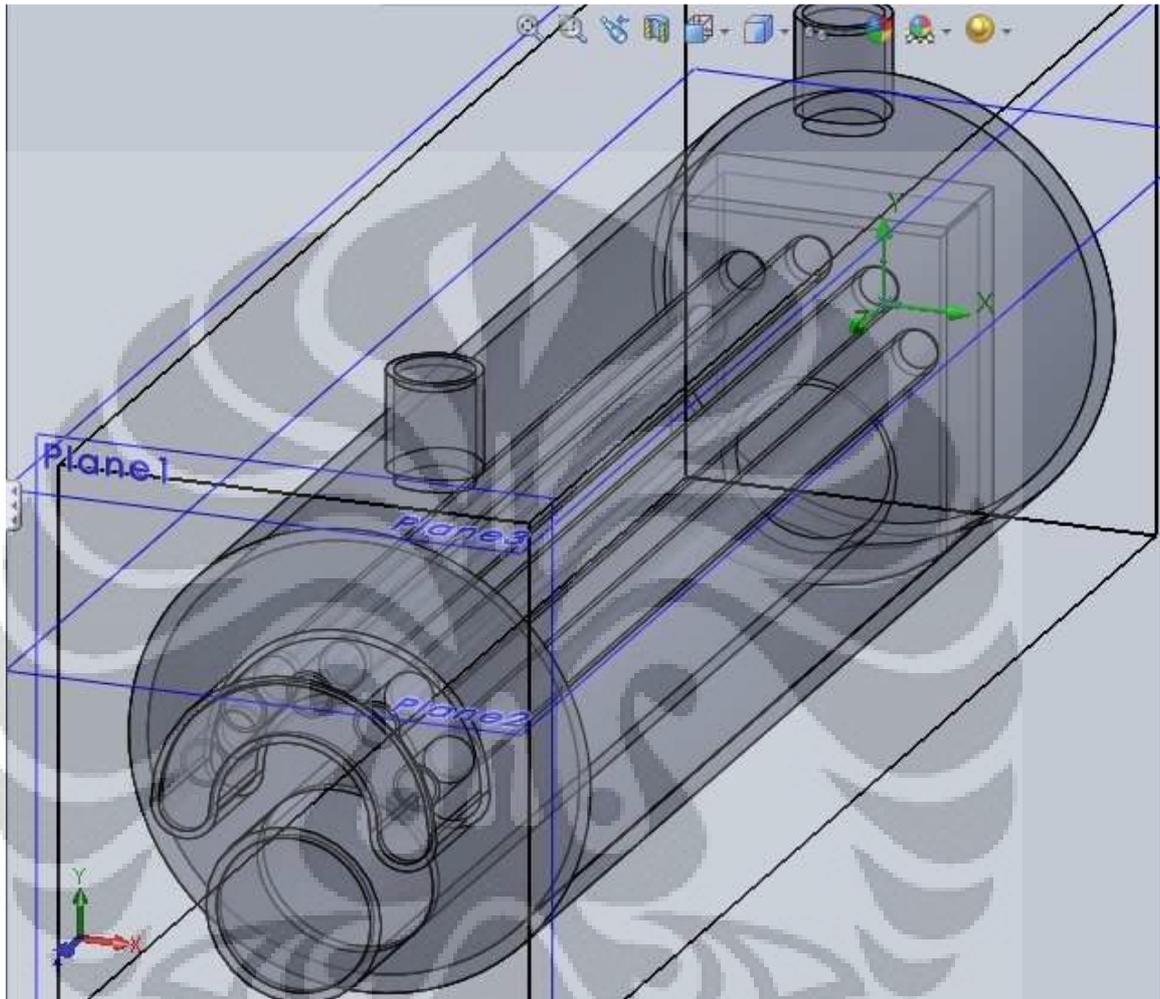
Sebelum menggunakan simulasi menggunakan *software* seperti *SolidWorks* , harus diketahui terlebih dahulu dimana letak keterbatasan *software* tersebut agar tidak mengalami kesalahan dalam melakukan validasi. Ternyata *software* ini tidak memasukkan *latent heat*

Didalam perhitungan sehingga untuk melakukan validasi dengan perhitungan menggunakan azas Black. Dimana $Q_{in} = Q_{out}$, disamping itu permodelan dalam simulasi di asumsikan bahwa proses perpindahan kalor terjadi secara adiabatik dimana tidak ada kalor yang keluar sistem *HRSG*.

Berikut merupakan berbagai rancangan model *HRSG* serta analisa masing- masing rancangan. Yang diteliti adalah variabel kecepatan, temperatur, dan tekanan karena hal tersebut merupakan faktor yang mempengaruhi perpindahan panas pada *HRSG*

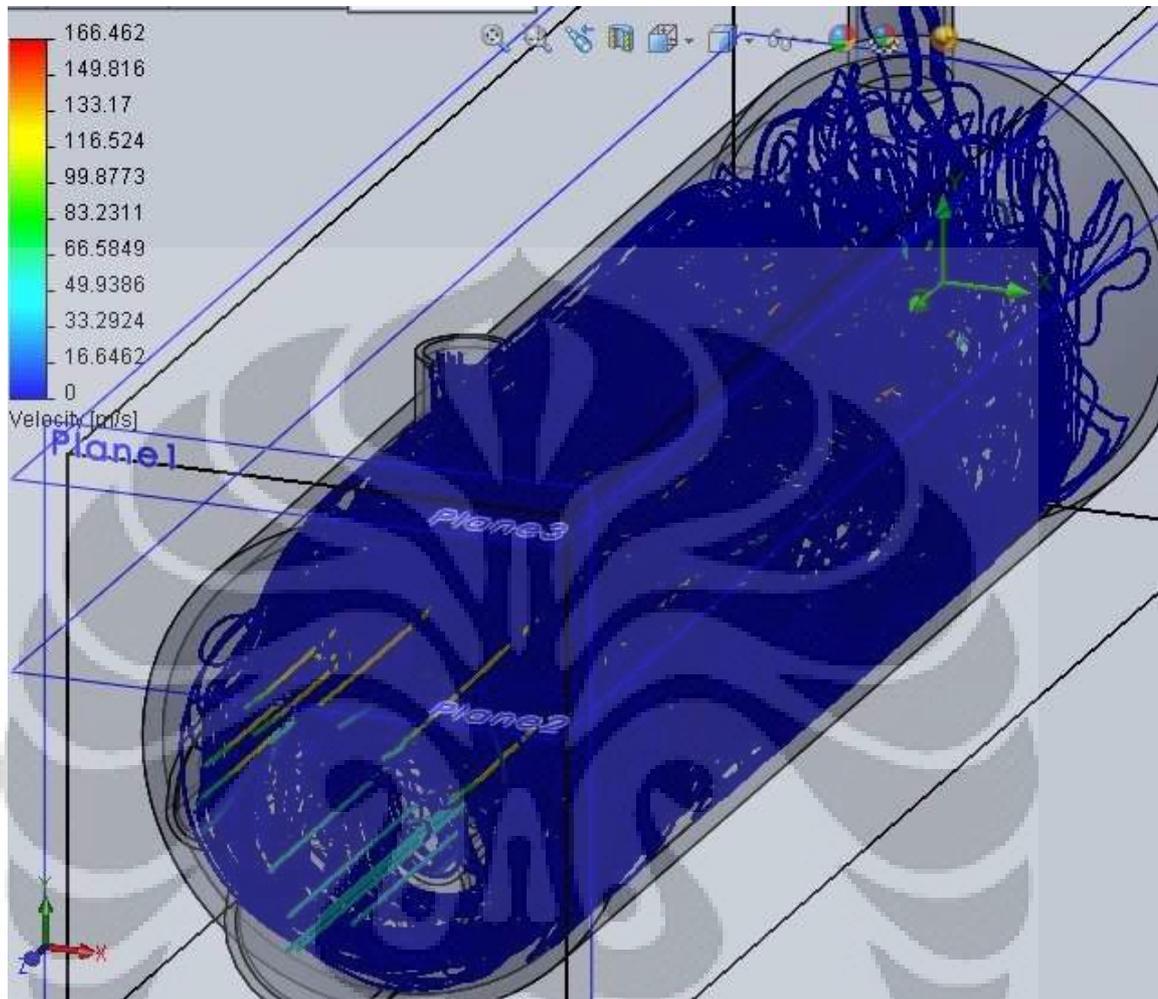
4.1 Analisa Tiap Model

4.1.1 Pembahasan Model 1



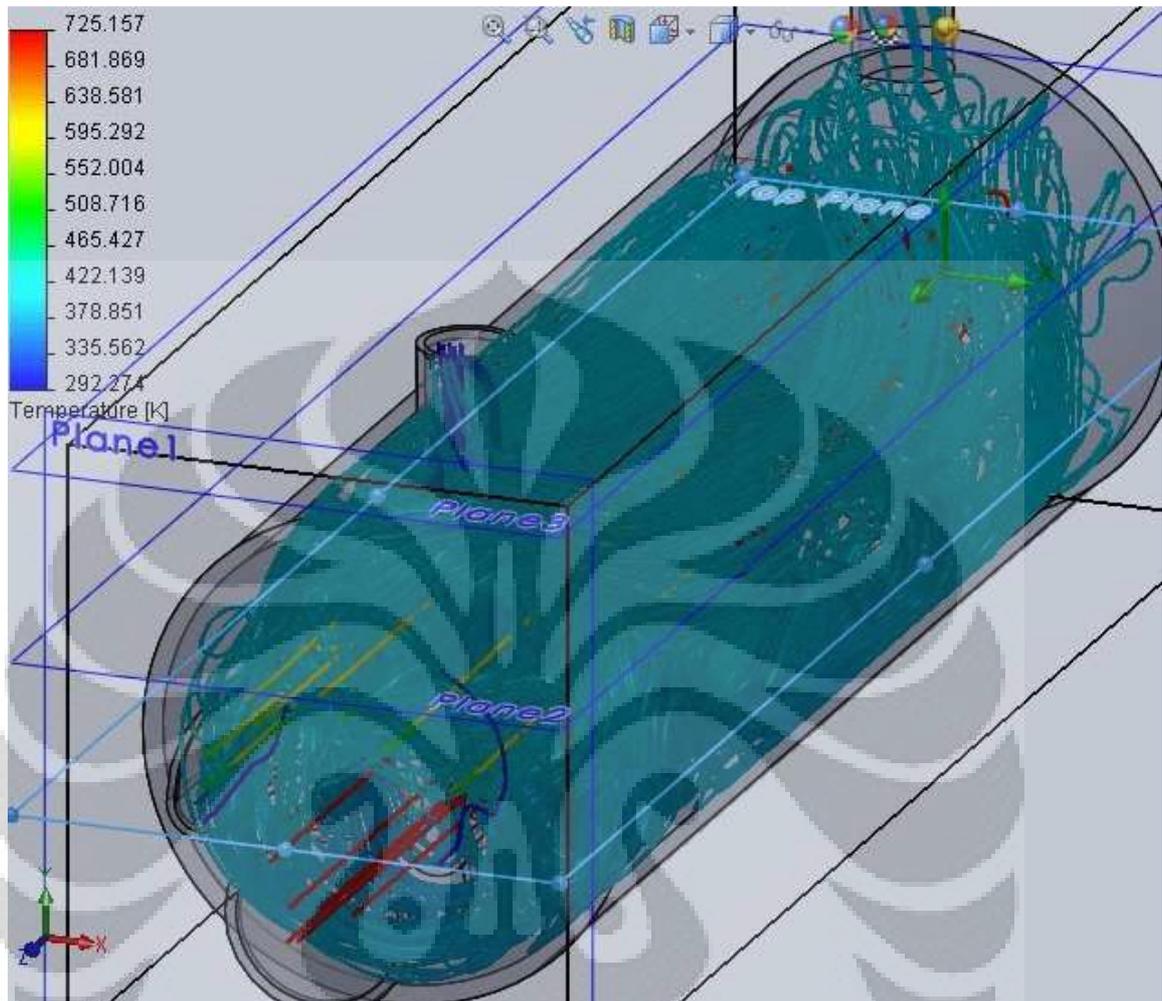
Gambar 3.1 Model *shell & tube* konfigurasi 1

Rancangan pertama berupa *shell & tube* dengan konfigurasi 5 *tube* kecil dengan jari jari sebesar 15.2 dan memiliki panjang sebesar 0.9 m , serta satu *tube* besar dengan ukuran diameter sebesar 4 in dan memiliki panjang sebesar 0.9 m, dan di ujungnya terdapat *box* untuk menciptakan keadaan turbulensi.



Gambar 3.2 *Flow trajectory* kecepatan pada *shell & tube* konfigurasi 1

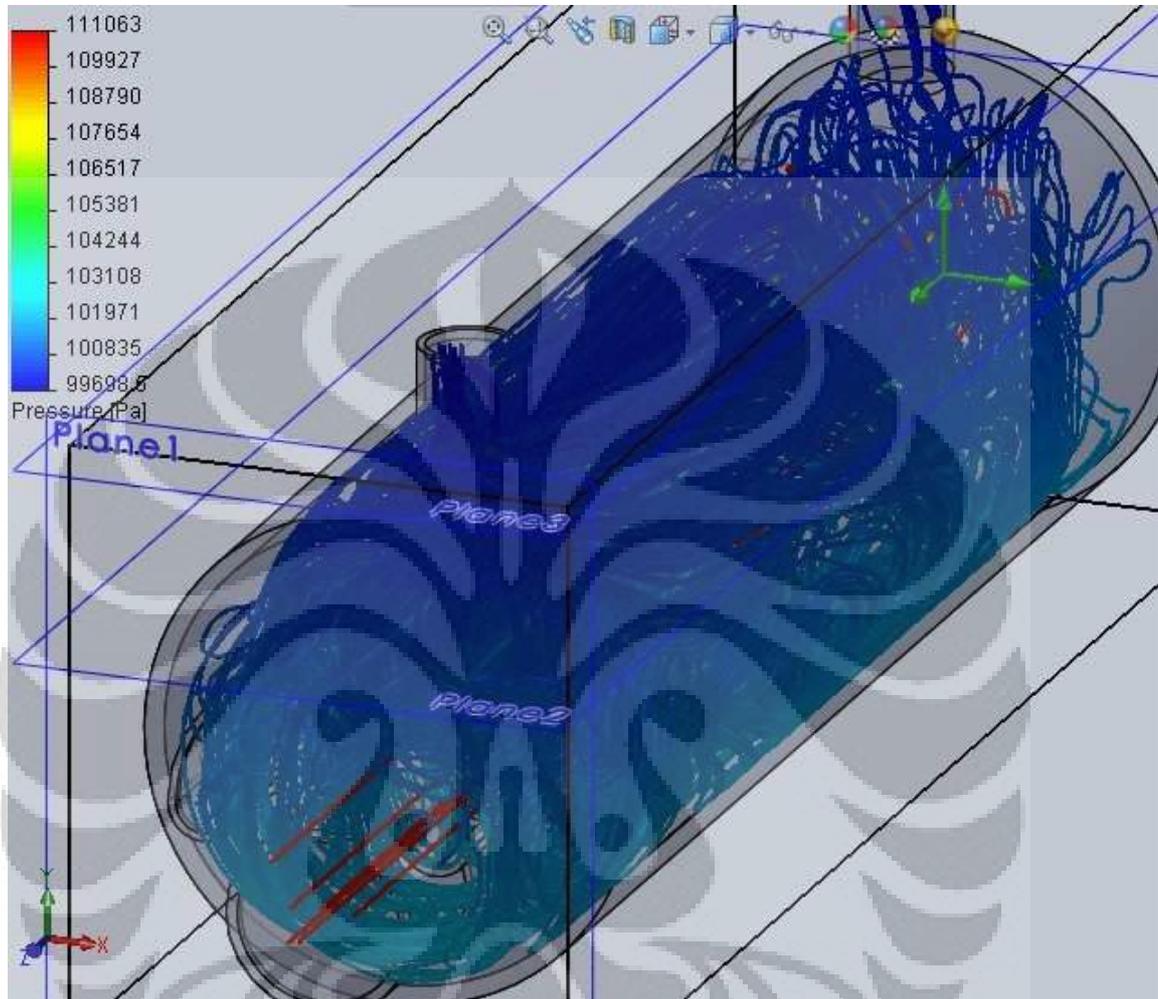
Dari simulasi menggunakan *SolidWorks* memperlihatkan bahwa kecepatan gas karbon dioksida yang melewati *tube* memiliki kecepatan cukup tinggi, hal ini terlihat dari *flow trajectory* yang berada pada *tube* kecil dimana kecepatan gas karbondioksida mencapai 130 m/s dibandingkan kecepatan pada *tube* yang besar dengan kecepatan 35 m/s, namun ternyata belum cukup efektif untuk memanaskan etanol dikarenakan perbandingan massa yang sangat signifikan sehingga membutuhkan kalor yang besar.



