



TESIS (TM142501)

**SIMULASI 3D ANALISA ALIRAN DAN  
PERPINDAHAN PANAS PADA *CONCENTRIC TUBE*  
*HEAT EXCHANGER* DENGAN VARIASI JARAK FIN  
BAFFLE**

AGUS CHOIRUL ARIFIN  
NRP. 2114 202 014

DOSEN PEMBIMBING  
Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

PROGRAM MAGISTER  
BIDANG KEAHLIAN REKAYASA KONVERSI ENERGI  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2016



THESIS (TM142501)

# **3D MODELING FOR FLOW AND HEAT TRANSFER ANALYSIS OF CONCENTRIC TUBE HEAT EXCHANGER WITH VARIATION SPACING FIN BAFFLES**

AGUS CHOIRUL ARIFIN  
NRP. 2114 202 014

Supervisor:  
Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

MASTER PROGRAM  
FIELD STUDY OF ENERGY CONVERSION ENGINEERING  
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
FACULTY OF INDUSTRIAL ENGINEERING  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2016

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar  
Magister Teknik (MT)

di  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Oleh

AGUS CHOIRUL ARIFIN  
NRP. 2114202014

Disetujui oleh:

1. Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

NIP. 19650505 199003 1 005

(Pembimbing)

2. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh W., M.E.

NIP. 19531219 198103 1 001

(Penguji)

3. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T.

NIP. 19710405 199702 1 001

(Penguji)

4. Ary Bachtiar K. P., S.T., M.T., Ph.D.

NIP. 19710524 199702 1 001

(Penguji)

Direktur Program Pascasarjana,

Prof. Dr. Erhaubur Manfaat, M.Sc., Ph.D

NIP. 19601202 198701 1 001

**SIMULASI 3D ANALISA ALIRAN DAN PERPINDAHAN PANAS  
PADA *CONCENTRIC TUBE HEAT EXCHANGER* DENGAN VARIASI  
JARAK FIN BAFFLE**

Nama Mahasiswa : AGUS CHOIRUL ARIFIN  
NRP : 2114202014  
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS  
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

**ABSTRAK**

Simulasi 3D *concentric tube heat exchanger* dilakukan bertujuan untuk mengetahui fenomena pola aliran dan perpindahan panas pada kondisi *steady* dan peningkatan nilai perpindahan panas dengan penambahan fin baffle di pipa luar. Geometri model *heat exchanger* yang digunakan pada penelitian ini adalah diameter *inner tube* 35 mm, ketebalan inner tube 3 mm, diameter *outer tube* 70 mm dan panjang *heat exchanger* adalah 1000 mm. Model *heat exchanger* yang disimulasikan meliputi *counter flow*, *parallel flow* dengan dan tanpa penambahan fin baffle serta variasi jarak fin baffle. Variasi *Reynolds number* diberikan pada skala  $2.4 \times 10^3$  hingga  $4 \times 10^3$  dalam *turbulent region*. Simulasi dilakukan dengan menggunakan fluida kerja air dengan temperatur 293 K sebagai fluida *cold* yang dialirkan di *outer tube* dan air dengan temperatur 353K sebagai fluida *hot* dialirkan di *inner tube*. Hasil simulasi model akan diperoleh berupa temperatur keluaran dari fluida *hot* maupun fluida *cold*, *heat transfers rate*, dan distribusi temperatur di sepanjang pipa. Berdasarkan hasil simulasi ditunjukkan *heat transfer* pada *counter flow* lebih besar dibandingkan *parallel flow* sebesar 0.558% dan penambahan fin baffle dengan jarak 1x Do dibandingkan dengan *counter flow* tanpa fin baffle memberikan peningkatan *heat transfers* sebesar 37.16%.

**Kata kunci :** *Concentric tube heat exchanger, Counter Flow, Parallel Flow, fin baffle, Reynolds number.*

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

**3D MODELING FOR FLOW AND HEAT TRANSFER ANALYSIS  
OF CONCENTRIC TUBE HEAT EXCHANGER WITH VARIATION  
SPACING FIN BAFFLES**

Name : AGUS CHOIRUL ARIFIN  
NRP : 2114202014  
Department : Teknik Mesin FTI-ITS  
Supervisor : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

**ABSTRACT**

3D simulation of concentric tube heat exchanger aimed to find out the phenomenon of flow patterns and heat transfer in steady and increase the value of heat transfer with the addition of baffles in outer tube. Geometry models of heat exchangers used in this study is the inner tube diameter of 35 mm, the thickness of the inner tube 3 mm, 70 mm tube outer diameter and length of the heat exchanger is 1000 mm. The model simulated heat exchanger includes counter flow, parallel flow with and without the addition of baffles and distance variation fin baffles. Variations Reynolds number is given on a scale of  $2.4 \times 10^3$  up to  $4 \times 10^3$  in a turbulent region. Simulations carried out by using a working fluid water with a temperature of 293 K as a cold fluid that flows in the outer tube and water with a temperature of 353K as a hot fluid flows in the inner tube. The results of the simulation model will be obtained in the form of outlet temperature of hot fluid and cold fluid, heat transfers rate, and the temperature distribution along the pipeline. Based on simulation results shown on counter flow heat transfer is greater than the parallel flow amounted to 0.558% and the addition of a baffle fin with 1x distance  $D_o$  compared with counter flow without baffle provides enhanced heat transfers amounted to 37.16%.

**Keywords :** *Concentric tube heat exchanger, Counter Flow, Parallel Flow, Fin baffle, Reynolds number.*

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## **KATA PENGANTAR**

Assalamualaikum Wr. Wb.

Alhamdulillah, Segala puji syukur terpanjatkan kehadirat Allah SWT, Tuhan semesta alam yang telah melimpahkan nikmat, taufik serta hidayah-NYA khususnya kepada penulis sehingga bisa menyelesaikan penelitian dan penulisan laporan Tesis dengan judul:

### **“ SIMULASI 3D ANALISA ALIRAN DAN PERPINDAHAN PANAS PADA CONCENTRIC TUBE HEAT EXCHANGER DENGAN VARIASI JARAK FIN BAFFLES ”.**

Sholawat dan salam semoga tetap tercurahkan pada Nabi Muhammad SAW beserta Para sahabatnya.

Tak lupa penulis menyampaikan penghargaan dan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada semua pihak yang telah membantu dalam mengerjakan Tugas Akhir ini sehingga dapat terselesaikan dengan baik, kepada :

1. Ibu, Bapak, dan Nenek saya yang telah memberikan motivasi, nasehat, kasih sayang, dan doanya sehingga mampu menyelesaikan proses belajar.
2. Saudara saya, Muhammad Danang Susilo dan Siti Hariani yang selalu sabar antar jemput saat saya pulang serta Alm. Suwarno (Pak Puh) atas saran, nasehat dan sekaligus membantu membiayai kuliah semasa hidupnya serta Luk luk ul hadhiroh terima kasih atas segala bentuk motivasi, doa dan kesetiannya.
3. Bapak Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng. selaku dosen pembimbing sekaligus sebagai Kaprodi S2 Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya atas segala bimbingan, motivasi, keikhlasan dan kesabarannya dalam membantu penulis menyelesaikan Tesis ini.
4. Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T selaku dosen wali yang selalu memberikan ilmu, saran, motivasi dan nasehatnya selama ini.
5. Tim dosen penguji meliputi Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh W., M.E., Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T., dan Ary Bachtiar K. P., S.T., M.T., Ph.D. yang telah bersedia memberikan waktu, tenaga dan ilmunya dalam rangka perbaikan tesis ini.