Gambar 3.3 *Flow trajectory* temperatur pada *shell & tube* konfigurasi 1

Dengan melihat *flow trajectories*, dapat terlihat bahwa suhu *outlet* etanol mengalami peningkatan hingga menjadi 422.139 K. Namun hal yang perlu diingat adalah *SolidWorks* tidak memperhitungkan besarnya *latent heat*, sehingga untuk melakukan komparasi dengan perhitungan, penulis menggunakan azas black $Q_{in} = Q_{out}$. dengan melihat besarnya C_p pada tiap suhu yang tertera pada database *SolidWorks*. Penulis dapat mengetahui besarnya kalor yang diterima oleh etanol. $Q = m \times C_p \times \Delta t$. $Q = (0.01 \times (2320.38 + 2357.45 + 2396.44 + 2437.26 + 2480.06 + 2524.85 + 2571.64 + 2620.48 + 2671.48 + 2724.43 + 2779.6 + 2836.96 + 2896.51 + 2958.31 + 3022.39 + 3088.79 + 3157.52 + 3228.63 + 3302.15 + 3378.11 + 3456.55 + 3537.5 + 3620.99 + 3707.06 + 3795.74 + 3887.05 + 3981.05(3)) = 4.009 \text{ kJ}$. sehingga rancangan *shell &*

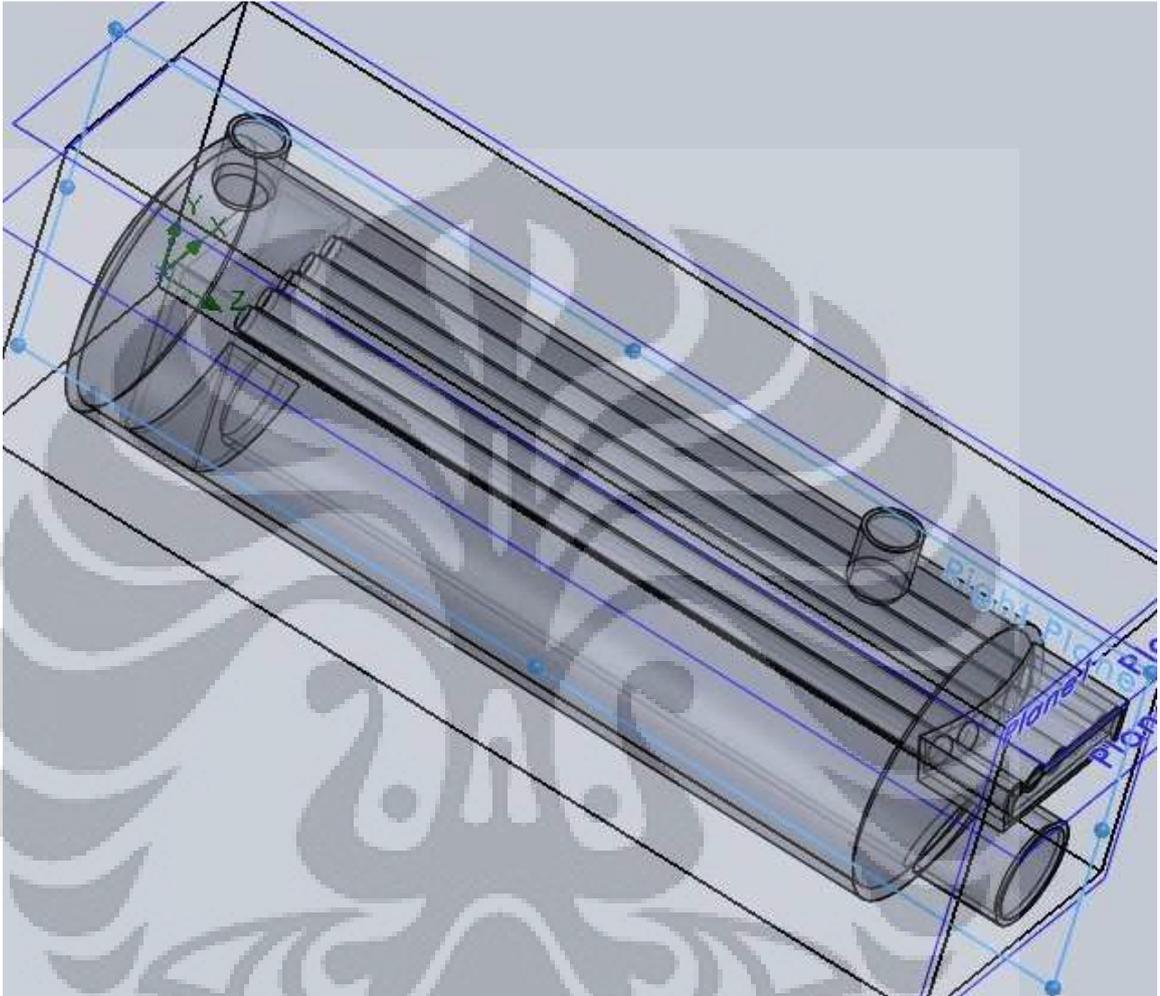
tube tersebut tidak cukup untuk menjadikan etanol menjadi uap.



Gambar 3.4 *Flow trajectory* tekanan pada *shell & tube* konfigurasi 1

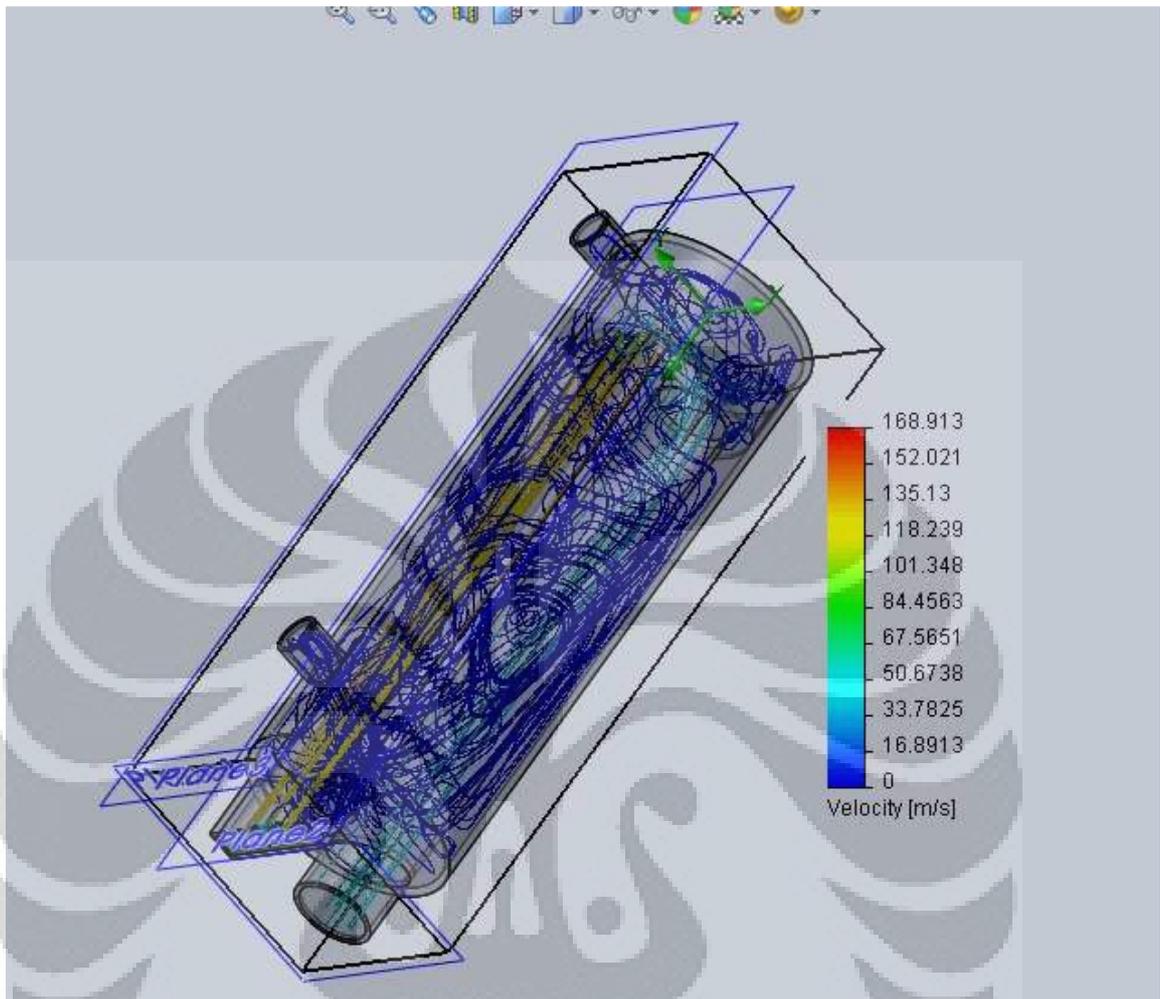
Pada gambar di atas memperlihatkan bahwa terjadi penurunan tekanan yang cukup besar terjadi pada bagian *tube* yang berisi gas buang turbin gas. Hal ini dapat dimengerti dikarenakan terdapat *box* pada ujung pipa yang berdiameter 4 in sehingga terjadi turbulensi pada aliran gas dan menyebabkan terjadinya penurunan tekanan pada gas yang berada ada pipa-pipa kecil

4.1.2 Pembahasan Model 2



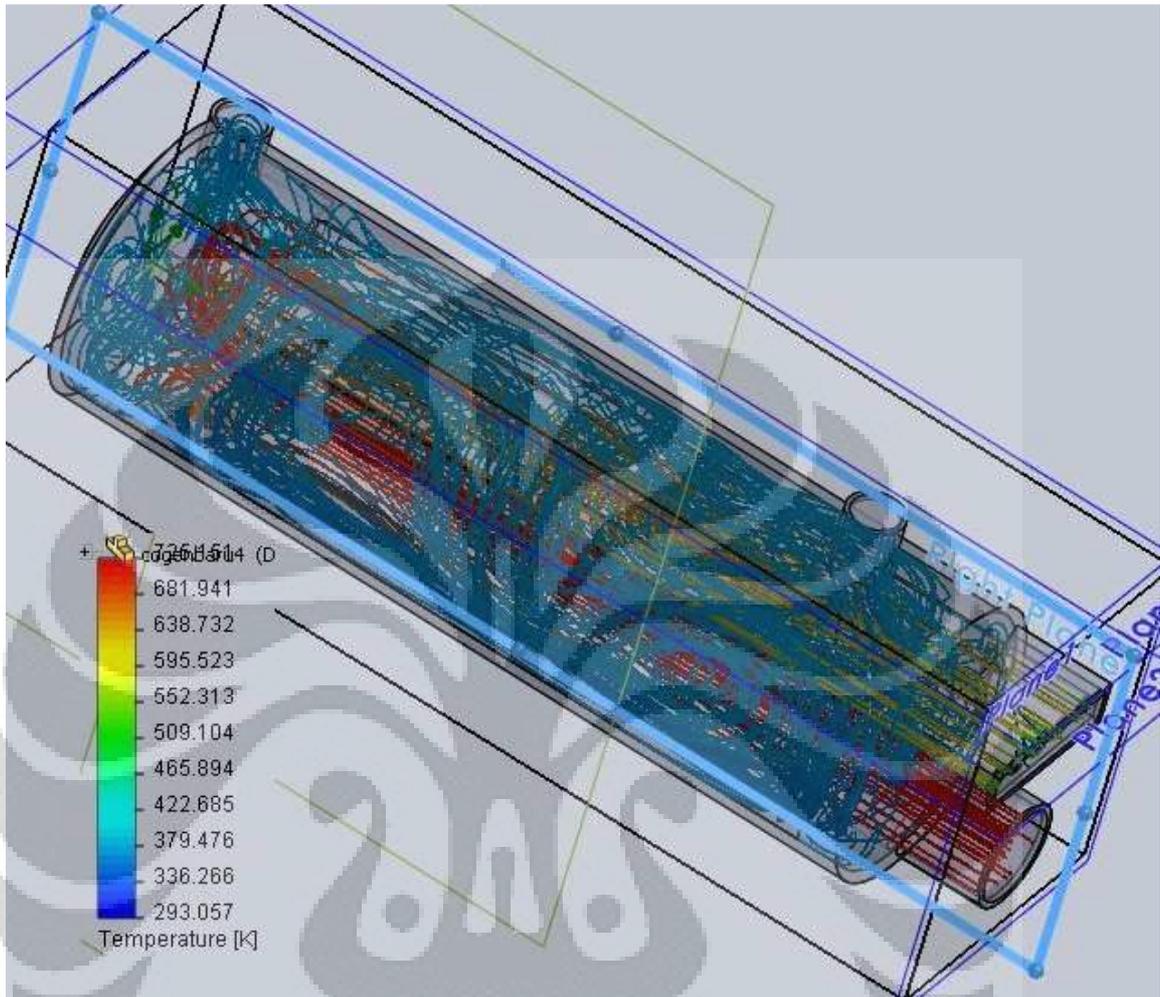
Gambar 3.5 Model *shell & tube* konfigurasi 2

Rancangan kedua berupa *shell & tube* dengan konfigurasi 5 *tube* kecil dengan jari jari sebesar 15.2 dan memiliki panjang sebesar 0.9 m , serta satu *tube* besar dengan ukuran diameter sebesar 4 in dan memiliki panjang sebesar 0.9 m, dan di ujungnya terdapat *box* untuk menciptakan keadaan turbulensi. Namun yang membedakan antara rancangan pertama dengan kedua terletak pada konfigurasi *tube* kecil yang berupa melintang.

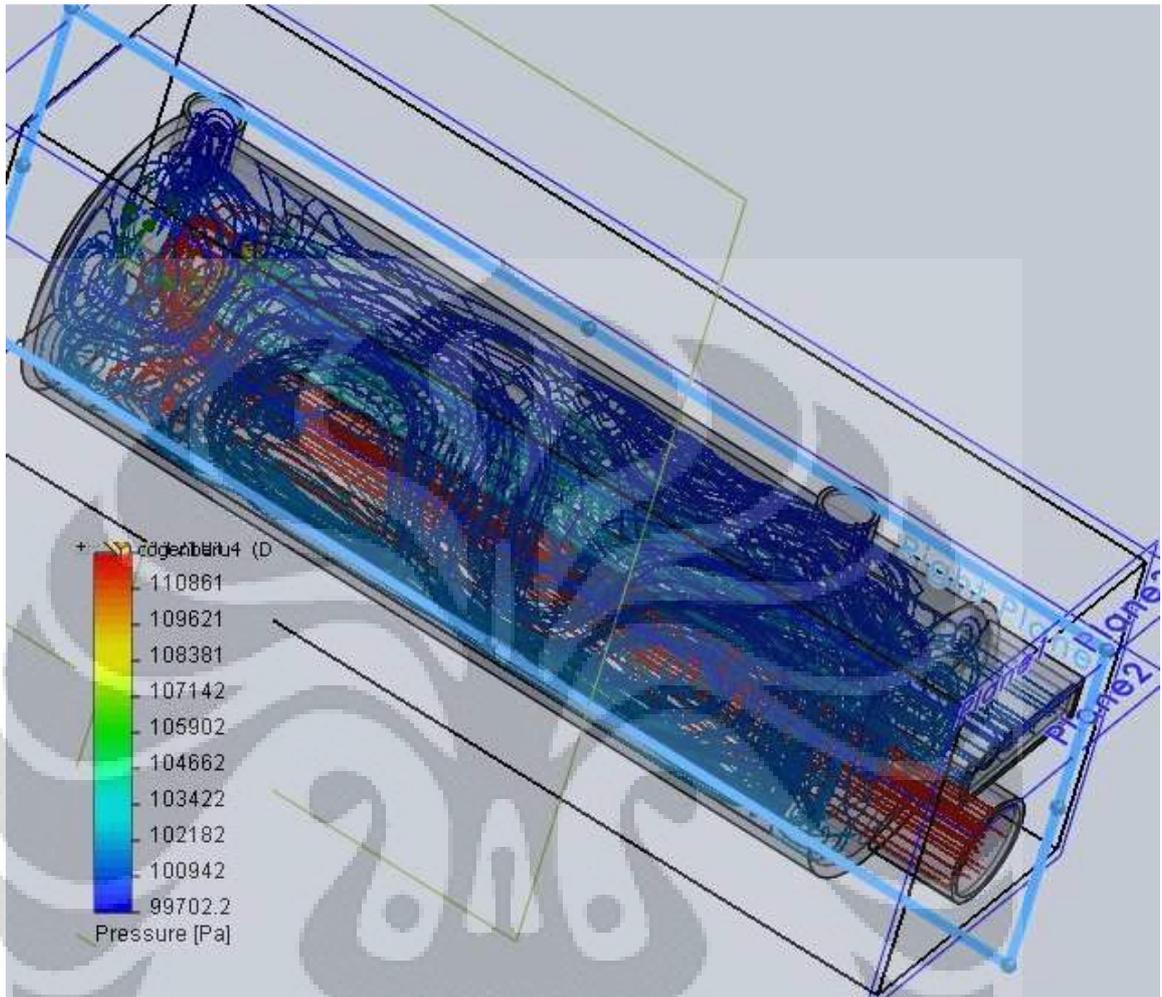


Gambar 3.6 *Flow trajectory* kecepatan pada *shell & tube* konfigurasi 2

Dari simulasi yang dilakukan pada *SolidWorks* memperlihatkan terjadinya peningkatan kecepatan yang cukup besar yaitu 135 m/s bila dibandingkan kecepatan pada *tube* yang besar dengan kecepatan 35 m/s. Hal ini juga dikarenakan adanya *box* di ujung *tube* besar sehingga menyebabkan terjadinya *vortex* dan juga dikarenakan azas kontinuitas namun ternyata belum cukup efektif untuk memanaskan etanol dikarenakan perbandingan massa yang sangat signifikan sehingga membutuhkan kalor yang besar

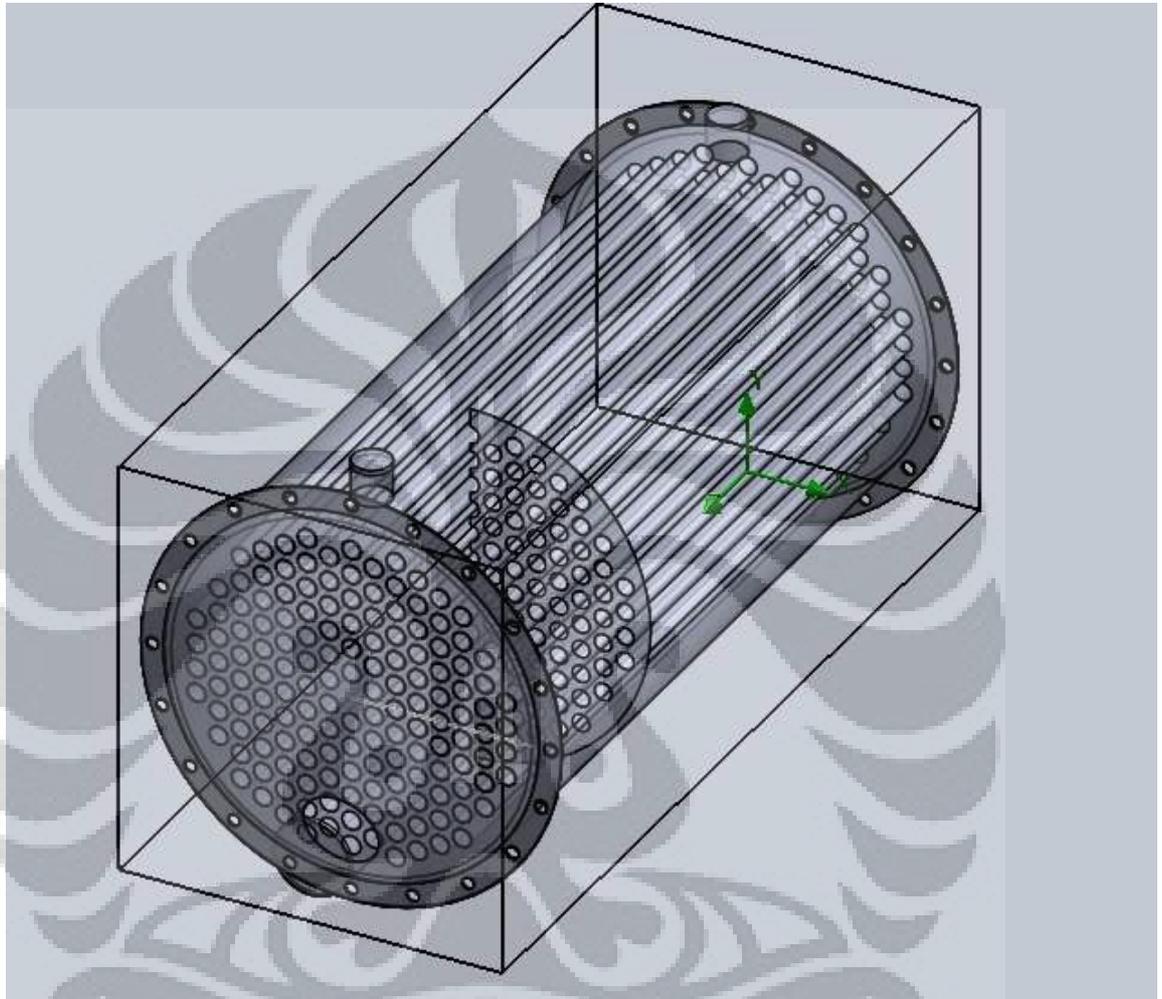


Gambar 3.7 *Flow trajectory* temperatur pada *shell & tube* konfigurasi 2
 Dengan melihat *flow trajectories*, dapat terlihat bahwa suhu *outlet* etanol mengalami peningkatan hingga menjadi 422.685 K. Namun hal yang perlu diingat adalah *SolidWorks* tidak memperhitungkan besarnya *latent heat* , dengan melihat besarnya C_p pada tiap suhu yang tertera pada database *SolidWorks*. Penulis dapat mengetahui besarnya kalor yang diterima oleh etanol . $Q = m \times C_p \times \Delta t$. $Q = (0.01 \times (2320.38 + 2357.45 + 2396.44 + 2437.26 + 2480.06 + 2524.85 + 2571.64 + 2620.48 + 2671.48 + 2724.43 + 2779.6 + 2836.96 + 2896.51 + 2958.31 + 3022.39 + 3088.79 + 3157.52 + 3228.63 + 3302.15 + 3378.11 + 3456.55 + 3537.5 + 3620.99 + 3707.06 + 3795.74 + 3887.05 + 3981.05(3)) \times 5) = 4.009 \text{ kJ}$



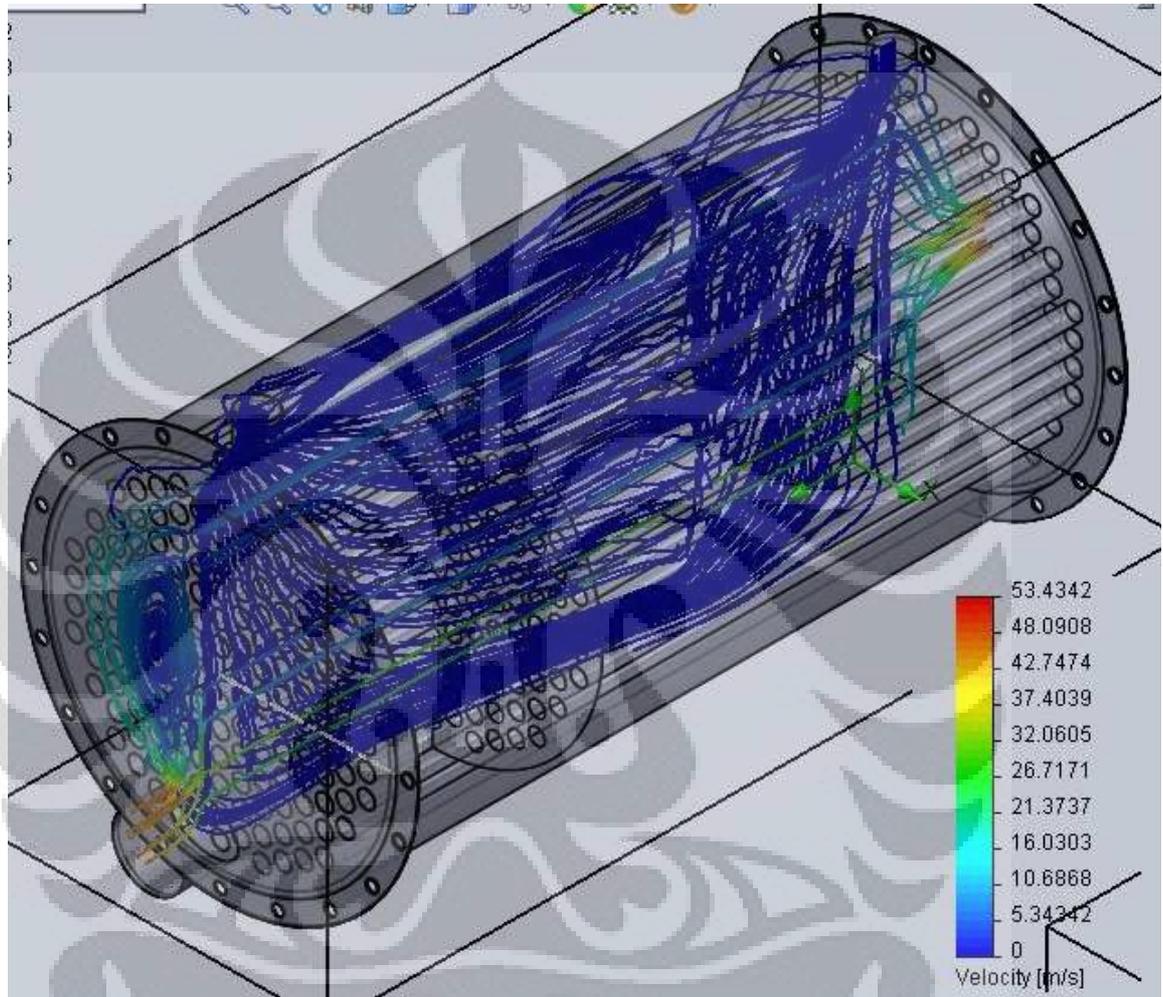
Gambar 3.8 *Flow trajectory* tekanan pada *shell & tube* konfigurasi 2
 Dengan melihat *flow trajectories*, dapat terlihat bahwa terjadi penurunan tekanan yang cukup signifikan seperti yang terjadi pada rancangan *shell & tube* model pertama . hal ini terjadi dikarenakan adanya *box* pada ujung *tube* seperti dengan model pertama sehingga di dalam *box* tersebut terjadi aliran *vortex* yang menyebabkan terjadinya *pressure drop* pada aliran gas buang.

4.1.3. Pembahasan Model 3



Gambar 3.9 Model *shell & tube* konfigurasi 3

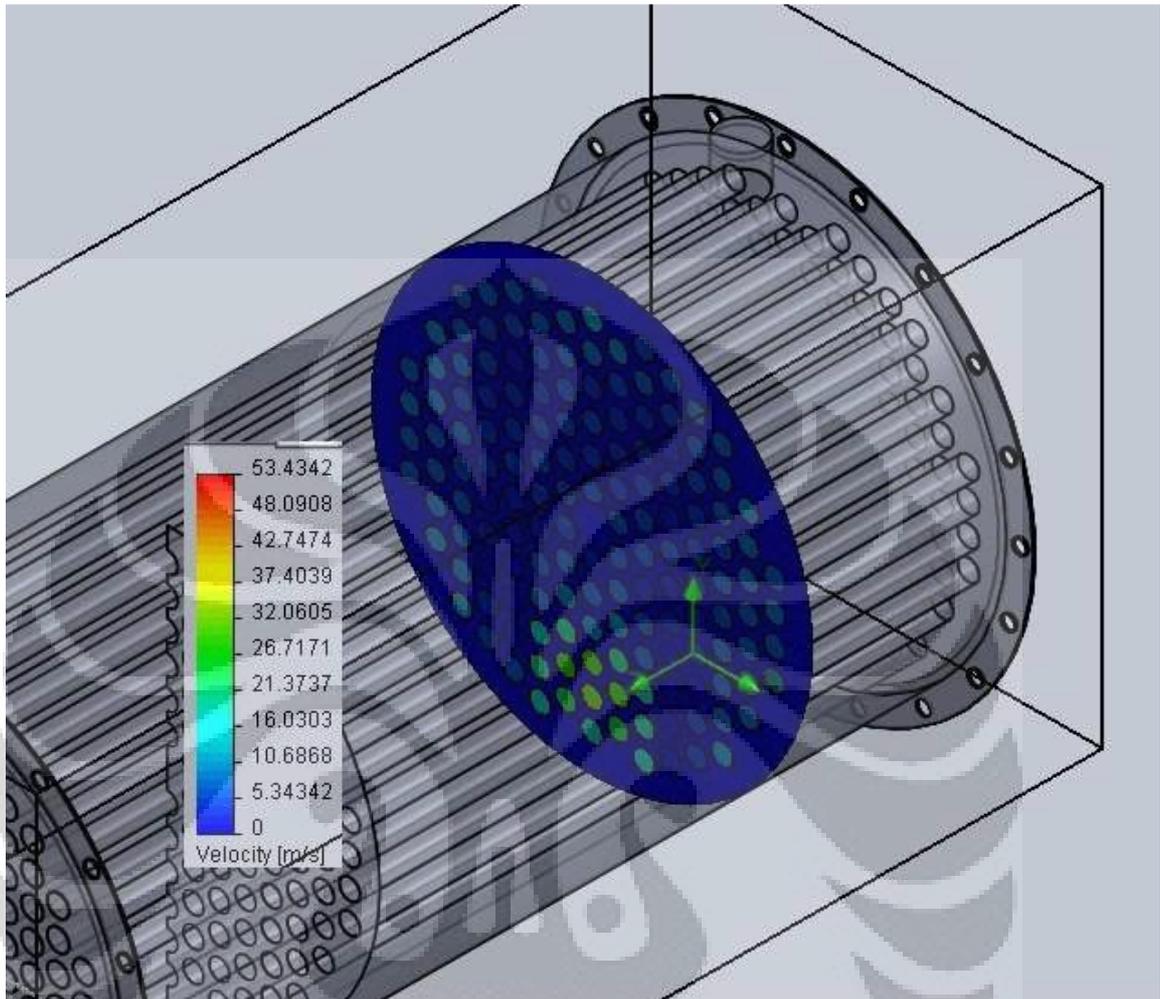
Pada model 3, konfigurasi *shell & tube* pada umumnya dengan tipe aliran *parallel flow* dan memiliki 2 baffle dengan jumlah *tubenya* sebesar 150 buah dengan diameter 1 in dan *shell* dengan diameter 19 in . aliran yang berada di dalam *tube* merupakan aliran gas karbon dioksida yang berasal dari miniatur turbin gas , sedangkan bagian *shell* dialiri oleh etanol.



Gambar 3.10 *Flow trajectory* kecepatan pada *shell & tube* konfigurasi 3
 Dari simulasi *SolidWorks* memperlihatkan bahwa kecepatan fluida etanol sangat lambat, hal ini terlihat dari *flow trajectories* kecepatan etanol yang kurang dari 5 m/s. Disamping itu kecepatan gas sisa juga mengalami penurunan secara signifikan hal ini tidaklah mengherankan mengingat *pressure drop* berbanding terbalik dengan diameter, hal ini sesuai dengan persamaan Darcy Weisbach $\Delta P = \frac{f \cdot l \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot d}$

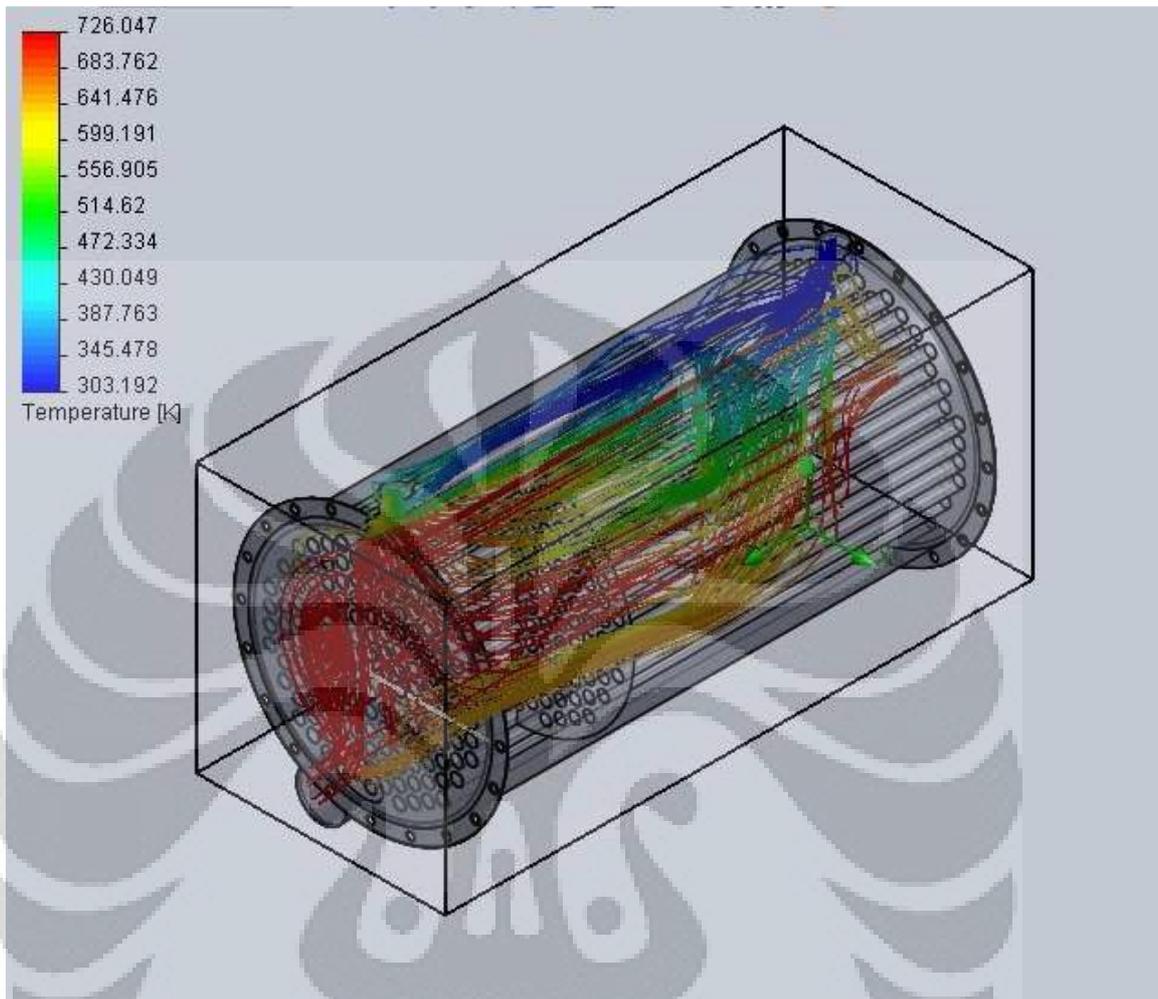
2.g.d

Universitas Indonesia



Gambar 3.11 *Cut plot* kecepatan pada *shell & tube* konfigurasi 3

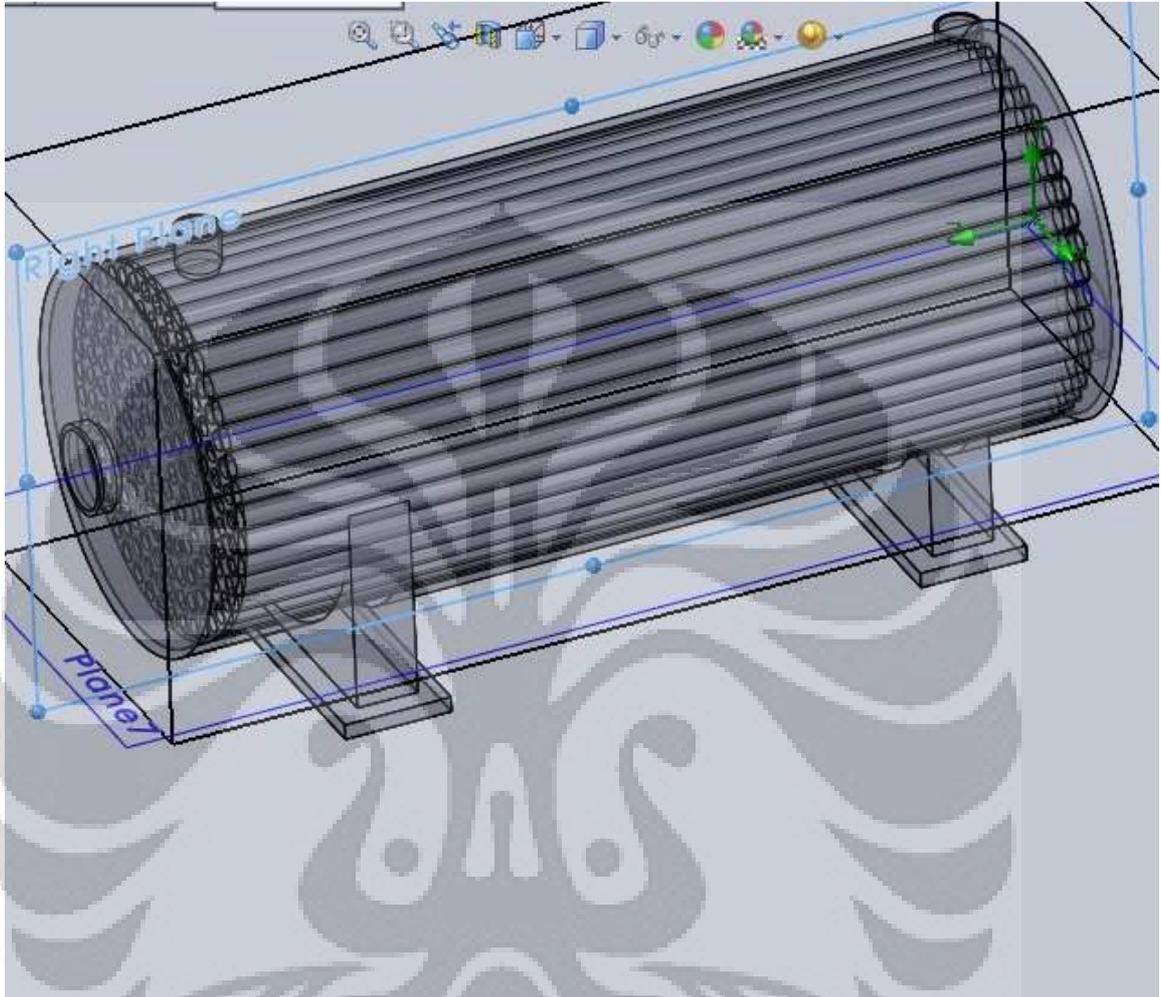
Pada *cut plot* profil kecepatan semakin menegaskan bahwa terjadi penurunan kecepatan yang sangat signifikan dimana kecepatan awal gas sisa mencapai 48 m/s, namun ketika memasuki pipa kecil kecepatan gas bervariasi, antara 5 m/s hingga 8 m/s dan terdapat hanya beberapa pipa yang didalamnya dialiri gas dengan kecepatan 32 m/s. Hal ini dikarenakan pipa tersebut memiliki lintasan terpendek antara *input* dengan *output nozzle* sehingga aliran gas cenderung mengalir melalui pipa tersebut oleh sebab *pressure drop* yang lebih kecil di bandingkan yang lain.