6. Bapak Ir. Bambang Pramujati, MSc. Eng. PhD. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya.
7. Dosen-dosen pengajar di Jurusan Teknik Mesin ITS yang memberikan ilmunya bagi penulis selama menempuh kuliah program Magister.
8. Bapak dan Ibu di Ruang Tata Usaha atas bantuan, kerjasama serta ketersediaan waktu menyiapkan kebutuhan dalam proses kuliah.
9. Ibu Dr. Melania Suweni Muntini, MT. Selaku dosen Fisika FMIPA ITS yang memberikan kesempatan, motivasi dan ilmunya sehingga penulis bisa mendapatkan program beasiswa Pra S2 - S2 Saintek untuk melanjutkan program magister.
10. Alm. Bapak Ir. Budi Tjahjono, MM. Selaku mantan direktur Politeknik Madiun yang telah memberikan kesempatan sebagai instansi pengirim agar dapat mengikuti program studi magister serta seluruh staf pegawai di Politeknik Madiun yang telah membantu menyelesaikan berkas yang dibutuhkan dalam tugas belajar.
11. Teman-teman seangkatan program beasiswa Pra Saintek angkatan 2013 dan khususnya kelas C Pra S2- S2 Saintek Teknik Mesin - Teknik Material dan Metalurgi yang telah menjalin rasa kekeluargaan dan memberikan semangat, motivasi sampai penulis mampu menyelesaikan penyusunan tesis ini.
12. Teman-teman Seperjuangan Rekayasa Konversi Energi Angkatan 2014 atas bantuan, kebersamaan, kerja sama dalam menyelesaikan program belajar ini.
13. Teman-teman penghuni 1 kontrakan MABES TMB 48 yang telah memberikan support dan bantuannya kepada penulis.
14. Seluruh pihak yang belum disebutkan di atas yang telah memberikan doa, bantuan dan dukungannya bagi penulis hingga penyusunan tesis ini dapat terselesaikan dengan baik dan tepat waktu.

Penulis menyadari akan adanya kekurangan dalam penulisan laporan ini karena keterbatasan wawasan dan pengetahuan penulis. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun dari semua pihak agar dapat lebih baik di masa yang akan datang. Akhirnya penulis berharap semoga laporan ini bermanfaat bagi semua pihak.

Wassalamu'alaikum Wr.Wb.

Surabaya, Juli 2016

Penulis

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN .....	v
ABSTRAK .....	vii
ABSTRACT.....	ix
KATA PENGANTAR .....	xi
DAFTAR ISI.....	xv
DAFTAR GAMBAR .....	xvii
DAFTAR TABEL.....	xix
DAFTAR SIMBOL.....	xxi
BAB 1 PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah .....	3
1.3 Batasan Masalah .....	3
1.4 Tujuan Penelitian .....	3
1.5 Manfaat Penelitian .....	4
BAB 2 DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA .....	5
2.1 Kanade Rahul H. et al., (2010) .....	5
2.2 Yanzhou, et. Al. (2015) .....	8
2.3 Alok vyas dan Prashant sharma (2013) .....	10
2.4 Satyabhaskar, et. al.,(2015).....	12
2.5 Dasar Teori .....	16
2.5.1 Concentric Tube.....	16
2.5.2 Konfigurasi <i>Baffle</i> .....	17

2.5.3	Analisa Perpindahan Panas pada <i>Heat Exchanger</i> .....	18
BAB 3	METODA PENELITIAN.....	21
3.1	Objek Penelitian .....	21
3.2	Mesh dan Boundary condition .....	23
3.3	<i>Grid Independency</i> .....	25
BAB 4	ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN .....	27
4.1	Pengaruh Arah Aliran terhadap Distribusi Temperatur .....	27
4.2	Pengaruh Peningkatan <i>Re Outer Tube</i> terhadap Distribusi Temperatur .....	31
4.3	Pengaruh Penambahan <i>Fin Baffle</i> .....	33
4.3.1	Pengaruh Fin Baffles dan Variasi Jarak terhadap Pola Aliran.....	34
4.3.2	Pengaruh Penambahan <i>Fin Baffle</i> Terhadap Distribusi Temperatur .....	38
4.4	Heat Transfer Performance pada <i>Concentric Tube Heat Exchanger</i> .....	48
BAB 5	PENUTUP .....	51
5.1	Kesimpulan.....	51
5.2	Saran.....	51
	DAFTAR PUSTAKA.....	53
	BIODATA PENULIS.....	55

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Bentuk geometri dan <i>boundary condition</i> .....	5
Gambar 2.2 Distribusi temperatur pada <i>double pipe</i> tanpa <i>baffle</i> .....	5
Gambar 2.3 Distribusi temperatur pada <i>double pipe semi circular baffle</i> .....	6
Gambar 2.4 Grafik pengkondisian variasi kecepatan fluida panas .....	6
Gambar 2.5 Grafik pengkondisian variasi kecepatan fluida dingin. ....	7
Gambar 2.6 Grafik perbandingan <i>heat transfers coefficient</i> tiap model .....	7
Gambar 2.7 Geometri model <i>shell and tube heat exchanger</i> .....	8
Gambar 2.8 Variasi hasil yang diperoleh (a) <i>average heat transfer coefficient</i> di sumbu z9	
Gambar 2.9 Hasil simulasi(a) Distribusi kecepatan pada <i>longitudinal section</i> .....	9
Gambar 2.10 Model geometri <i>shell and tube</i> dengan <i>baffle</i> .....	10
Gambar 2.11 Distribusi temperatur setiap variasi(a) tanpa <i>baffles</i> ; (b) <i>baffle</i> dengan sudut $0^0$ ;(c) <i>baffle</i> dengan sudut $30^0$ .....	11
Gambar 2.12 Geometri model <i>double pipe</i> (a) Geometri fisis;(b) Domain mesh model; 12	
Gambar 2.13 Geometri fisis model <i>double pipe</i> (a) HE dengan penambahan <i>finned</i> <i>baffle</i> ; (b) domain <i>mesh</i> model; (c) detail ukuran model.....	13
Gambar 2.14 Hasil simulasi pada material <i>steel</i> (a) Kontur variasi temperatur; (b) Variasi temperature di sepanjang <i>heat exchanger</i> .....	13
Gambar 2.15 Hasil simulasi pada material <i>aluminium</i> ;(a) Variasi temperatur di sepanjang heat exchanger; (b) Variasi temperatur <i>heat transfer</i> melewati <i>outlet</i> dengan ketebalan <i>finned</i> . ....	14
Gambar 2.16 Hasil simulasi pada material <i>copper</i> ;(a) Variasi temperature di sepanjang heat exchanger; (b) Variasi temperature <i>heat transfer</i> melewati <i>outlet</i> dengan ketebalan <i>finned</i> .....	14
Gambar 2.17 Hasil simulasi pada material <i>steel, aluminium, copper</i> ;(a) distribusi temperatur di sepanjang <i>heat exchanger</i> ; (b) variasi <i>heat transfer</i> dengan berbagai variasi ketebalan. ....	15
Gambar 2.18 Model <i>heat exchanger</i> berdasarkan arah aliran(a) <i>parallel</i> ; (b) <i>counter</i> . ....	17
Gambar 2.19 Bentuk <i>baffle spacing</i> . ....	18
Gambar 2.20 Distribusi temperatur pada <i>counter heat exchanger</i> (Incompera, 2011). ....	18
Gambar 2.21 <i>Double pipe</i> terdiri atas 2 <i>concentric tube</i> .....	20
Gambar 3.1 Desain model <i>heat exchanger</i> (a) tanpa <i>baffle</i> ;(b) dengan <i>baffle</i> . ....	21