Gambar 3.12 *Flow trajectory* kecepatan pada *shell & tube* konfigurasi 3

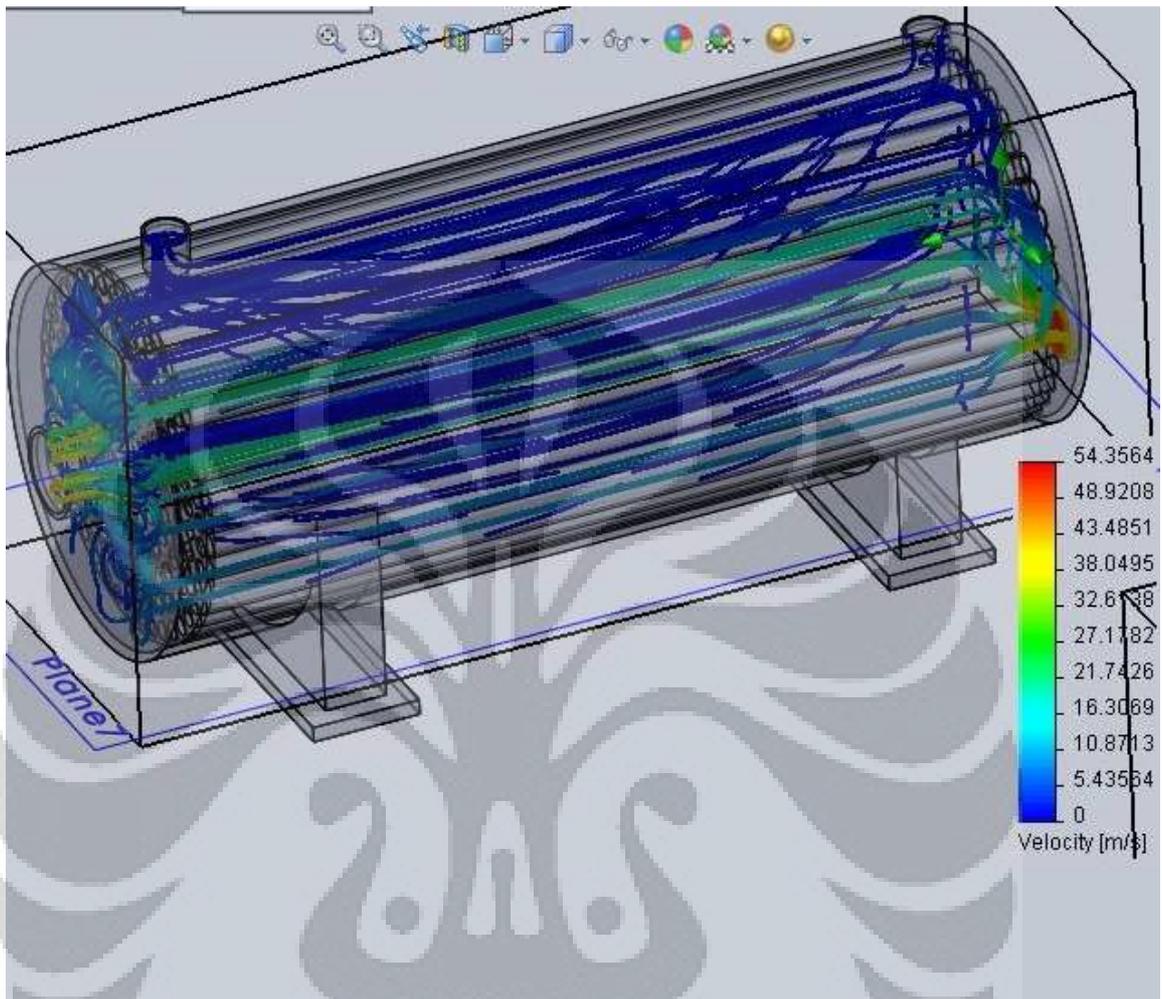
Dengan mengetahui besarnya suhu *output* etanol , suhu etanol yang keluar adalah 537,1 K . $Q = (0.01 \times (2480.06 + 2524.85 + 2571.64 + 2620.48 + 2671.48 + 2724.43 + 2779.6 + 2836.96 + 2896.51 + 2958.31 + 3022.39 + 3088.79 + 3157.52 + 3228.63 + 3302.15 + 3378.11 + 3456.55 + 3537.5 + 3620.99 + 3707.06 + 3795.74 + 3887.05 + 3981.05(26) \times 5) = \mathbf{8.587 \text{ kJ}}$. Dengan mengetahui besarnya kalor yang diterima oleh etanol , penulis berargumentasi bahwa *shell & tube* konfigurasi ini cukup untuk memanaskan etanol, apalagi C_p (Heat Capacity) yang terdapat di dalam *solver flow simulation* menunjukkan nilai yang sama pada peningkatan temperatur tinggi, sedangkan apabila di dibandingkan dalam realita, hal itu tentulah berbeda antara C_p pada satu suhu dengan suhu lainnya.

4.1.4 Pembahasan Model 4

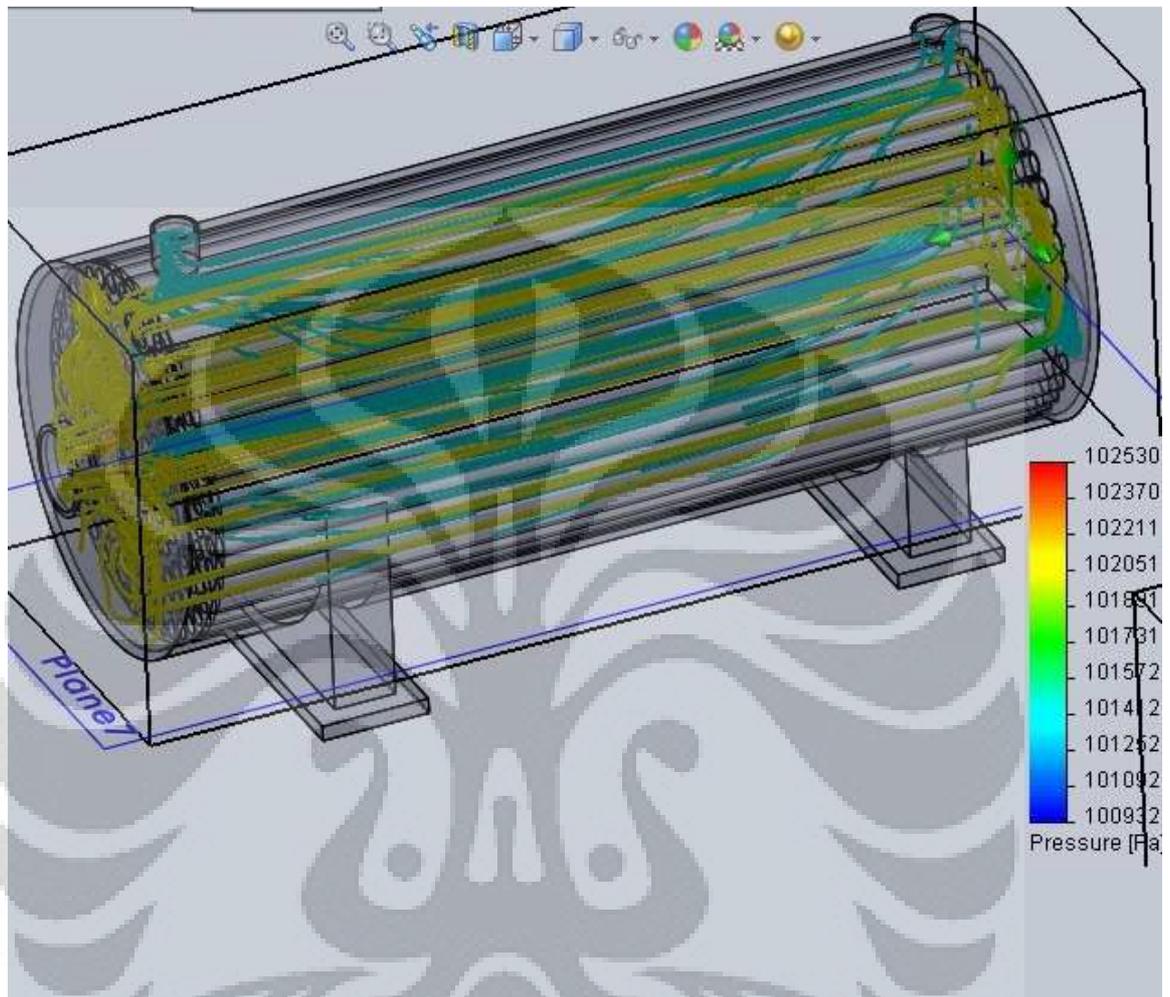


Gambar 3.13 Model *shell & tube* konfigurasi 4

Pada konfigurasi ini, bentuk *HRSG* merupakan *shell & tube*, namun tanpa menggunakan *baffle*, hal ini dilakukan untuk mengetahui berapa tingkat perbedaan perpindahan kalor antara *shell & tube* antara yang menggunakan *baffle* dengan yang tidak menggunakan *baffle*.

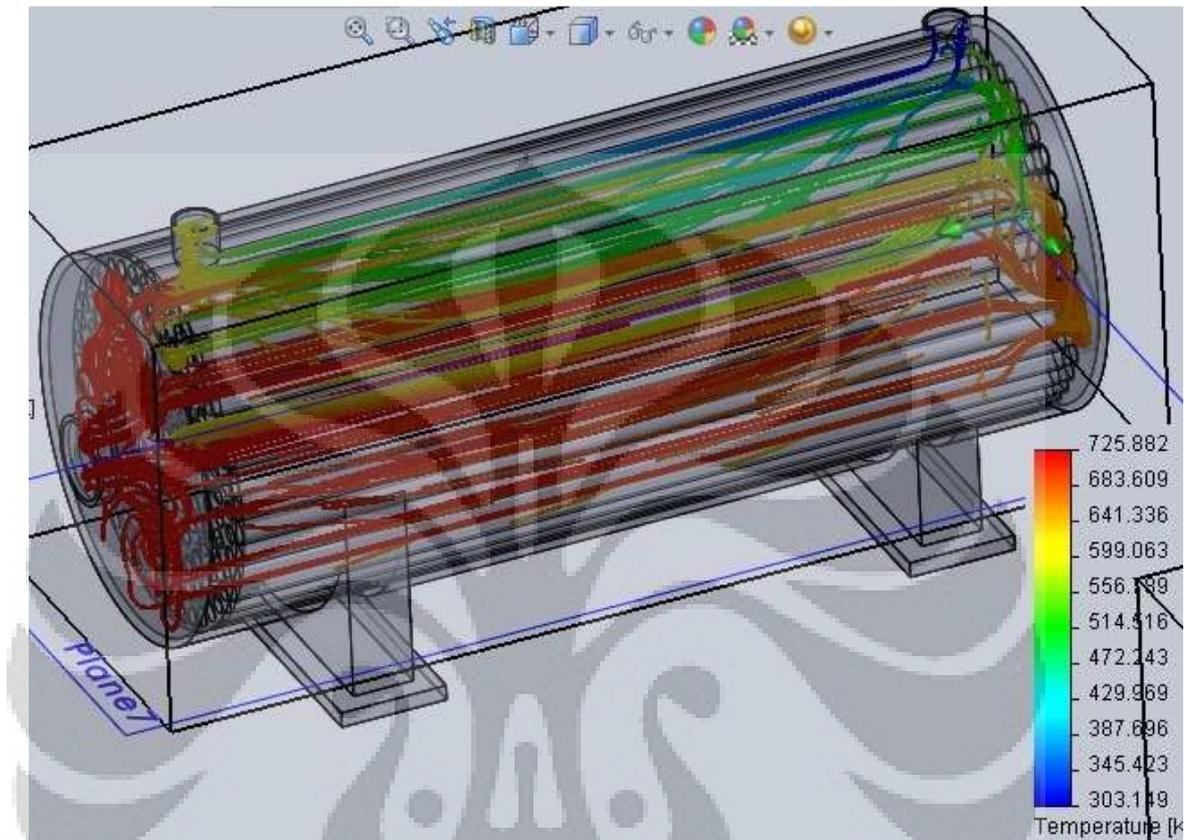


Gambar 3.14 *Flow trajectory* kecepatan pada *shell & tube* konfigurasi 4
 Pada simulasi *SolidWorks* ini memperlihatkan bahwa gas karbondioksida dalam pipa tersebut mengalami penurunan yang cukup signifikan. Hal ini dikarenakan kecepatan aliran ketika berada di *input nozzle* berkisar 43.5 m/s. Namun ketika memasuki pipa, kecepatan berkurang drastis menjadi 8 m/s. Hal ini disebabkan terbentuknya *vortex* pada aliran gas sebelum memasuki pipa kecil. Ditambah adanya *pressure drop* yang berada pada pipa kecil. Hal ini sesuai dengan hukum Darcy dan Weisbach dimana $\Delta P = (f.l.v^2) / (2.g.d)$. namun dikarenakan pipa di tengah memiliki panjang lintasan terkecil dari *input nozzle* ke *output nozzle*, aliran yang berada didalam pipa tersebut memiliki kecepatan yang paling tinggi dibanding yang lain 27 m/s



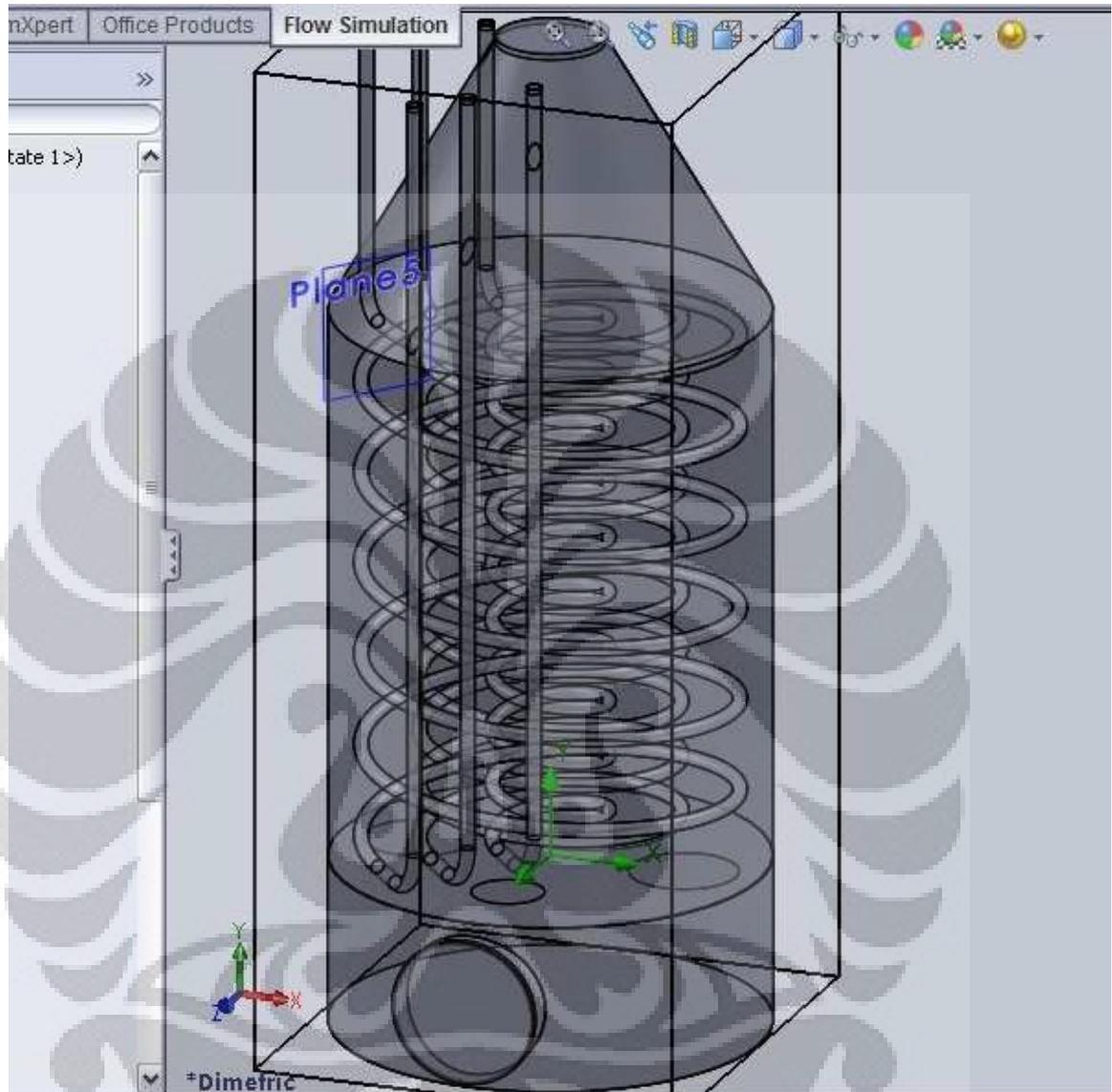
Gambar 3.15 *Flow trajectory* tekanan pada *shell & tube* konfigurasi 4

Dari simulasi ini memperlihatkan bahwa terjadi penurunan tekanan sepanjang lintasan, hal ini sesuai dengan persamaan Darcy dan Weisbach dimana $\Delta P = (f \cdot l \cdot v^2) / (2 \cdot g \cdot d)$. pada *nozzle input*, terlihat bahwa tekanan berada pada 102211 Pa, namun pada *nozzle output* tekanan menjadi 101572 Pa.



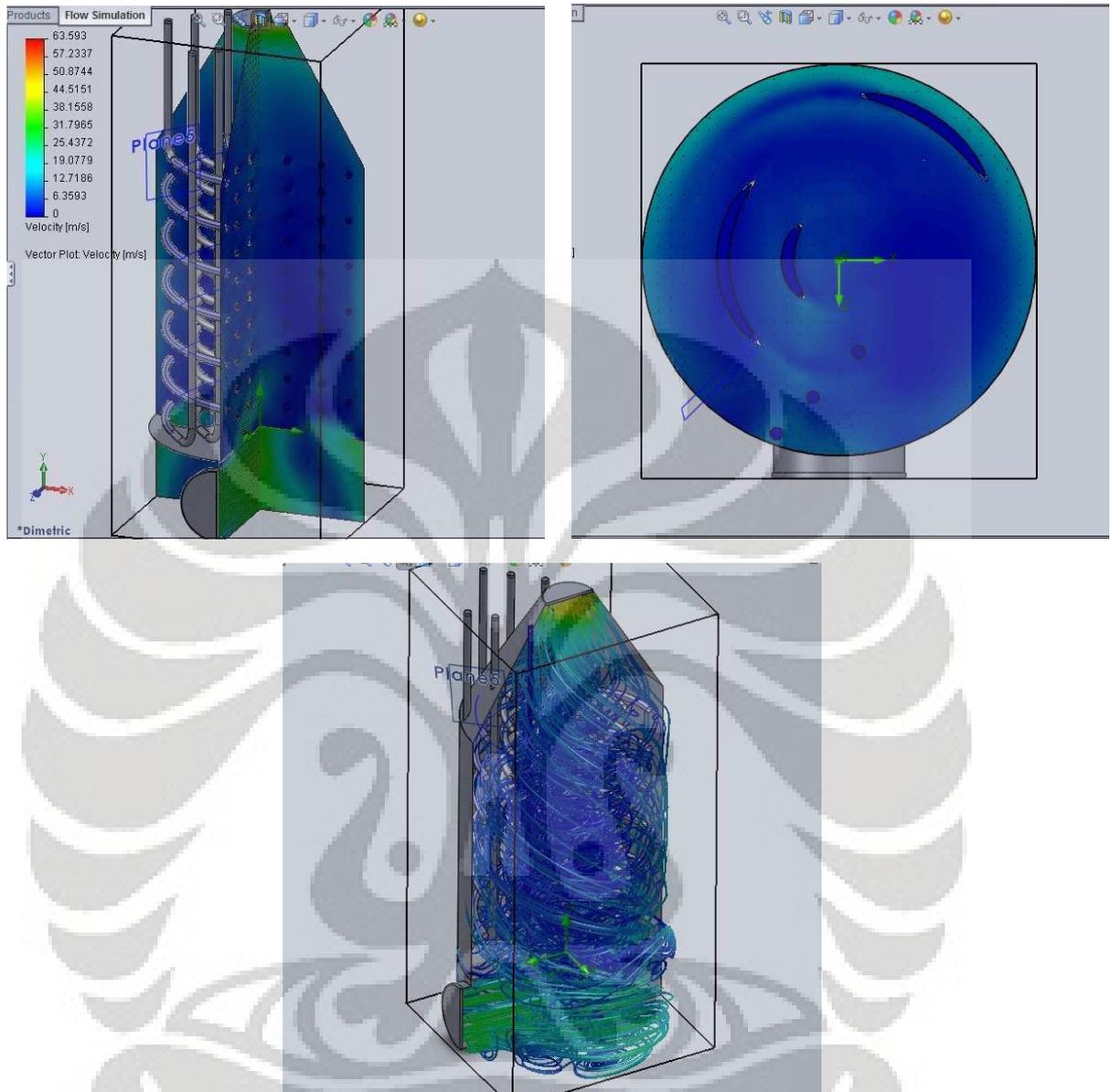
Gambar 3.16 *Flow trajectory* temperatur pada *shell & tube* konfigurasi 4 dengan menggunakan azas Black $Q_{in} = Q_{out}$, penulis dapat mengetahui kalor yang dipindahkan yaitu: $Q = (0.01 \times (2480.06 + 2524.85 + 2571.64 + 2620.48 + 2671.48 + 2724.43 + 2779.6 + 2836.96 + 2896.51 + 2958.31 + 3022.39 + 3088.79 + 3157.52 + 3228.63 + 3302.15 + 3378.11 + 3456.55 + 3537.5 + 3620.99 + 3707.06 + 3795.74 + 3887.05 + 3981.05(38)) \times 5) = 10.96 \text{ kJ}$ Dengan mengetahui besarnya kalor yang diterima oleh etanol, penulis berargumentasi bahwa *shell & tube* konfigurasi ini cukup untuk memanaskan etanol, apalagi C_p (*Heat Capacity*) yang terdapat di dalam *solver flow simulation* menunjukkan nilai yang sama pada peningkatan temperatur tinggi, sedangkan apabila di dibandingkan dalam realita, hal itu tentulah berbeda antara C_p pada satu suhu dengan suhu lainnya

4.1.5 Pembahasan Model 5

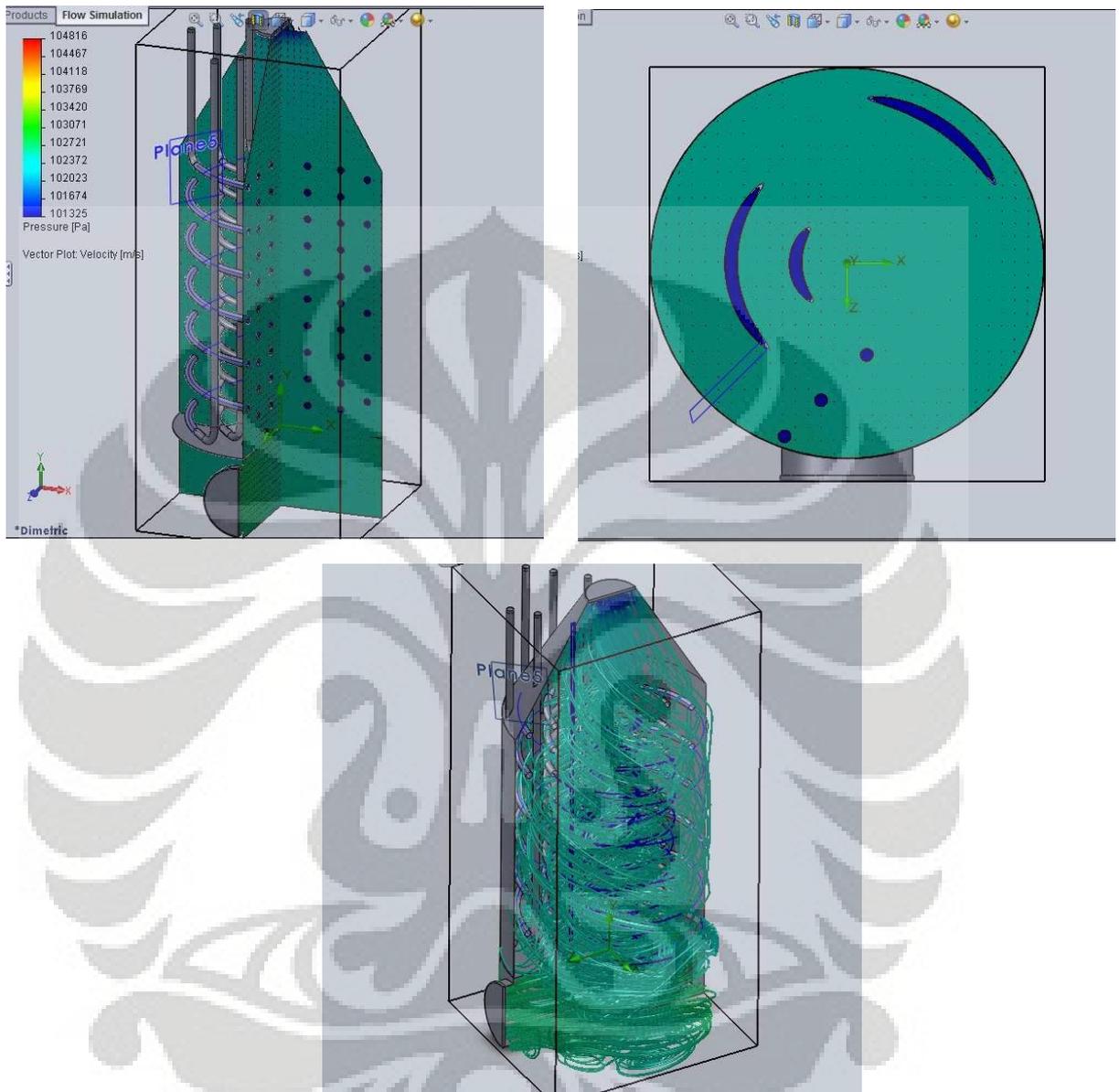


Gambar 3.17 Model *shell & tube* konfigurasi 5

Pada konfigurasi ini, penulis memasukkan *baffle* yang berfungsi untuk meningkatkan kecepatan dari gas sesuai dengan hukum kontinuitas dimana $A_1 \times V_1 = A_2 \times V_2$. Disamping itu, penulis merancang konfigurasi *tube* pada *HRSG* ini dengan konfigurasi pipa spiral dengan tujuan menciptakan aliran gas karbon dioksida yang lebih turbulen.



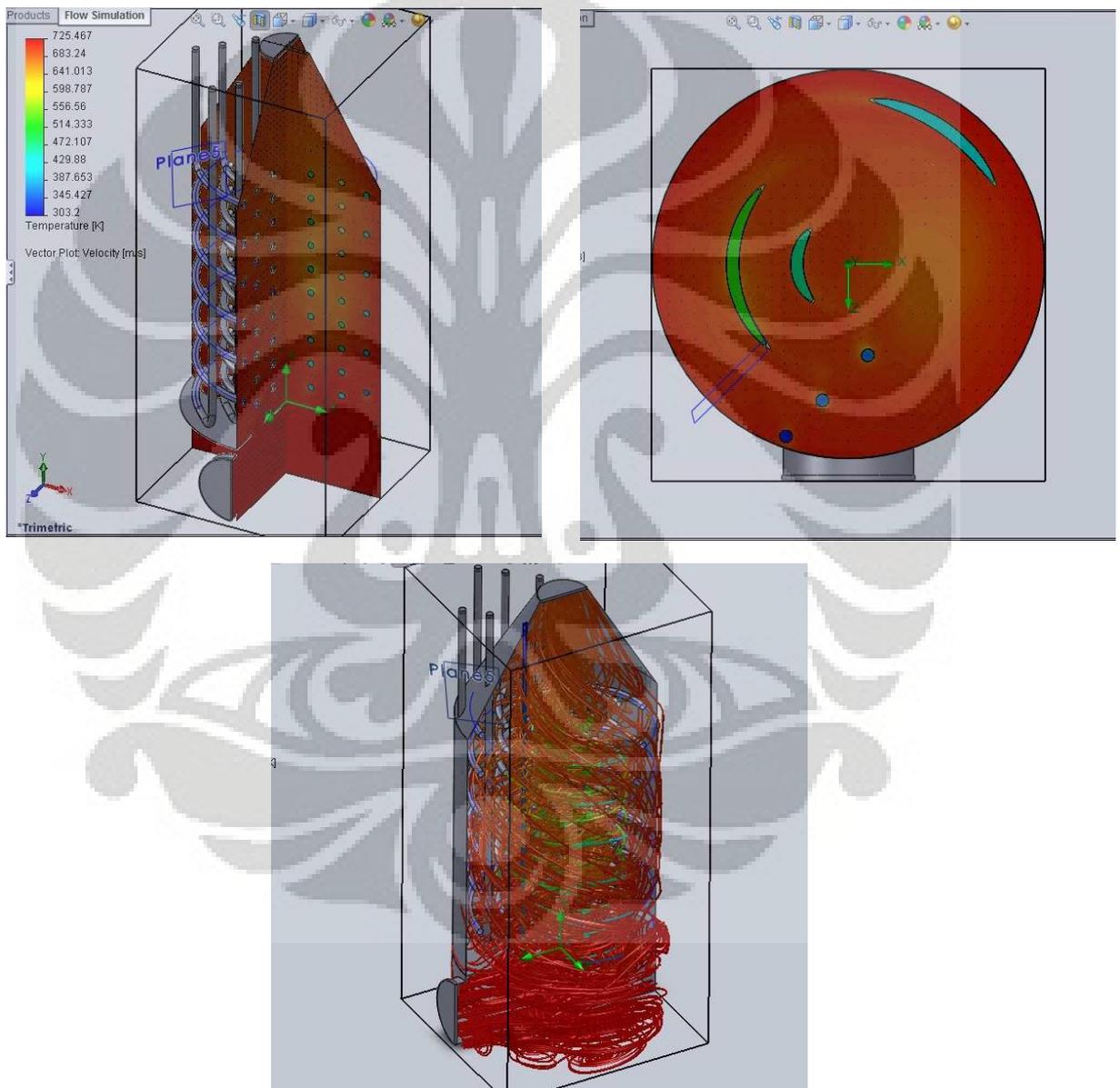
Gambar 3.18 *Flow trajectory & cut plot* kecepatan pada *shell & tube* konfigurasi 5 Dengan melihat *Cut profile* dari kecepatan yang berada pada konfigurasi *HRSG* ini, dapat terlihat bahwa kecepatan gas karbondioksida yang melewati pipa tersebut berada diantara 18 m/s . hal ini menjadi sebuah keunggulan utama dalam konfigurasi ini. Hal ini tentunya meningkatkan *Overall Heat Transfer*, karena sebagaimana diketahui bahwa salah satu parameter utama dalam laju perpindahan panas konveksi adalah bilangan reynold dimana terdapat paramater kecepatan didalam persamaan itu . persamaan Reynold adalah $Re = \rho \cdot v \cdot d / \mu$



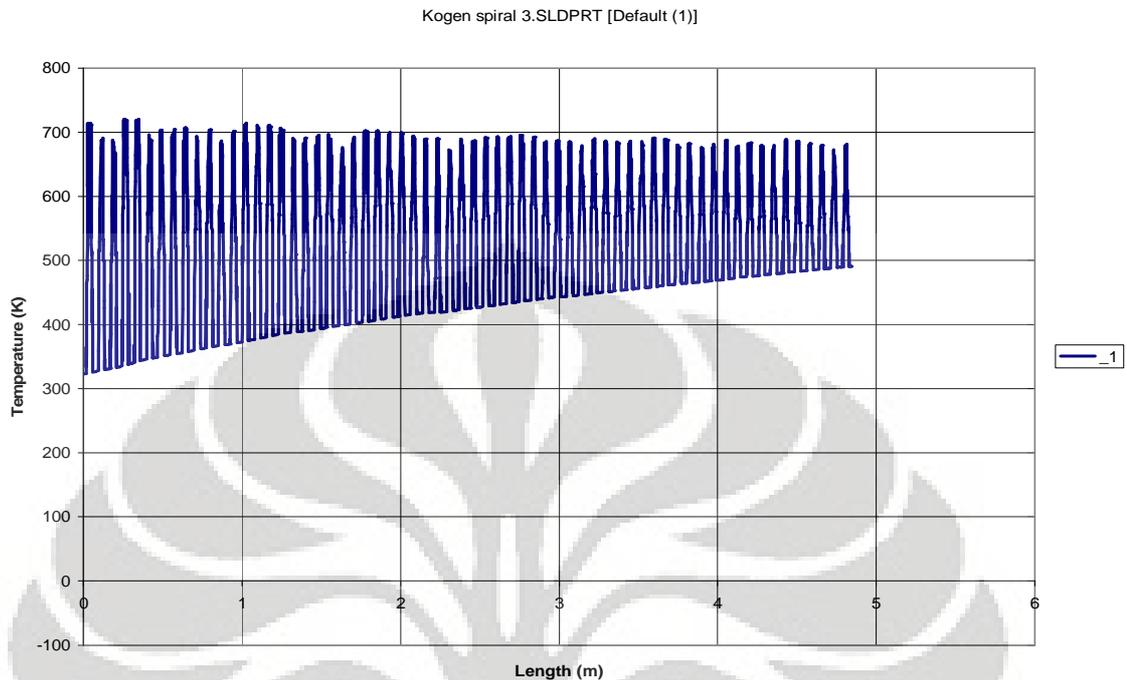
Gambar 3.19 *Flow trajectory & cut plot* tekanan pada *shell & tube* konfigurasi 5

Pada rancangan konfigurasi terakhir ini terlihat bahwa terjadi penurunan tekanan yang relatif kecil, hal ini dikarenakan pipa spiral juga berfungsi sebagai penyearah aliran sehingga aliran gas yang bertabrakan tegak lurus dengan komponen yang berada di *HRSG* menjadi lebih sedikit. Dengan demikian besarnya *Pressure drop* yang terjadi pada aliran gas karbondioksida yang melewati pipa menjadi lebih kecil bila dibandingkan dengan konfigurasi yang lain. Hal ini tentunya menjadi

keunggulan lain dalam konfigurasi ini, dengan tekanan yang masih relatif besar, dapat dimungkinkan untuk menambahkan *Equipment Heat Exchanger* tambahan untuk memanfaatkan entalpi yang masih cukup besar didalam gas karbondioksida keluaran dari gas turbin sehingga dapat meningkatkan *overall efficiency sistem* pembangkit secara keseluruhan.