Gambar 3.2 Komputasi domain simulasi(a) tanpa baffle; (b) dengan baffle;(c) tampak depan.....	23
Gambar 3.3 <i>Boundary condition</i> dan domain simulasi(a) <i>counter flow</i> ;(b) <i>parallel flow</i> .....	24
Gambar 3.4 Grafik hubungan <i>heat transfer rate</i> dengan <i>jenis mesh</i> .....	26
Gambar 4.1 Kontur kecepatan dengan variasi arah aliran awal. ....	28
Gambar 4.2 Distribusi temperatur sepanjang sumbu x .....	28
Gambar 4.3 Distribusi temperatur di sepanjang <i>heat exchanger</i> .....	30
Gambar 4.4 Distribusi temperatur di sepanjang <i>heat exchanger</i> (a) <i>Counter flow</i> ; (b) <i>parallel flow</i> .....	31
Gambar 4.5 Grafik peningkatan <i>heat transfers</i> pada fluida <i>cold</i> .....	32
Gambar 4.6 Grafik distribusi temperatur dengan variasi $Re_D$ pada fluida <i>cold</i> .....	33
Gambar 4.7 Kontur distribusi <i>static pressure</i> .....	35
Gambar 4.8 Kontur <i>velocity magnitude</i> .....	36
Gambar 4.9 Panjang <i>vortex</i> yang terbentuk.....	36
Gambar 4.10 Pola aliran keseluruhan melintasi fin baffle .....	37
Gambar 4.11 Distribusi temperatur pada sumbu x .....	39
Gambar 4.12 Lapisan <i>boundary layer temperature</i> .....	40
Gambar 4.13 Posisi pemasangan fin baffle pada model variasi jarak fin baffle. ....	41
Gambar 4.14 Proses transfer panas dari dinding <i>inner tube</i> menuju baffle di dekat <i>inlet</i> fluida <i>hot</i> .....	42
Gambar 4.15 Proses transfer panas dari dinding <i>inner tube</i> menuju baffle di dekat outlet fluida <i>hot</i> .....	43
Gambar 4.16 Distribusi temperatur di permukaan fin baffle di dekat <i>inlet</i> fluida <i>hot</i> .....	44
Gambar 4.17 Distribusi temperatur di permukaan fin baffle di dekat <i>outlet</i> fluida <i>hot</i> .....	45
Gambar 4.18 Perbandingan hasil <i>heat transfer</i> yang diperoleh. ....	46
Gambar 4.19 Grafik rasio kinerja model vs variasi jarak fin baffle .....	48
Gambar 4.20 Perbandingan kinerja model simulasi numerik .....	49

## DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 <i>Boundary condition</i> .....	22
Tabel 3.2 Variasi jenis arah aliran .....	22
Tabel 3.3 Variasi dengan <i>baffle spacing</i> .....	22
Tabel 3.4 Jenis variasi mesh.....	25
Tabel 4.1 Hasil simulasi numerik pada variasi jarak fin baffle.....	47

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR SIMBOL

$C_p$	= <i>Specific heat</i> , (J/kg-K)
$D_i$	= Diameter pipa dalam
$D_o$	= Diameter pipa luar
$D_h$	= Diameter hidrolik
$h$	= <i>Heat transfer coefficient</i> , ( $W/m^2 \cdot K$ )
$k$	= <i>Thermal conductivity</i> , ( $W/m^2 \cdot K$ )
$L$	= Panjang <i>heat exchanger</i>
$\dot{m}$	= <i>Mass flow rate</i> , (kg/s)
$V$	= <i>Velocity</i> , (m/s)
$Nu$	= <i>Nusselt number</i>
$Re$	= <i>Reynolds number</i>
$P$	= <i>Pressure</i> , ( $N/m^2$ )
$Q$	= <i>Heat flux</i> , ( $W/m^2$ )
$T$	= Temperatur, (K)
$x, y, z$	= Koordinat
$\rho$	= <i>Density</i> , ( $Kg/m^3$ )
$\mu$	= <i>Dynamic viscosity</i> , (Kg/ms)

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Perkembangan model dan performa dari *heat exchanger* kini semakin baik, hal ini didukung oleh penelitian-penelitian yang membahas dengan secara sistematis dan empiris terkait analisa proses, kelemahan dan keunggulan yang diharapkan. Alat penukar panas (*heat exchanger*) adalah suatu komponen yang digunakan pada proses pertukaran panas antara dua fluida atau lebih yang memiliki perbedaan temperatur dan terpisahkan. *Heat exchanger* diaplikasikan di berbagai industri seperti pada sistem pemanasan, *air-conditioning system* di perumahan, proses kimia, penghasil daya pada pembangkit skala besar. Salah satu tipe *heat exchanger* yang sering ditemukan di industri perminyakan adalah *concentric tube heat exchanger*. Konstruksi *heat exchanger* ini mengalirkan fluida dalam pipa, sedangkan fluida lain dialirkan melalui pipa luar (selongsong melintasi dinding luar pipa. Fluida di bagian *shell* mengalir melintasi sehingga menyebabkan perpindahan kalor lebih tinggi. *Heat exchanger* secara umum meliputi adanya proses perpindahan panas secara konveksi pada fluida dan perpindahan panas secara konduksi terjadi pada *separating wall* antara dua fluida. Analisa pada *heat exchanger* dilakukan berdasarkan parameter *overall heat transfer coefficient*  $U$  yang berpengaruh besar terhadap perpindahan panas. Kecepatan perpindahan panas antara dua fluida pada suatu lokasi dalam heat sepanjang *heat exchanger* memiliki nilai yang berbeda-beda.

Proses pendinginan ruangan(*air-conditioning system*) aplikasi yang umumnya dilakukan untuk menjaga temperatur ruangan konstan dan tertutup dari kondisi temperatur luar. Pengkondisian ini dilakukan diharapkan mendapatkan kenyamanan kondisi temperatur ideal dingin yang optimal di ruangan. Temperatur ideal yang diharapkan dapat dicapai jika diberikan *heat exchanger* yang memiliki kinerja yang baik pada sistem.

Proses penyerapan dan pelepasan energi panas oleh fluida dalam pipa menjadi sebuah kasus yang dapat dianalisa sebagai fenomena *internal forced convection*. *Forced convection* sendiri merupakan pergerakan fluida yang dihasilkan oleh sumber eksternal (seperti pompa, kipas angin, perangkat hisap). Fenomena ini dipelajari dan dianalisa untuk diaplikasikan merancang dan menganalisis *heat exchanger*, aliran dalam pipa, dan aliran di atas permukaan datar pada suhu yang berbeda dari aliran.