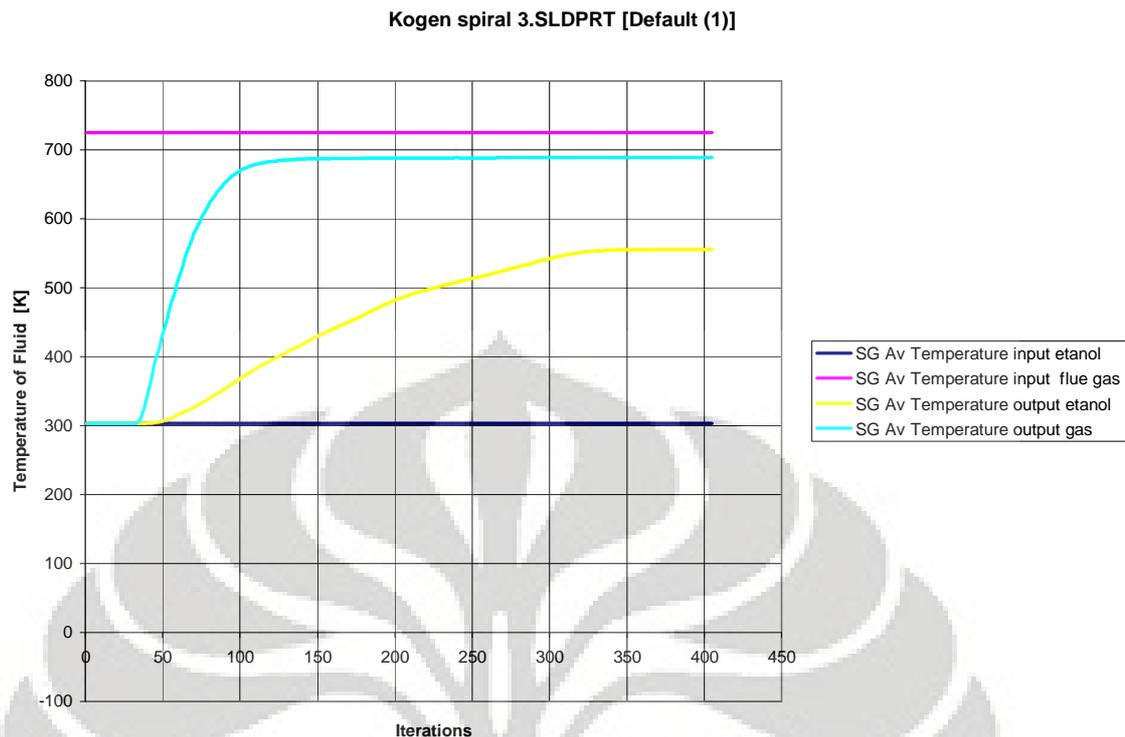


Gambar 3.20 *Flow trajectory & cut plot* temperatur pada *shell & tube* konfigurasi 5



Gambar 3.21 Diagram temperatur terhadap panjang *tube* pada konfigurasi 5. Pada *cut plot profile* distribusi temperatur pada konfigurasi model 5 terlihat bahwa suhu pada etanol menjadi tinggi hingga mencapai 555.3 K, dengan menggunakan azas Black $Q_{in} = Q_{out}$. $Q = (0.01 \times (2480.06 + 2524.85 + 2571.64 + 2620.48 + 2671.48 + 2724.43 + 2779.6 + 2836.96 + 2896.51 + 2958.31 + 3022.39 + 3088.79 + 3157.52 + 3228.63 + 3302.15 + 3378.11 + 3456.55 + 3537.5 + 3620.99 + 3707.06 + 3795.74 + 3887.05 + 3981.05(38)) \times 5) = 9.265 \text{ kJ}$. Dengan mengetahui besarnya kalor yang diterima oleh etanol, penulis berargumentasi bahwa konfigurasi ini cukup untuk memanaskan etanol, apalagi C_p (*Heat Capacity*) yang terdapat di dalam *solver flow simulation* menunjukkan nilai yang sama pada peningkatan temperatur tinggi, sedangkan apabila dibandingkan dalam realita, hal itu tentulah berbeda antara C_p pada satu suhu dengan suhu lainnya.

Distribusi temperatur pada etanol yang berbeda pada tiap pipa disebabkan perbedaan panjang tiap pipa sehingga mempengaruhi jumlah kalor yang diterima, di samping itu, jumlah *massflow* yang berbeda pada tiap pipa juga sangat mempengaruhi besarnya kenaikan temperatur.



Gambar 3.22 Diagram perubahan temperatur terhadap banyaknya iterasi yang dilakukan *solver engine* pada konfigurasi 5

Dalam simulasi, proses iterasi merupakan salah satu bagian yang tidak terpisahkan. Tabel di atas merupakan nilai Temperatur yang didapat tiap langkah iterasi, pada tabel tersebut terlihat bahwa temperatur *input* gas sudah konvergen sejak awal, begitu pula dengan temperatur *input* etanol, hal ini dikarenakan sejak awal kedua parameter tersebut telah ditentukan sehingga kedua hal tersebut bukan menjadi parameter yang diiterasi.

Sedangkan dua parameter lainnya, yaitu temperatur *output* etanol dan temperatur *output* gas mengalami proses yang lama untuk menjadi konvergen, karena kedua parameter itu adalah parameter yang dicari solusinya.

4.2. Analisa Perbandingan Antar *Heat Exchanger*

Dengan melihat besarnya kalor yang diterima, penulis memutuskan bahwa *Heat Exchanger* yang layak untuk digunakan sebagai *HRSG* pada sistem ini adalah konfigurasi model 4, model 3, dan model 5.

dengan melihat perbandingan jumlah luas penampang yang dibutuhkan,

terlihat bahwa konfigurasi model 5 adalah yang paling sedikit dalam menggunakan material pipa. Hal ini tidaklah mengherankan karena pada konfigurasi ini, kecepatan rata-rata gas buang karbondioksida yang berada pada bagian *shell* adalah yang paling cepat dibandingkan yang lain, yaitu 22 m/s . untuk mengetahui perbandingan h (nilai laju perpindahan kalor secara konveksi) pada model 5 dengan model lainnya dapat dilihat sebagai berikut :

Model 5 :

$$\text{shell-side reynolds number } Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_o}{\mu} = \frac{7.9 \times 22 \times 305 \times 10^{-3}}{0.000420296} = 126123$$

$$\text{selanjutnya hitung bilangan Prandtl} = Pr = \frac{4\gamma}{(9\gamma - 5)}$$

sehingga $Pr = 0.78201$

selanjutnya mencari bilangan Nusselt

$$Nu_s = 1.04 Re_d^{0.4} \cdot Pr_s^{0.36} \left(\frac{Pr_s}{Pr_w} \right)^{0.25}$$

dan mencari bilangan nusselt =

$$Nu = 1.04 \times (126123^{0.4}) \times (0.78201^{0.36})$$

$$= 1.04 \times 109.728 \times 0.915 = 104.45$$

selanjutnya, mencari koefisien hi dengan persamaan

$$hi = \frac{104.45 \times 0.05}{0.1525} = 34.25$$

Sedangkan pada bagian *tube*(etanol) :

$$\text{Tubeside reynolds number } Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_o}{\mu} = \frac{780 \times 0.06 \times 0.9525 \times 10^{-2}}{0.000951} = 468.7323$$

selanjutnya hitung bilangan Prandtl =

$$0.000951 \times 2480.06 = 13.55096$$

$$0.17405$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k}$$

sehingga

selanjutnya mencari bilangan Nusselt

$$Nu = 0.024 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$$

dan mencari bilangan nusselt =

$$Nu = 0.024 \times (468.7323^{0.8}) \times (13.550^{0.4})$$

$$= 9.32665$$

selanjutnya, mencari koefisien hi dengan persamaan

$$hi = \frac{9.32665 \times 0.17405}{0.009525} = 170.426$$

$$h_{id} = \frac{Nu_s k}{d_o} \left(\frac{\mu_w}{\mu_m} \right)^{-0.14}$$

Model 4 :

$$\text{tube-side reynolds number } Re = \frac{p \cdot v \cdot d_o}{\mu} = \frac{7.9 \times 2 \times 3 \times 10^{(-2)}}{0.000420296} = 1127.7$$

$$\text{Pr} = \frac{4\gamma}{(9\gamma - 5)}$$

selanjutnya hitung bilangan Prandtl =

sehingga Pr = 0.78201

$$Nu = 0.024 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$$

selanjutnya mencari bilangan Nusselt

dan mencari bilangan nusselt =

$$Nu = 0.024 \times (1127.7^{0.8}) \times (0.78201^{0.4})$$

$$= 6.015$$

selanjutnya, mencari koefisien hi dengan persamaan

$$ho = \frac{6.015 \times 0.05}{0.03} = 10.025$$

$$h_{id} = \frac{Nu_s k}{d_o} \left(\frac{\mu_w}{\mu_m} \right)^{-0.14}$$

Sedangkan pada bagian *shell*(etanol) :

Shell -side reynolds number

$$0.0581 \times V = 0.00203 \times 0.01$$

$$V = 0.000349$$

$$Re = \frac{p \cdot v \cdot d_o}{\mu} = \frac{780 \times 0.000349 \times 0.5}{0.000951} = 143.123$$

selanjutnya hitung bilangan Prandtl =

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k}$$

$$\frac{0.000951 \times 2480.06}{0.17405} = 13.55096$$

$$0.17405$$

sehingga

selanjutnya mencari bilangan Nusselt

$$Nu_s = 1.04 Re_d^{0.4} \cdot Pr_s^{0.36} \left(\frac{Pr_s}{Pr_w} \right)^{0.25}$$

dan mencari bilangan nusselt =

$$Nu = 1.04 \times (143.123^{0.4}) \times (13.550^{0.36})$$

$$= 19.35648$$

$$h_{id} = \frac{Nu_s k}{d_o} \left(\frac{\mu_w}{\mu_m} \right)^{-0.14}$$

selanjutnya, mencari koefisien hi dengan persamaan

$$hi = \frac{19.3546 \times 0.17405}{0.5} = 6.738$$

$$0.5$$

Model 3 :

$$\text{tube-side reynolds number } Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_o}{\mu} = \frac{7.9 \times 1.75 \times 1.75 \times 10^{(-2)}}{0.000420296} = 986.84$$

$$\text{selanjutnya hitung bilangan Prandtl} = Pr = \frac{4\gamma}{(9\gamma - 5)}$$

$$\text{sehingga } Pr = 0.78201$$

selanjutnya mencari bilangan Nusselt

$$Nu = 0.024 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$$

dan mencari bilangan nusselt =

$$Nu = 0.024 \times (986.84^{0.8}) \times (0.78201^{0.4})$$

$$= 5.40621$$

selanjutnya, mencari koefisien hi dengan persamaan

$$h_{id} = \frac{Nu_s k}{d_o} \left(\frac{\mu_w}{\mu_m} \right)^{-0.14}$$

$$h_i = \frac{5.40621 \times 0.05}{0.03} = 9.0103$$

Sedangkan pada bagian *shell* (etanol)

$$0.0581 \times V = 0.00203 \times 0.01$$

$$V = 0.000349$$

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_o}{\mu} = \frac{780 \times 0.000349 \times 0.5}{0.000951} = 143.123$$

selanjutnya hitung bilangan Prandtl =

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k}$$

$$\frac{0.000951 \times 2480.06}{0.17405} = 13.55096$$

sehingga

selanjutnya mencari bilangan Nusselt

$$Nu_s = 1.04 Re_d^{0.4} \cdot Pr_s^{0.36} \left(\frac{Pr_s}{Pr_w} \right)^{0.25}$$

dan mencari bilangan nusselt =

$$Nu = 1.04 \times (143.123^{0.4}) \times (13.550^{0.36})$$

$$= 19.35648$$

$$h_{id} = \frac{Nu_s k}{d_o} \left(\frac{\mu_w}{\mu_m} \right)^{-0.14}$$

selanjutnya, mencari koefisien h_i dengan persamaan

$$h_i = \frac{19.3546 \times 0.17405}{0.5} = 6.738$$

4.2.1 Analisa Overall Heat Transfer

Dengan mengkomparasi koefisien perpindahan kalor konveksi pada tiap *shell&tube*, dapat diketahui dengan jelas alasan mengapa konfigurasi model 5 paling membutuhkan luasan pipa yang paling sedikit untuk melakukan perpindahan kalor. Hal ini disebabkan perpin dahan kalor konveksi pada gas buang karbondioksida yang berada di model tersebut (model 5) adalah yang paling besar, yaitu : 28.818 . di tambah material pipa pada model ini juga menggunakan tembaga yang konduktivitas termalnya lebih tinggi dibandingkan *Stainless Steel* dan variable lain yang menentukan adalah besarnya laju konveksi pada fluida dingin. Untuk mengetahui

dengan detail, dapat dilakukan perbandingan U =

Model 5

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d \ln (d_o/d_i)}{2k_w} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_{id}} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i}$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{34.25} + \frac{0.0005}{170.426} + \frac{0.9525 \times 10^{(-2)} \ln (1.2)}{2 \times 379.6} + 0.0002 + \frac{1}{170.426}$$

$$\frac{1}{U_o} = 0.029 + 0.0005 + 0.0000023 + 0.0002 + 0.005 = 0.0347$$

U_o

$$U_o = 28.818$$

Model 4

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d \ln (d_o/d_i)}{2k_w} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_{id}} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i}$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{10.025} + \frac{0.0005}{6.738} + \frac{3 \times 10^{(-2)} \ln (1.2)}{2 \times 16.1} + 0.0002 + \frac{1}{6.738}$$

$$\frac{1}{U_o} = 0.099 + 0.0005 + 0.000017 + 0.0002 + 0.15 = 0.24971$$

U_o

$$U_o = 4.004$$

Model 3

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d \ln (d_o/d_i)}{2k_w} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_{id}} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i}$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{9.0123} + \frac{0.0005}{6.738} + \frac{3 \times 10^{(-2)} \ln (1.2)}{2 \times 16.1} + 0.0002 + \frac{1}{6.738}$$

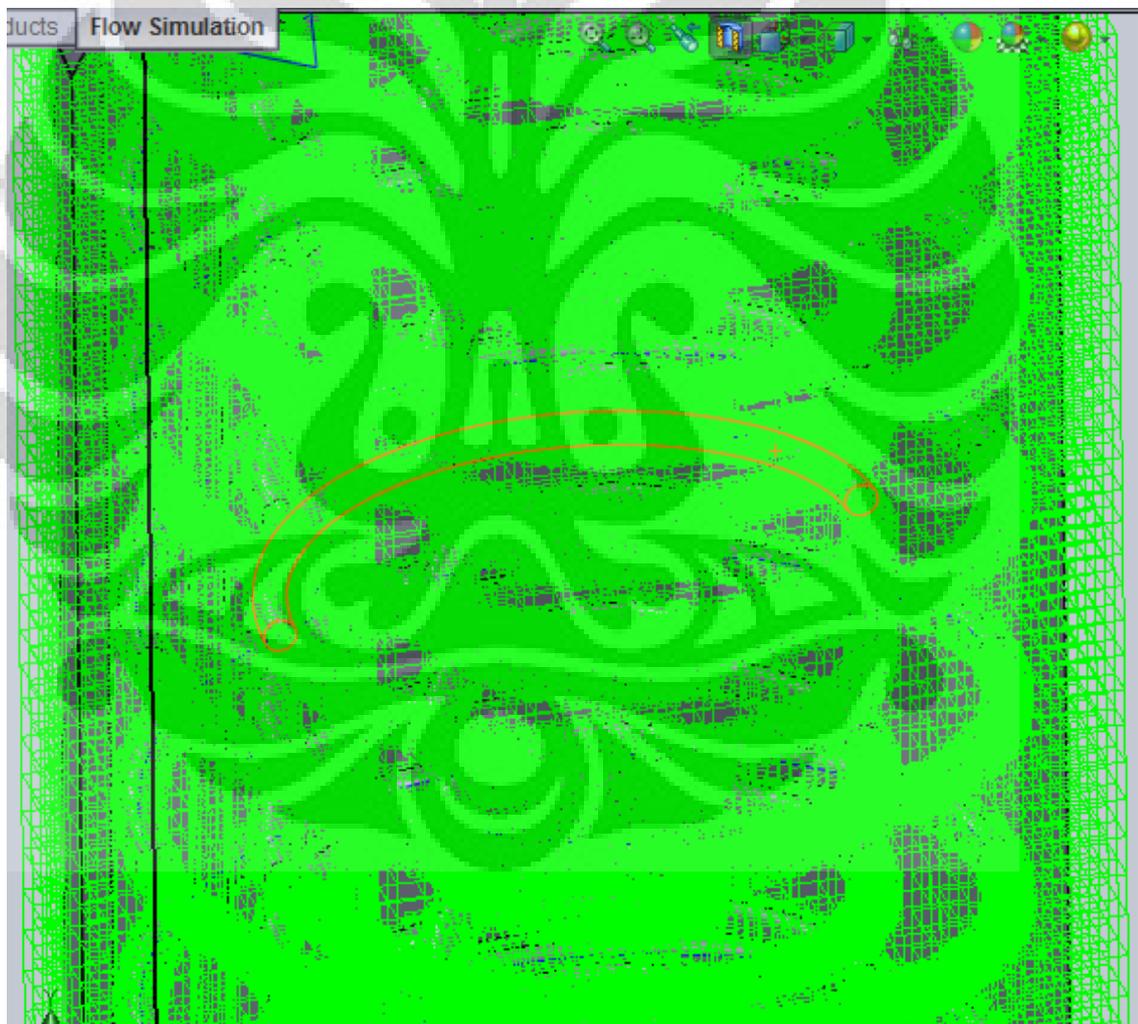
$$\frac{1}{U_o} = 0.111 + 0.0005 + 0.000017 + 0.0002 + 0.15 = 0.261717$$

U_o

$$U_o = 3.83$$

4.3. Mesh Dependency Study

Sebagaimana yang diketahui bahwa banyak serta konfigurasi *mesh* sangat mempengaruhi hasil perhitungan numerik dalam hal ini finite volume. *Software SolidWorks* memiliki kelebihan dalam hal ini. Kelebihan yang dimaksud adalah *software* ini memiliki standard minimum konfigurasi *mesh* agar hasil perhitungan layak dijadikan rujukan, namun seringkali, konfigurasi minimum tersebut ternyata tidak diimbangi oleh spesifikasi komputer yang cukup, sehingga diperlukan beberapa konfigurasi manual untuk mengatur ulang *mesh* dengan tingkat keakuratan yang mendekati *automatic mesh*.