Penelitian tentang analisa peningkatan kinerja *heat exchanger* dan peningkatan kinerja dengan langkah *logical series* telah dilakukan. Peningkatan hasil kecepatan *heat transfer coefficient* dijadikan sebagai parameter peningkatan kinerja. Selain itu kinerja *heat exchanger* dapat ditingkatkan dengan pembersihan secara periodik disebabkan oleh efek *fouling factors* (Lunsford, 1998). Studi investigasi tentang pengaruh variasi sudut inklinasi *baffle* pada aliran fluida dan karakteristik perpindahan panas *shell and tube heat exchanger* untuk 3 jenis sudut inklinasi yakni  $0^0$ ,  $10^0$  dan  $20^0$ . Berdasarkan hasil simulasi dibandingkan antar variasi, meliputi pertama dikondisikan *baffle* tegak lurus terhadap aliran fluida dan kedua dengan kemiringan terhadap aliran fluida (Raj & Ganne, 2012). **Dharmik A, et. al. (2015)** telah melakukan studi numerik analisa CFD pada *triple concentric heat exchanger* dengan memvariasikan besarnya diameter *tube* yang saling terhubung. Berdasarkan pengkondisian parameter yang berbeda dianalisa pengaruhnya terhadap kinerja yang diperoleh dari *triple concentric heat exchanger* tersebut. Parameter ukuran *tube* merupakan parameter penting yang mempengaruhi kinerja kecepatan perpindahan panas. Efektifitas peningkatan kinerja *heat exchanger* dilakukan dengan memperbesar diameter *inner annulus* dan menurunkan kecepatan aliran menjadi laminar.

Penelitian ini dilakukan tentang studi numerik karakteristik desain 3D *concentric tube heat exchanger* bertujuan untuk mengetahui fenomena pola aliran dan perpindahan panas pada kondisi *steady* dan peningkatan nilai perpindahan panas dengan penambahan fin baffles. Dari proses perpindahan panas tersebut diharapkan fluida kerja yang diinginkan berada pada kondisi temperatur operasional dari komponen. Oleh karena itu penelitian ini kan memodelkan bentuk *heat exchanger* dengan menggunakan *software* komersial CFD untuk

mendapatkan diameter, panjang *heat exchanger* dan temperatur output fluida yang diharapkan.

Penelitian ini dilakukan tentang studi numerik karakteristik desain 3D *concentric tube heat exchanger* untuk peningkatan kinerja perpindahan panas. Fenomena perpindahan panas secara konveksi terjadi antara fluida dalam *tube*. Dari proses perpindahan panas tersebut diharapkan fluida kerja yang diinginkan berada pada kondisi temperatur operasional dari komponen. Oleh karena itu penelitian ini akan memodelkan bentuk *heat exchanger* dengan menggunakan *software* komersial CFD untuk mendapatkan diameter, panjang *heat exchanger* dan temperatur output fluida yang diharapkan.

## 1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang diuraikan diatas, maka rumusan masalah dapat ditentukan yakni memodelkan fenomena aliran fluida kerja dan analisa perpindahan panas pada kondisi *steady* dalam *concentric tube heat exchanger* pada kondisi *counter flow* dan *parallel flow*, meningkatkan nilai perpindahan panas dengan peningkatan *Reynolds number*, penambahan fin *baffle* serta variasi jaraknya.

## 1.3 Batasan Masalah

Proses perpindahan yang dianalisa pada penelitian ini secara *forced convection*, sehingga diberikan batasan untuk memudahkan dalam proses analisa fenomena yang terjadi sebagai berikut:

- a. Pemodelan ini dilakukan secara 3 dimensi
- b. Kondisi operasional *steady*
- c. *Properties* fluida kerja berupa air sebagai incompressible flow dengan
- d. *Heat exchanger* diinsulasi dari lingkungan(adiabatik)

## 1.4 Tujuan Penelitian

Penelitian ini dilakukan bertujuan untuk mengetahui fenomena aliran fluida kerja dan analisa perpindahan panas pada kondisi *steady* dalam *concentric tube heat exchanger* pada kondisi *counter flow* dan *parallel flow* serta meningkatkan nilai perpindahan panas dengan peningkatan *Reynolds number*, penambahan fin *baffle* dan variasi jaraknya.

## 1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang dapat diberikan dari penelitian ini, baik bagi ilmu pengetahuan dan akademisi diantaranya:

- a. Memberikan pengetahuan fenomena pola aliran yang terbentuk dan proses perpindahan panas pada *concentric tube heat exchanger*
- b. Memberikan pemahaman tentang pengaruh penambahan *baffle* pada *concentric tube heat exchanger*.

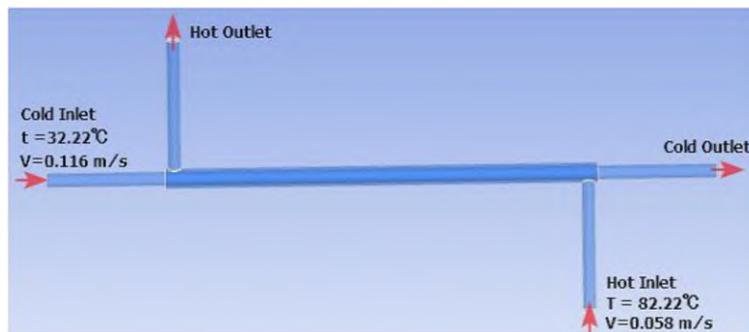
## BAB 2

### DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA

Penelitian tentang analisa perpindahan panas secara konveksi pada *concentric tube heat exchanger* telah banyak dilakukan, beberapa studi yang mendukung dalam penelitian ini sebagai berikut:

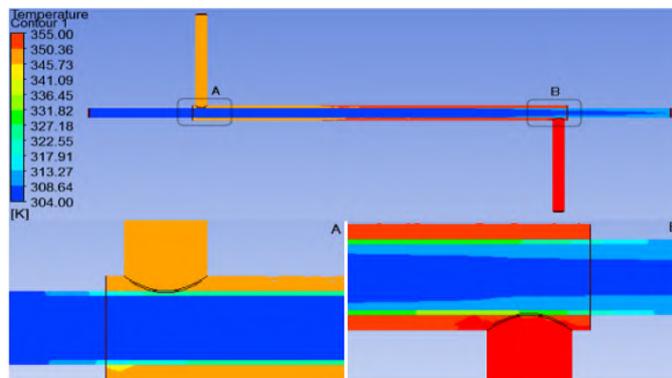
#### 2.1 Kanade Rahul H. et al., (2010)

Kanade dkk menganalisa dan membandingkan peningkatan perpindahan panas pada *double pipe heat exchanger* akibat penambahan *quarter circular* dan *semi-circular baffle* menggunakan *software* CFD. Bentuk geometri dan *boundary condition* ditunjukkan seperti pada Gambar 2.1 berikut ini.