Gambar 3.23 Gambar konfigurasi *mesh* level 3 pada konfigurasi 5

Pada awal konfigurasi, penulis menggunakan Initial *mesh* manual (dikarenakan

spesifikasi komputer yang belum mencukupi) , sehingga konfigurasi menjadi seperti ini: *fluid cell* 51312, *solid cell* 6083, dan *partial cell* 39098 dengan menghasilkan *effectiveness heat transfer* = 0.55 dengan waktu simulasi selama 2 jam.

Berikutnya, penulis melakukan konfigurasi *mesh* kembali, sehingga konfigurasi menjadi seperti ini: *fluid cell* 76642, *solid cell* 7936 dan *partial cell* 56901 dengan menghasilkan *effectiveness heat transfer* = 0.586963 dengan waktu simulasi selama 4 jam.

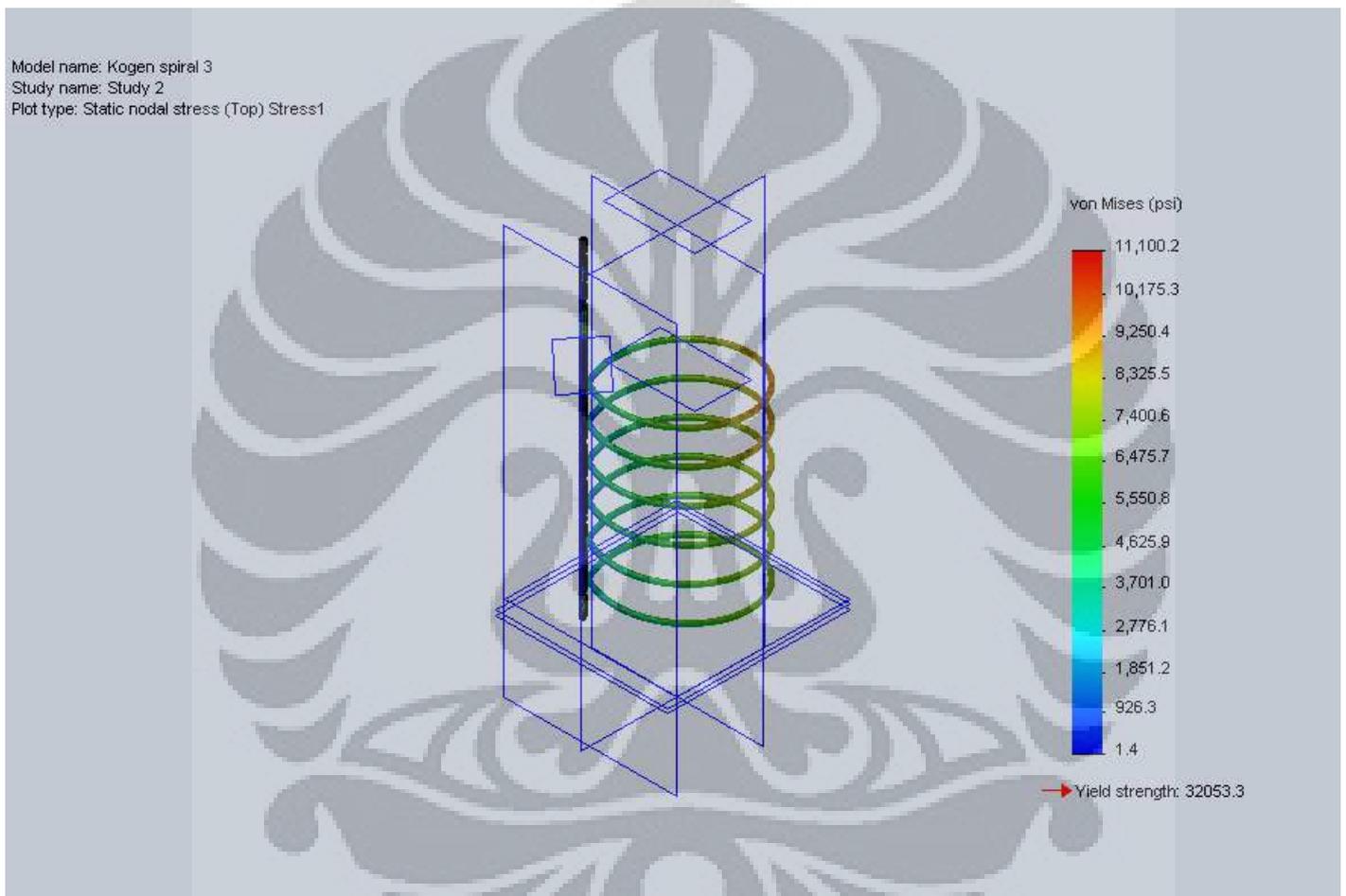
Selanjutnya, penulis kembali melakukan konfigurasi *Mesh* manual dan menghasilkan konfigurasi sebagai berikut : *fluid cell* 137350, *solid cell* 11880, dan *partial cell* 99298 dengan menghasilkan *effectiveness heat transfer* = 0.59 dengan waktu simulasi selama 8 jam.

Terakhir, penulis melakukan konfigurasi *mesh automatic* (menggunakan komputer lain dengan spesifikasi yang cukup) dan menghasilkan konfigurasi *Mesh* sebagai berikut : *fluid cell* 156017, *solid cell* 10308, dan *partial cell* 113409 dengan menghasilkan *effectiveness heat transfer* sebesar 0.597783 dengan waktu simulasi selama 12 jam.

Dengan melihat hasil simulasi dan dibandingkan dengan waktu yang diperlukan untuk melakukan simulasi. Pada kasus ini, tidak diperlukan *mesh automatic* dikarenakan waktu simulasi yang sangat lama, mencapai 12 jam. *Manual mesh configuration* menjadi pilihan yang tepat untuk mempercepat proses simulasi tanpa melupakan keakuratan hasil. Perbandingan antara jumlah *mesh* . Penulis menyarankan perbandingan minimum antara *automatic mesh* dengan *manual mesh* antara 2 : 1

ANALISA STRUKTUR

Berdasarkan simulasi struktur yang ada pada *SolidWorks*, dapat terlihat bahwa besarnya stress maksimum yang terjadi adalah **11100.2 psi** namun masih dalam kriteria aman, hal ini disebabkan karena *yield strength* dari tembaga cukup tinggi, yaitu sebesar **32053.3 psi** sehingga dapat dijadikan pedoman untuk membuat alat ini.



Gambar 3.24 Gambar hasil simulasi analisa tegangan pada salah satu pipa tembaga konfigurasi 5

BAB 5

KESIMPULAN

Dengan melihat berbagai macam variabel yang mempengaruhi perpindahan panas di dalam berbagai jenis konfigurasi yang ada dengan menggunakan metode simulasi. Penulis memiliki beberapa kesimpulan:

1. Konfigurasi Terbaik untuk melakukan perpindahan panas yang sesuai dengan kalor yang dibutuhkan adalah konfigurasi model 5 dikarenakan membutuhkan material yang paling sedikit sebagai media perpindahan kalor dimana U (*Overall Heat Transfer*) sebesar **28.818** .
2. Konfigurasi pipa spiral pada model 5 memiliki keunggulan dalam meningkatkan heat transfer disamping itu juga memiliki *pressure drop* yang relatif lebih kecil dibandingkan konfigurasi yang lain serta bentuk yang lebih mencukupi dalam *shell* dimana tekanan *output flue gas* sebesar **102023 Pa**
3. Struktur HRSG tersebut aman karena *stress* maksimum yang terjadi pada sistem sebesar **11100.2 psi** sedangkan *yield strength* pada tembaga sebesar **32053.3 psi**

Saran

- *HRSG* ini juga dapat ditambah recuperator namun perlu diperhitungkan kekuatan struktur pada *combustion chamber* dan *turbocharger*
- Pengujian kembali juga dilakukan terhadap struktur *tube* dikarenakan hasil dari proses fabrikasi berbeda dengan model geometri CAD

DAFTAR PUSTAKA

2. *American Petroleum Institute. API Publication 534: Heat Recovery Steam Generator.* Washington, 1995.
3. Azmi, Ulil. Analisis *Thermal Stress* Pada Kebocoran Pipa Elbow LP Evaporator *HRSG*. Program Pasca Sarjana Bidang Ilmu Teknik Universitas Indonesia. Depok . 2009
4. Blue Print Pengelolaan Energi Nasional 2006-2025. Jakarta, 2006
5. Huang, L. *HTRI Design Manual*, Texas, 2006
6. *Kuppan, T. Heat Exchanger Design Handbook. Mercel Dekker Inc. New York, 2010*
7. *Nayyar, Mohinder L. Seventh Edition of Piping Handbook. McGraw-Hill.*
8. *Shah, RaMesh K. Fundamentals of Heat Exchanger Design. John Willey & Sons, Inc .New Jersey, 2003*
9. Winata, Adi Indra. Perancangan *Shell & tube Heat Exchanger Tipe Fixed Head* Dengan Menggunakan Desain *3D Template*. Program Sarjana Teknik Mesin Universitas Indonesia. Depok. 2008
10. <http://konversi.wordpress.com/2009/02/18/pembangkit-listrik-masa-depan-indonesia/> , 3 januari 2011 pukul 9.15 WIB.
11. <http://dansite.wordpress.com/2009/03/28/pengertian-efisiensi/> , 3 januari 2011 pukul 9.15 WIB.

LAMPIRAN

FULL REPORT

System Info

Product	Flow Simulation 2010 0.0. Build: 1063
Computer name	KARYADI
User name	Valk
Processors	Intel(R) Core(TM)2 CPU T5600 @ 1.83GHz (2 processors)
Memory	3061 MB / 2047 MB
Operating system	Microsoft Windows XP Professional Service Pack 2 (Build 2600)
CAD version	SolidWorks 2010 SP407828480
CPU speed	1828 (987) MHz

General Info

Model	E:\DATA\kuliah\semester 8\skripsi\skripsi faruq\Kogen spiral 3.SLDPRT
Project name	Default (1)
Project path	E:\DATA\kuliah\semester 8\skripsi\skripsi faruq\2
Units system	SI (m-kg-s)
Analysis type	Internal
Exclude cavities without <i>flow</i> conditions	On
Coordinate system	Global coordinate system
Reference axis	X

INPUT DATA

Initial Mesh Settings

Automatic initial *Mesh*: Off

Basic Mesh Dimensions

<i>Number of cells in X</i>	7
<i>Number of cells in Y</i>	21
<i>Number of cells in Z</i>	7

Control Planes

Control planes in X direction

Name	Minimum	Maximum	Number of cells	Ratio
X1	-0.153106	0.153106	-	1

Control planes in Y direction

Name	Minimum	Maximum	Number of cells	Ratio
Y1	-0.121331	0.610674	-	5

Control planes in Z direction

Name	Minimum	Maximum	Number of cells	Ratio
Z1	-0.153123	0.170328	-	1

Solid/Fluid Interface

Small <i>solid</i> features refinement level	3
Curvature refinement level	0
Curvature refinement criterion	0.3
Tolerance refinement level	4
Tolerance refinement criterion	0.00247799883 m

Refining cells

Refine fluid <i>cells</i>	Off
Refine <i>partial cells</i>	Off
Refine <i>solid cells</i>	Off

Narrow Channels

Advanced narrow channel refinement	On
Characteristic <i>number</i> of <i>cells</i> across a narrow channel	5
Narrow channels refinement level	2
The minimum height of narrow channels	Off
The maximum height of narrow channels	Off

Computational Domain**Size**

X min	-0.1531056 m
X max	0.1531056 m
Y min	-0.121330544 m
Y max	0.61067426 m

Z min	-0.153122805 m
Z max	0.170327805 m

Boundary Conditions

2D plane flow	None
At X min	Default
At X max	Default
At Y min	Default
At Y max	Default
At Z min	Default
At Z max	Default

Physical Features

Heat conduction in *solids*: On
 Heat conduction in *solids* only: Off
 Radiation: Off
 Time dependent: Off
 Gravitational effects: Off
 Flow type: Laminar and turbulent
 High Mach *number flow*: Off
 Humidity: Off
 Default roughness: 0 micrometer
 Default outer wall condition: Adiabatic wall

Initial Conditions

Thermodynamic parameters	Static <i>Pressure</i> : 101325 Pa Temperature: 303.2 K
Velocity parameters	Velocity vector Velocity in X direction: 0 m/s Velocity in Y direction: 0 m/s Velocity in Z direction: 0 m/s
<i>Solid</i> parameters	Default material: Copper Initial <i>solid</i> temperature: 303.2 K
Turbulence parameters	Turbulence intensity and length Intensity: 2 % Length: 0.003056 m

Material Settings

Fluids

[Carbon dioxide](#)

[Ethanol](#)[Water](#)**Solids**[Copper](#)**Fluid Subdomains**

etanol

Thermodynamic Parameters	Static Pressure: 101325 Pa Temperature: 303.2 K
Velocity Parameters	Velocity in X direction: 0 m/s Velocity in Y direction: 0 m/s Velocity in Z direction: 0 m/s
Turbulence parameters type:	Turbulence intensity and length
Intensity	2 %
Length	0.003056 m
Flow type	Laminar and Turbulent
Concentrations	Substance fraction by mass Ethanol 1 Water 1
Default fluid type	Liquid
Fluids	Ethanol Water
Faces	Face<1> Face<2> Face<3>
Coordinate system	Global coordinate system
Reference axis	X

Boundary Conditions*Inlet etanol 1*

Type	<i>Inlet Mass Flow</i>
Faces	Face <1 > Face <1 >
Coordinate system	Global coordinate system
Reference axis	X
Flow parameters	Flow vectors direction: Normal to face Mass flow rate normal to face: 0.003 kg/s Fully developed flow: No <i>Inlet profile: 0</i>

Thermodynamic parameters	Temperature: 303.2 K
Turbulence parameters	Turbulence intensity and length Intensity: 2 % Length: 0.003056 m
Boundary layer parameters	Boundary layer type: Turbulent

Inlet etanol 2

Type	<i>Inlet Mass Flow</i>
Faces	Face <1 >
Coordinate system	Face Coordinate System
Reference axis	X
<i>Flow parameters</i>	<i>Flow vectors direction: Normal to face</i> <i>Mass flow rate normal to face: 0.004 kg/s</i> <i>Fully developed flow: No</i> <i>Inlet profile: 0</i>
Thermodynamic parameters	Temperature: 303.2 K
Turbulence parameters	Turbulence intensity and length Intensity: 2 % Length: 0.003056 m
Boundary layer parameters	Boundary layer type: Turbulent

outlet etanol

Type	<i>Environment Pressure</i>
Faces	Face <1 > Face <1 > Face <1 >
Coordinate system	Global coordinate system
Reference axis	X
Thermodynamic parameters	<i>Environment pressure: 101325 Pa</i> Temperature: 303.2 K
Turbulence parameters	Turbulence intensity and length Intensity: 2 % Length: 0.003056 m
Boundary layer parameters	Boundary layer type: Turbulent

output gas

Type	<i>Environment Pressure</i>
Faces	Face <1 >
Coordinate system	Face Coordinate System
Reference axis	X
Thermodynamic parameters	<i>Environment pressure: 101325 Pa</i> Temperature: 303.2 K
Turbulence parameters	Turbulence intensity and length Intensity: 2 %

	Length: 0.003056 m
Boundary layer parameters	Boundary layer type: Turbulent

Inlet gas

Type	<i>Inlet Mass Flow</i>
Faces	Face <1 >
Coordinate system	Face Coordinate System
Reference axis	X
Flow parameters	Flow vectors direction: Normal to face Mass flow rate normal to face: 0.17078 kg/s Fully developed flow: No Inlet profile: 0
Thermodynamic parameters	Temperature: 725.15 K
Turbulence parameters	Turbulence intensity and length Intensity: 2 % Length: 0.003056 m
Boundary layer parameters	Boundary layer type: Turbulent

Goals*Surface Goals*SG Av Temperature *input* etanol

Type	Surface Goal
Goal type	Temperature of Fluid
Calculate	Average value
Faces	Face<2> Face<3> Face<1>
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

SG Av Temperature *input* flue gas

Type	Surface Goal
Goal type	Temperature of Fluid
Calculate	Average value
Faces	Face<1>
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

SG Av Temperature *output* etanol

Type	Surface Goal
Goal type	Temperature of Fluid

Calculate	Average value
Faces	Face<3> Face<2> Face<1>
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

SG Av Temperature *output gas*

Type	Surface Goal
Goal type	Temperature of Fluid
Calculate	Average value
Faces	Face<4>
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

SG Av Mass Fraction of Ethanol 1

Type	Surface Goal
Goal type	Mass Fraction of
Calculate	Average value
Faces	Face<1>
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

SG Av Mass Fraction of Ethanol 2

Type	Surface Goal
Goal type	Mass Fraction of
Calculate	Average value
Faces	Face<2>
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

SG Av Mass Fraction of Ethanol 3

Type	Surface Goal
Goal type	Mass Fraction of
Calculate	Average value
Faces	Face<3>
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

Equation Goals

effectiveness

Type	Equation Goal
------	---------------

Formula	$(SG\ Av\ Temperature\ output\ etanol - SG\ Av\ Temperature\ input\ etanol) / (SG\ Av\ Temperature\ input\ flue\ gas - SG\ Av\ Temperature\ input\ etanol)$
Dimensionality	No units
Use in convergence	On

Calculation Control Options

Finish Conditions

Finish conditions	If one is satisfied
Maximum travels	4
Goals convergence	Analysis interval: 0.5

Solver Refinement

Refinement: Disabled

Results Saving

Save before refinement	On
------------------------	----

Advanced Control Options

Flow Freezing

Flow freezing strategy	Disabled
------------------------	----------

RESULTS

General Info

Iterations: 405

CPU time: 29608 s

Log

Preparing data for calculation	09:21:27 , Sep 25
Calculation started 0	09:24:09 , Sep 25
Calculation has converged since the following criteria are satisfied: 404	17:38:27 , Sep 25
Goals are converged 404	
Calculation finished 405	17:40:07 , Sep 25

Calculation Mesh

Basic Mesh Dimensions

Number of cells in X	7
Number of cells in Y	21
Number of cells in Z	7

Number Of Cells

Total cells	279734
Fluid cells	156017
Solid cells	10308
Partial cells	113409
Irregular cells	0
Trimmed cells	603

Maximum refinement level: 4

Goals

Name	Unit	Value	Progress	Use in convergence	Delta	Criteria
SG Av Temperature input ethanol	K	303.2	100	On	7.96148925e-010	3.032e-006
SG Av Temperature input flue gas	K	725.15	100	On	1.13686838e-013	7.2515e-006
SG Av Temperature output ethanol	K	555.435	100	On	0.824479238	3.09610845
SG Av Temperature output gas	K	688.652	100	On	0.103647905	11.4699965
SG Av Mass Fraction of Ethanol 1		0.1	100	On	2.81885626e-013	0.00567915828
SG Av		0.1	100	On	0.0045357	0.0045664

Mass Fraction of Ethanol 2					7797	8152
SG Av Mass Fraction of Ethanol 3		0.1	100	On	5.4322097 3e-006	0.0055090 9276
effectiveness		0.597783	100	On	0.0019539 7379	0.0073376 1924

Min/Max Table

Name	Minimum	Maximum
Pressure [Pa]	101325	104816
Temperature [K]	303.2	725.485
Velocity [m/s]	0	63.593
X – Component of Velocity [m/s]	-59.3688	58.6567
Y – Component of Velocity [m/s]	-29.9288	54.7175
Z – Component of Velocity [m/s]	-46.3397	50.6934
Fluid Temperature [K]	303.2	725.485
Solid Temperature [K]	303.37	725.387
Melting Temperature Exceed [K]	-1052.83	-630.813
Mach Number []	0	0.160692
Shear Stress [Pa]	0	134.987
Heat Transfer Coefficient [W/m ² /K]	1.80033e-005	2904.92
Surface Heat Flux [W/m ²]	-202704	73125.9
Density [kg/m ³]	0.746531	968.305

Engineering Database

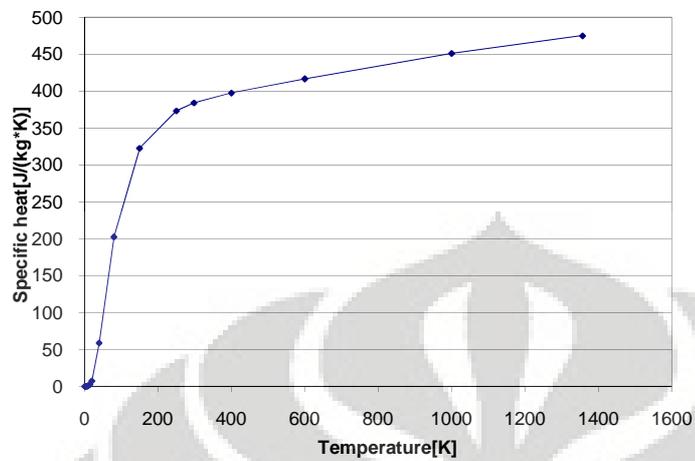
Solids

Copper

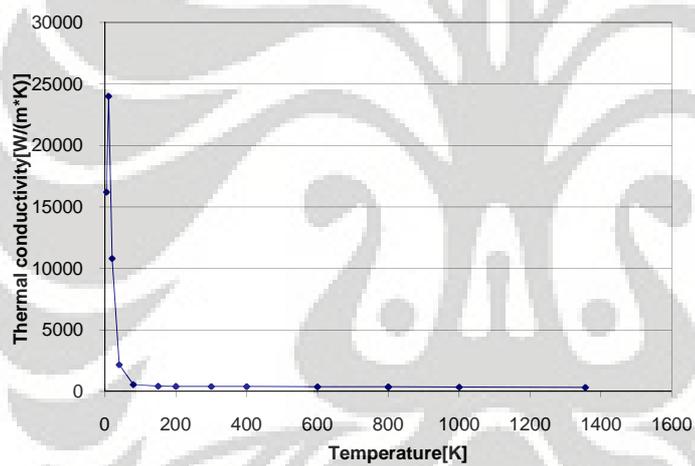
Path: Solids Pre-Defined\Metals

Density: 8960 kg/m³

Specific heat

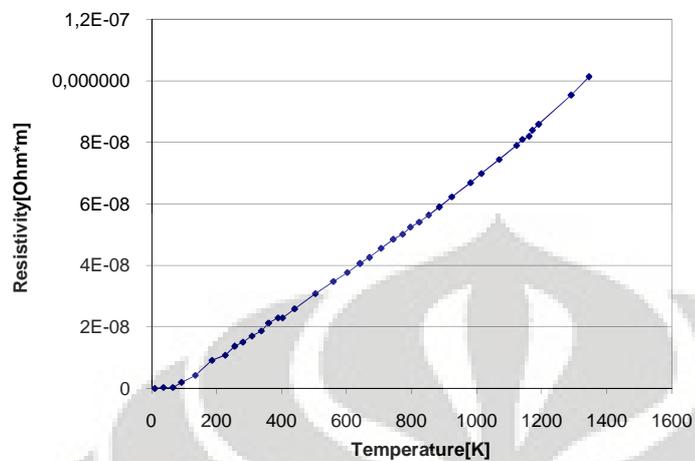


Conductivity type: Isotropic Thermal conductivity



Electrical conductivity | Electrical conductivity | Axial electrical conductivity | Electrical conductivity in X: Conductor

Resistivity



Melting temperature: 1356.2 K

Gases

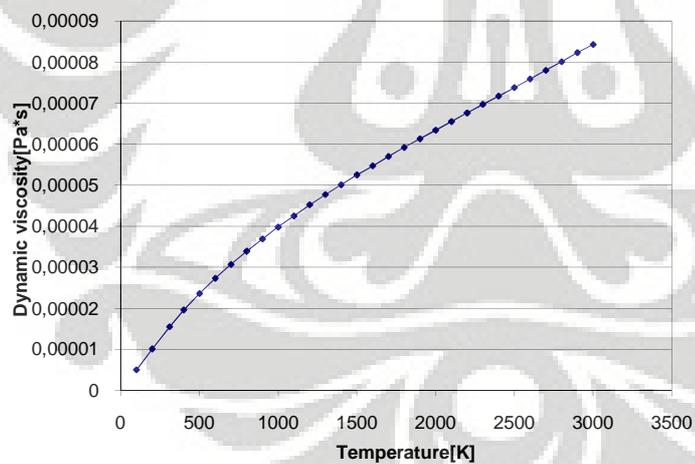
Carbon dioxide

Path: Gases Pre-Defined

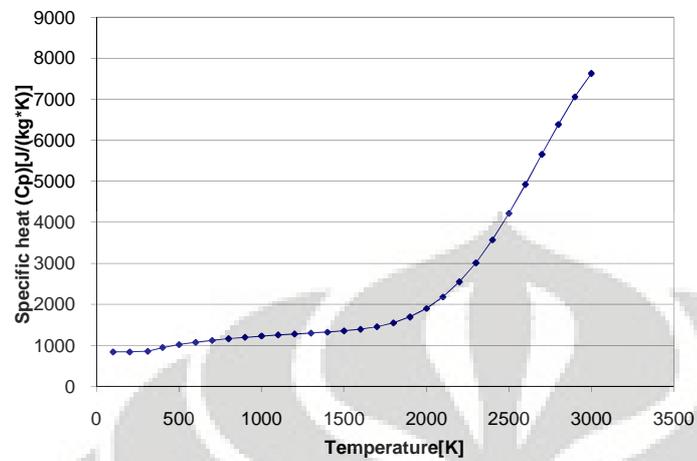
Specific heat ratio (C_p/C_v): 1.287

Molecular mass: 0.044011 kg/mol

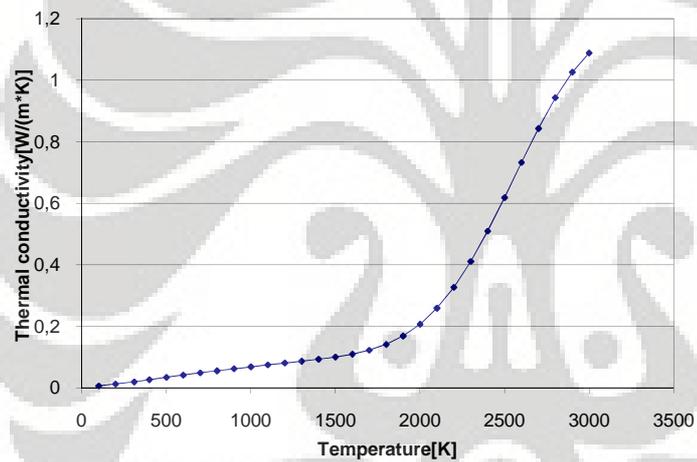
Dynamic viscosity



Specific heat (Cp)



Thermal conductivity

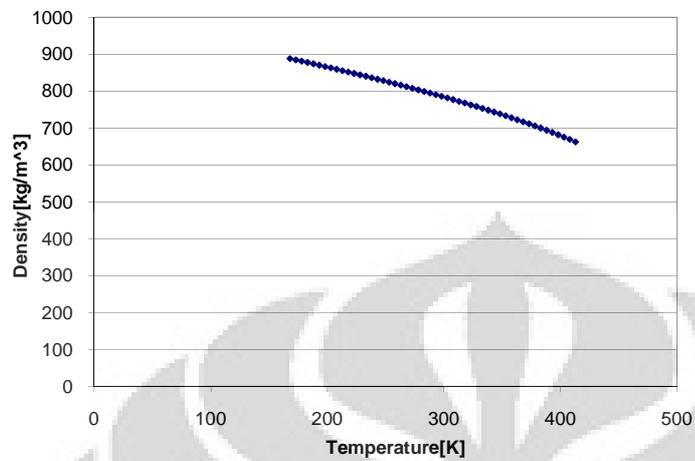


Liquids

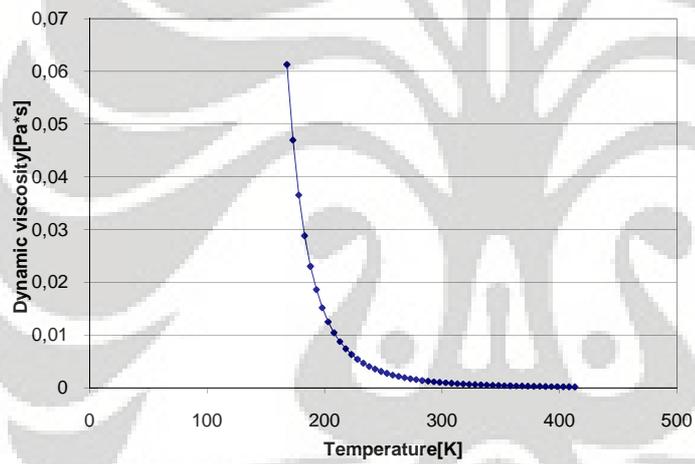
Ethanol

Path: Liquids Pre-Defined

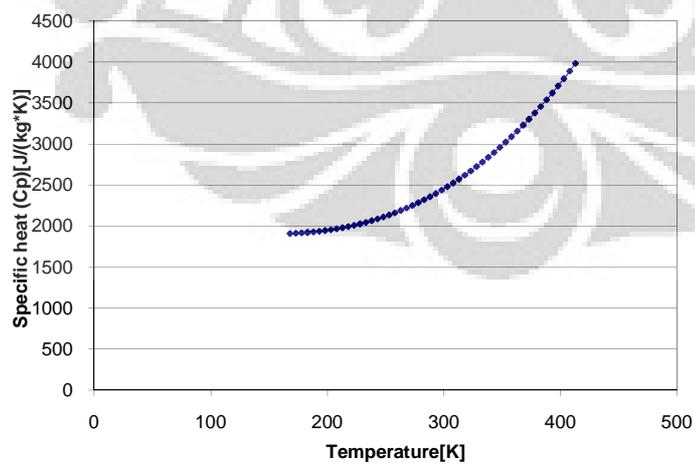
Density



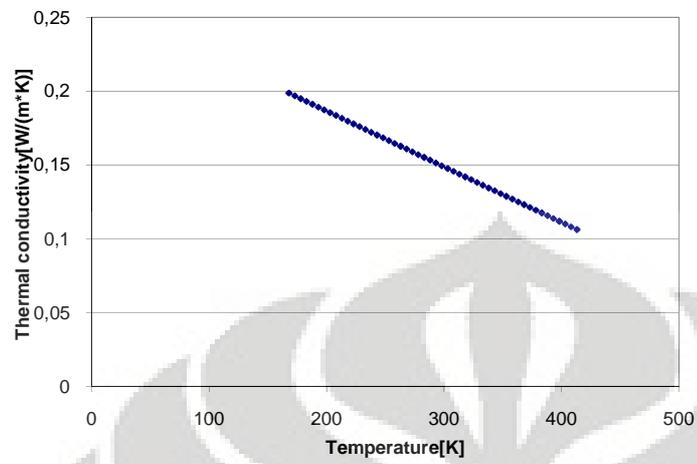
Dynamic viscosity



Specific heat (Cp)



Thermal conductivity

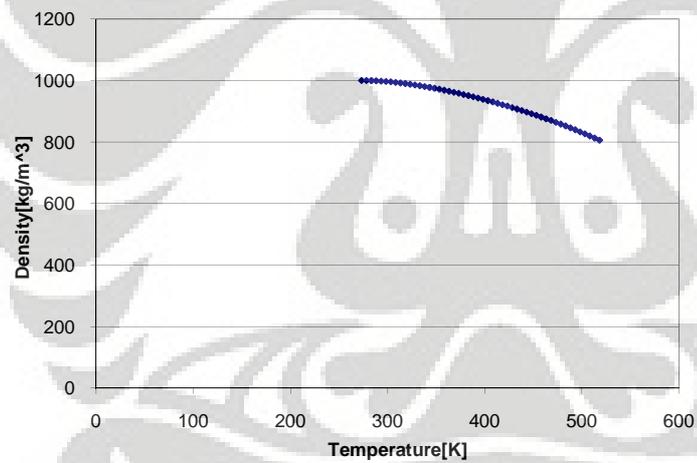


Cavitation effect: No

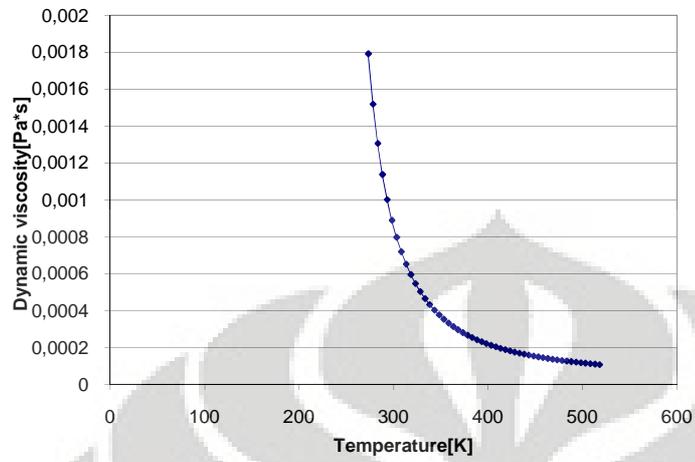
Water

Path: Liquids Pre-Defined

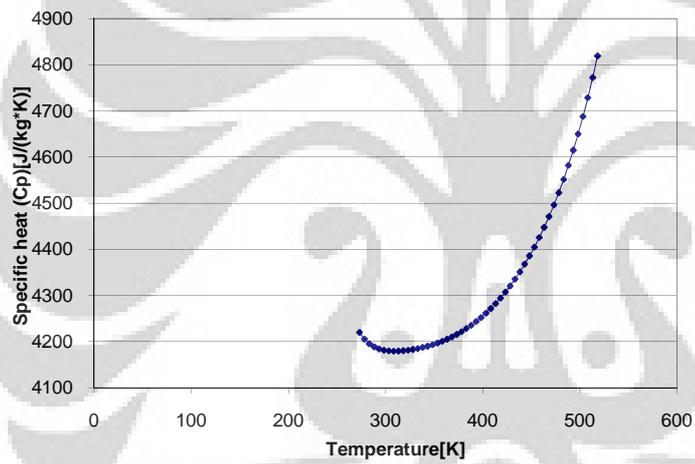
Density



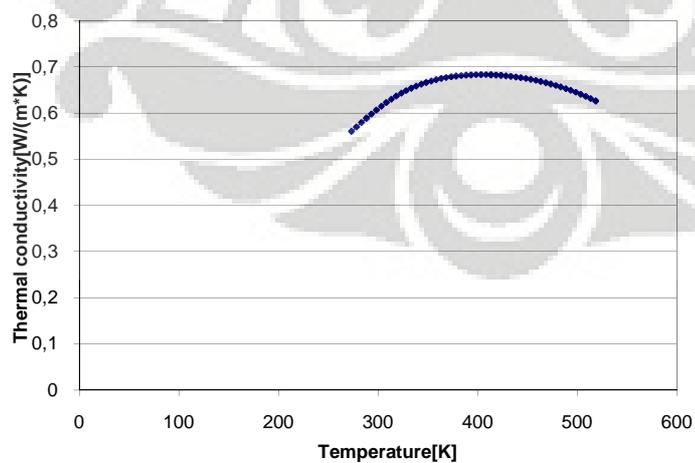
Dynamic viscosity



Specific heat (Cp)



Thermal conductivity



Cavitation effect: Yes