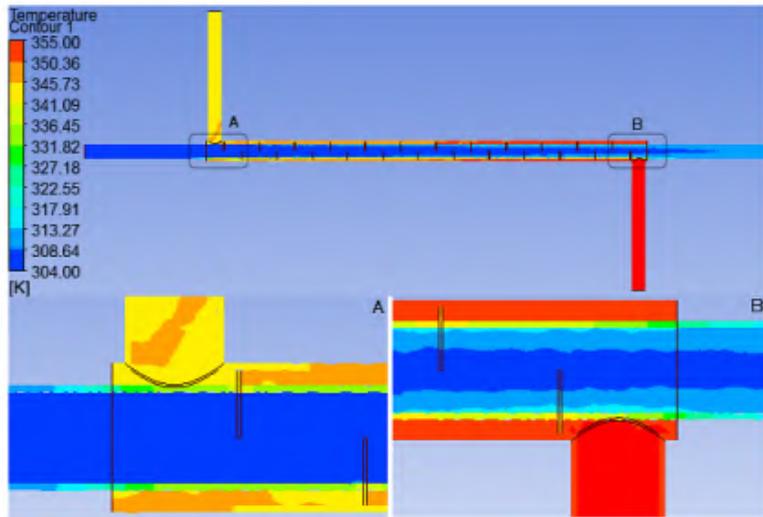


Gambar 2.1 Bentuk geometri dan *boundary condition*(Kanade Rahul H. et al., 2010)

Berdasarkan penelitian tersebut disimpulkan pada kondisi yang sama *heat exchanger* yang menggunakan *baffle* ditunjukkan pada Gambar 2.3 memiliki laju perpindahan panas yang lebih besar dibandingkan dengan *heat exchanger* tanpa menggunakan *baffle* ditunjukkan pada Gambar 2.2 berikut ini.

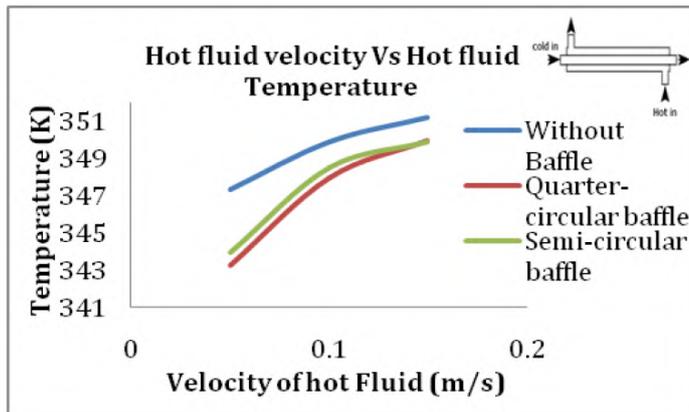


Gambar 2.2 Distribusi temperatur pada double pipe tanpa baffle(Kanade Rahul H., A., & Gowreesh, 2010)

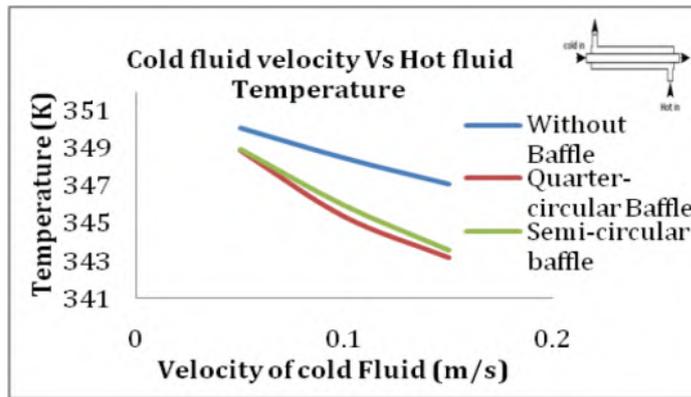


Gambar 2.3 Distribusi temperatur pada *double pipe semi circular baffle*(Kanade Rahul H. et al., 2010)

Hal tersebut menunjukkan fenomena adanya peningkatan temperatur keluar dan *overall heat transfer coefficient*. Variasi simulasi model dilanjutkan dengan mengubah kecepatan pada fluida panas dengan menjaga fluida dingin konstan dan kemudian dilanjutkan variasi yang sebaliknya untuk kondisi tanpa baffle, dengan penambahan *semi circular baffle* dan *quarter circular baffle*. Hasil variasi simulasi berturut-turut ditunjukkan pada Gambar



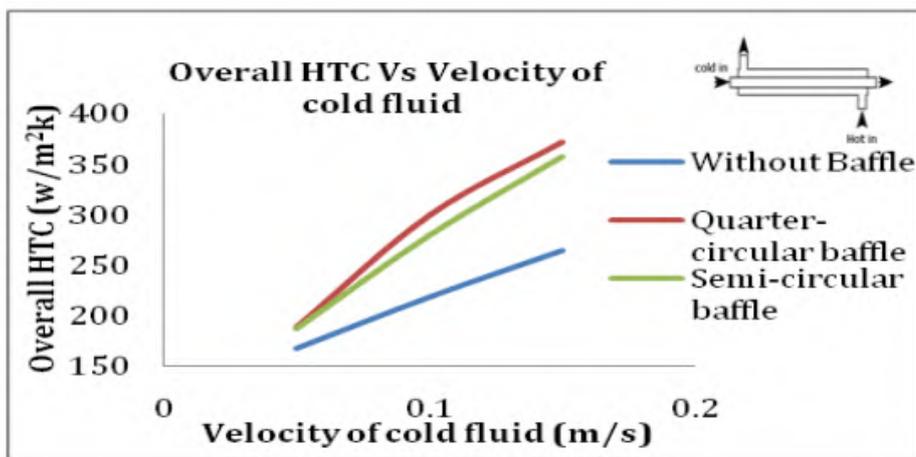
Gambar 2.4 Grafik pengkondisian variasi kecepatan fluida panas(Kanade Rahul H. et al., 2010)



Gambar 2.5 Grafik pengkondisian variasi kecepatan fluida dingin(Kanade Rahul H. et al., 2010)

Berdasarkan hasil simulasi dengan mengamati grafik diatas tentang hubungan temperatur terhadap kecepatan fluida panas,dapat disimpulkan bahwa temperatur fluida panas pada *double pipe* dengan *quarter circular baffle* lebih cepat mengalami pendinginan sedangkan pada fluida dingin lebih cepat mengalami pemanasan.

Hasil studi keseluruhan diperoleh bahwa *double pipe* dengan *quarter circular baffle* memiliki performansi terbaik ditunjukkan oleh parameter *Overall heat transfer coefficient* ditunjukkan Gambar 2.6 perbandingan besarnya *heat transfers coefficient* dari masing-masing model simulasi. Hal ini dipengaruhi oleh pengembangan fungsi baffle meningkatkan percepatan aliran, shedding dan tumbukkan.

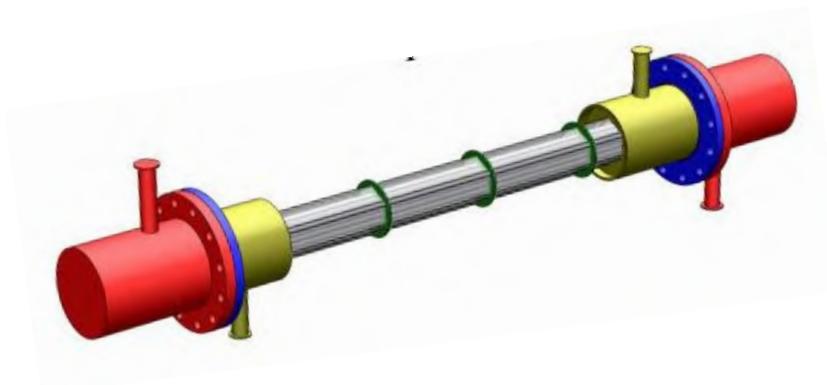


Gambar 2.6 Grafik perbandingan *heat transfers coefficient* tiap model(Kanade Rahul H. et al., 2010)

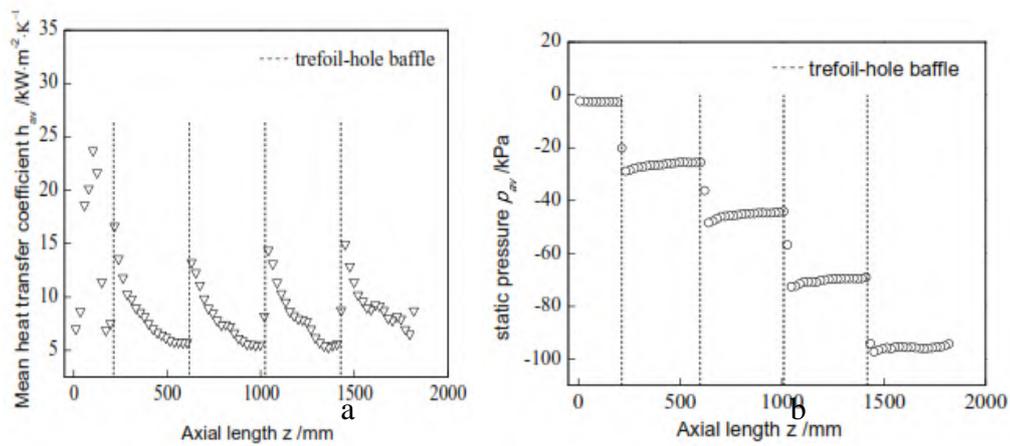
## 2.2 Yanzhou, et. Al. (2015)

Yan zhou et. al.,(2015) telah melakukan penelitian studi numerik tentang peningkatan perpindahan panas pada *shell and tube heat exchanger* dengan memberikan *holes baffle*. Studi ini bertujuan untuk mendapatkan pemahaman mekanisme yang mendasari pembesaran termal shell-side, pada inlet dan outlet nozel dalam model CFD. Investigasi aliran fluida dan konduksi yang dilakukan pada *shell –side* dengan model turbulente K-epsilon. Geometri model *shell and tube heat exchanger* dalam penelitian ini ditunjukkan pada Gambar 2.7 .

Berdasarkan hasil simulasi ditunjukkan gambar 2.8 diperoleh *average heat transfer coefficient* dan kinerja *pressure drop* yang melewati area. Dari gambar grafik tersebut menggambarkan bahwa interaksi fluida yang terjadi berkembang penuh setelah melewati *hole baffle*. Aliran dan karakteristik *heat transfer shell-side* bagian tengah dan dapat digunakan sebagai aturan desain. Hasil visualisasi dari distribusi kecepatan pada potongan yang memanjang menunjukkan adanya percepatan dan perbesaran pada fluida kerja saat aliran melewati *baffle* dan variasi arah aliran yang meningkatkan turbulensi.

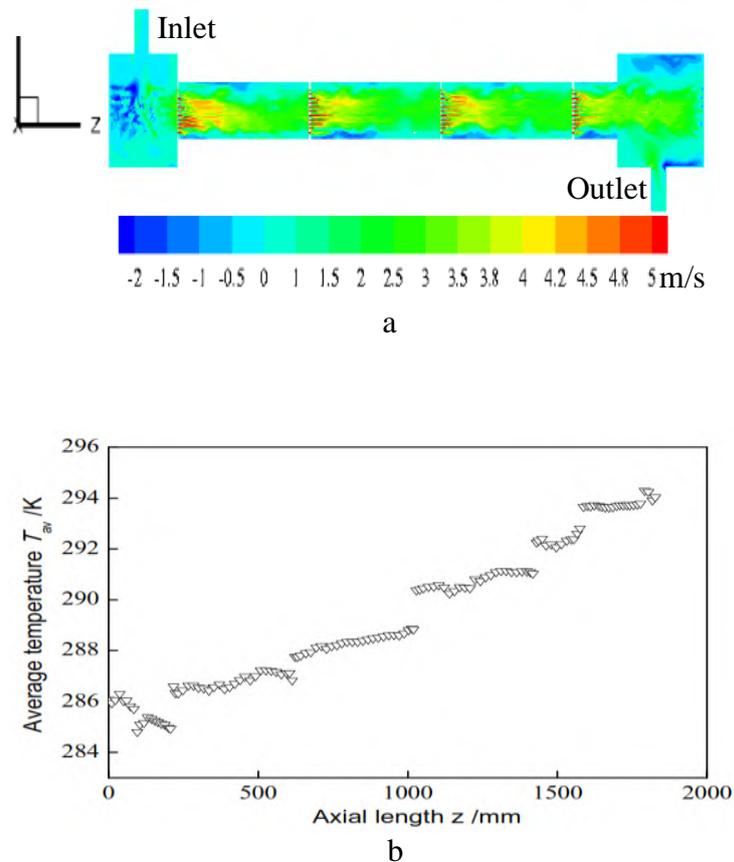


Gambar 2.7 Geometri model *shell and tube heat exchanger*(Zhou, et.al., 2015)



Gambar 2.8 Variasi hasil yang diperoleh (a) *average heat transfer coefficient* di sumbu  $z$  (b) *static pressure* sepanjang axial sumbu  $z$  (Zhou et al., 2015)

Gambar 2.9 Menjelaskan bahwa peningkatan *average temperatur distribution* di sepanjang sumbu  $z$  sebagai bentuk adanya proses interaksi perpindahan panas fluida.

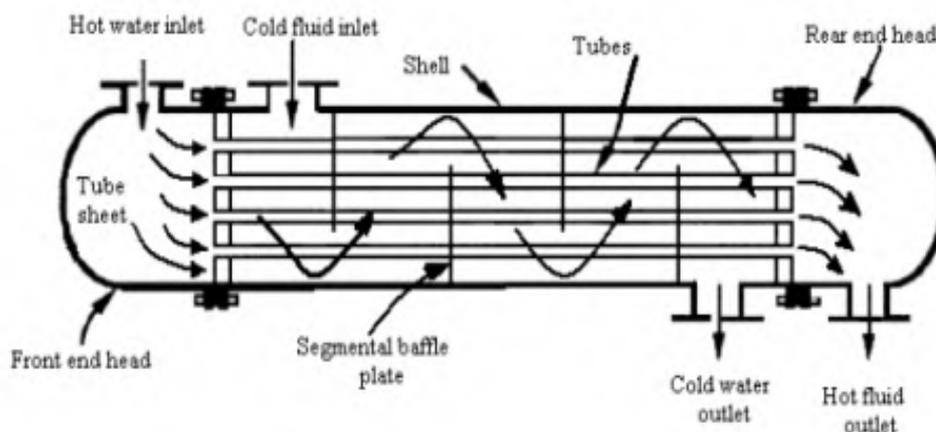


Gambar 2.9 Hasil simulasi (a) Distribusi kecepatan pada *longitudinal section* (b) *Average temperature* disepanjang sumbu  $z$  (Zhou et al., 2015)

Kesimpulan yang diperoleh dari simulasi ini adalah diperoleh bahwa *nusselt number* dan *pressure loss* sesuai dengan hasil data eksperimen, karakteristik fluida pada *shell-side* dari *shell and tube heat exchanger* mengalir secara periodik dan adanya percepatan dan ekspansi oleh fluida kerja saat fluida melewati baffle sehingga *swirl flow* dihasilkan karena adanya penyempitan aliran.

### 2.3 Alok vyas dan Prashant sharma (2013)

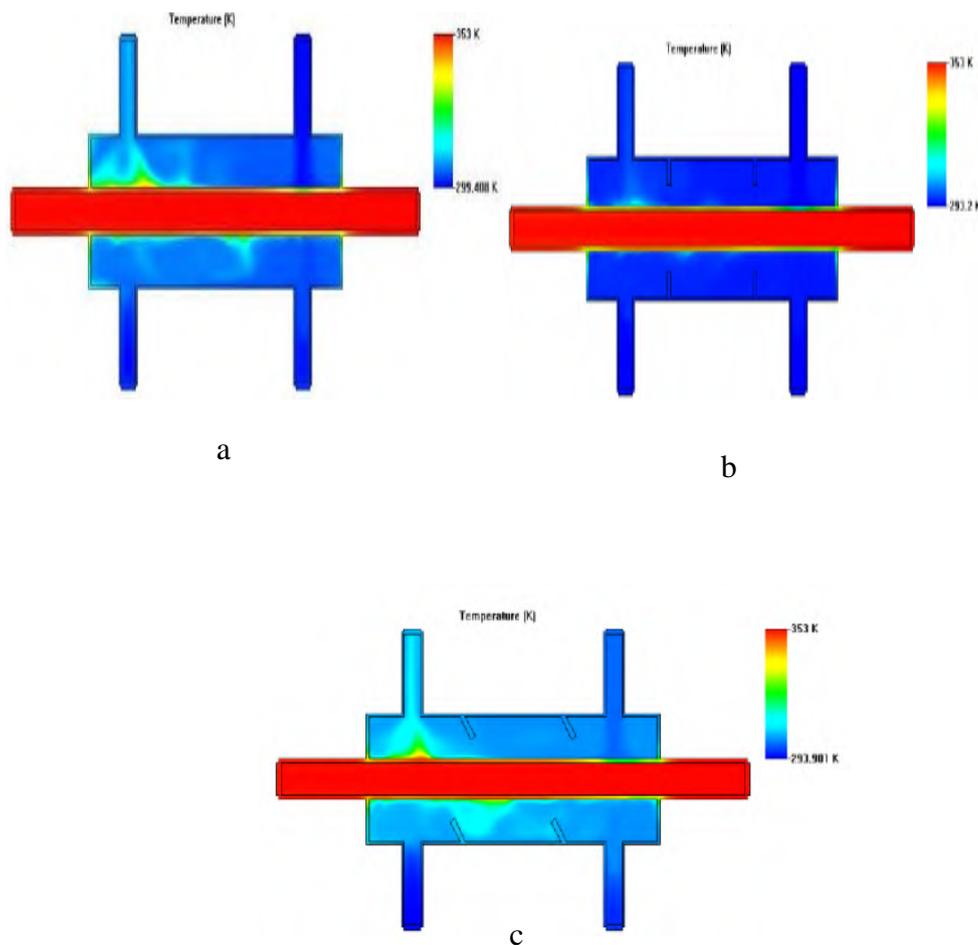
Alok vyas dan Prashant sharma(2013) melakukan studi bertujuan meningkatkan kinerja dari *tubular heat exchanger* dengan memvariasikan beberapa faktor termal. Analisa kinerja *heat transfer* dipengaruhi oleh beberapa faktor termal yang meliputi diameter tube, panjang tube, jumlah tube, jumlah *baffle*, dan sudut *baffle*. Analisa ini dilakukan dengan memprediksi karakteristik aliran dan perpindahan panas pada perbedaan temperatur dan *pressure drop*. Penggunaan *baffle* berfungsi mengarahkan aliran melalui sisi pipa luar sehingga cairan tidak mengambil jalan pintas meninggalkan volume pipa fluida dari aliran sehingga perpindahan panas yang terjadi tidak efektif. *Counter flow* digunakan dalam simulasi *heat exchanger* antara fluida panas dan fluida dingin karena diperoleh hasil *log mean tempature difference* lebih efisien. Berikut ini ditunjukkan ditunjukkan pada gambar 2.10 geometri model. Variasi simulasi yang dilakukan meliputi model *tubular heat exchanger* tanpa *baffle*, dengan *baffle* dan *tubular heat exchanger* dengan penambahan sudut pada *baffle*. CFD menyelesaikan seluruh sistem model simulasi *tubular*



Gambar 2.10 Model geometri *shell and tube* dengan *baffle*(Vyas & Sharma, 2013)

*heat exchanger* dalam sel kecil dan menerapkan persamaan pada unsur-unsur diskrit untuk menemukan solusi numerik mengenai distribusi tekanan dan gradient temperatur. Hasil simulasi diperoleh berupa distribusi temperatur dari masing-masing variasi ditunjukkan pada gambar 2.11 berikut ini.

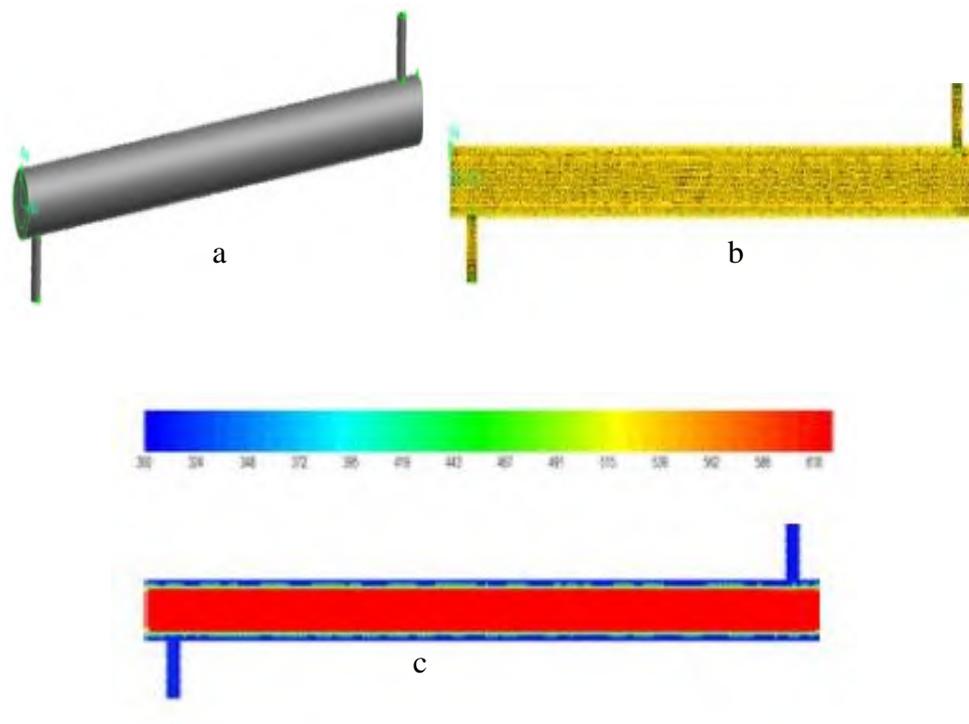
Berdasarkan hasil simulasi pada tubular heat exchanger diperoleh perpindahan panas pada pipa diameter luar dengan penambahan *baffle* lebih efisien dibandingkan tanpa *baffle* dan meningkat sebanding peningkatan *Reynolds number*. Penggunaan *helical baffle* dalam *heat exchanger* mengurangi penurunan tekanan pada pipa diameter luar, ukuran dan berat bila dibandingkan segmental baffle serta rasio koefisien perpindahan panas dengan pressure drop lebih tinggi dibandingkan dengan *conventional segmental heat exchanger*. Penambahan sudut pada *baffle* memberikan kinerja yang optimal.



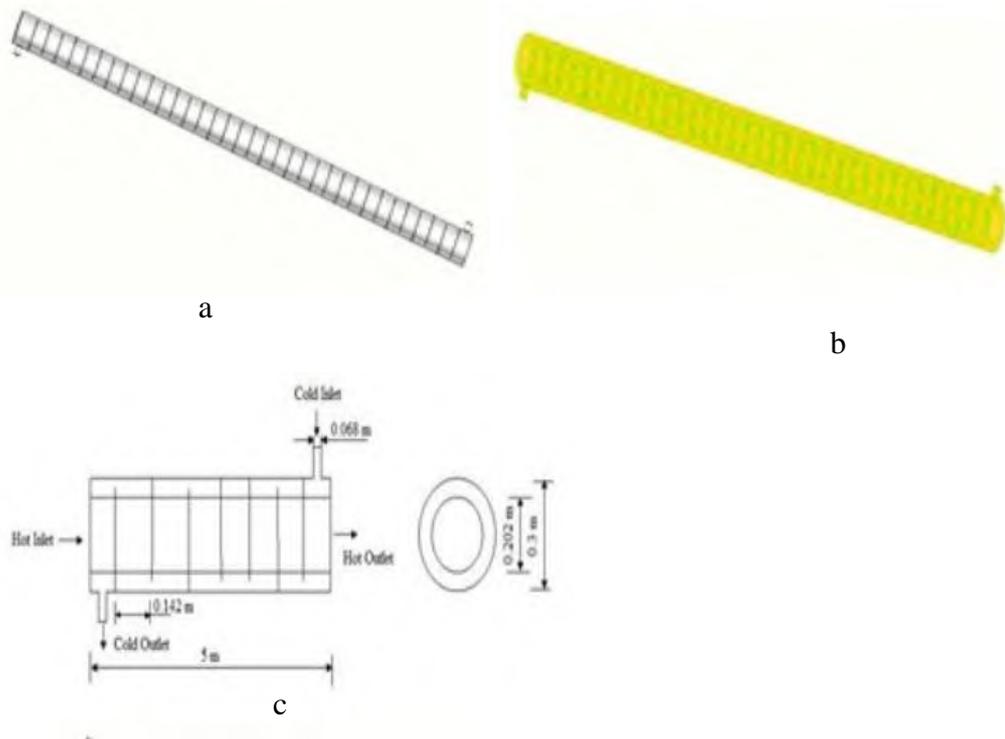
Gambar 2.11 Distribusi temperatur setiap variasi(a) tanpa *baffles*; (b) *baffle* dengan sudut  $0^{\circ}$ ; (c) *baffle* dengan sudut  $30^{\circ}$  (Vyas & Sharma, 2013)

## 2.4 Satyabhaskar, et. al.,(2015)

Satyabhaskar, et. Al.,(2015) telah melakukan penelitian studi numerik analisa termal pada *double pipe heat exchanger* menggunakan CFD. Studi ini bertujuan untuk *recovery heat* antara dua fluida dan analisa proses aplikasi fenomena *heat transfer* pada *double pipe heat exchanger*. Prinsip kerjanya memanfaatkan sisi *heating, refrigeration, air conditioning, power plant, chemical plants, petrochemical plants, petroleum refineries*, dan proses *natural gas*. Material fluida yang digunakan dalam simulasi ini adalah minyak mentah sebagai fluida dingin dan diesel oil sebagai fluida panas. Adapun geometri model pada studi simulasi ditunjukkan pada Gambar 2.12. Simulasi diberikan variasi penambahan *finned baffle* di sepanjang pipa diluar *inner tube* untuk meningkatkan kinerja perpindahan panas ditunjukkan Gambar 2.13.

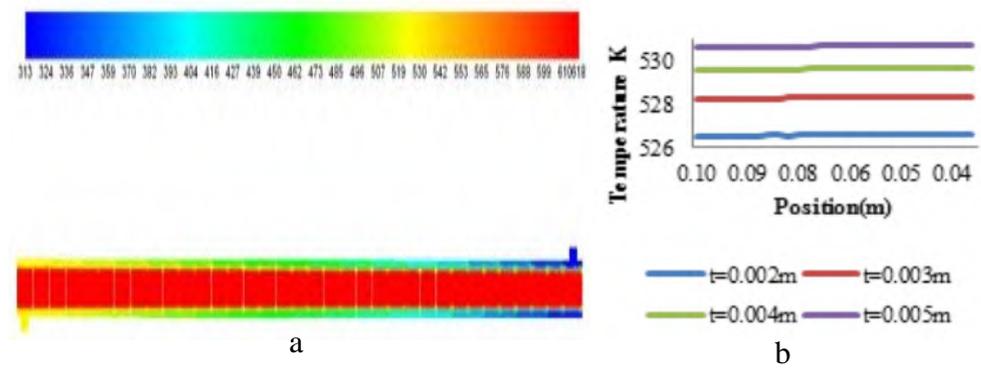


Gambar 2.12 Geometri model *double pipe* (a) Geometri fisis;(b) Domain mesh model; (c) Distribusi temperature sepanjang pipa(Shekar, 2015)

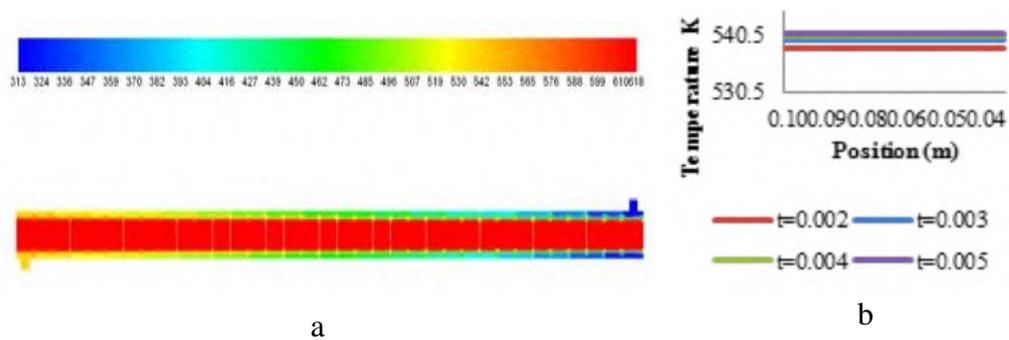


Gambar 2.13 Geometri fisis model *double pipe* (a) HE dengan penambahan *finned baffle*; (b) domain *mesh* model; (c) detail ukuran model (Shekar, 2015)

Berdasarkan hasil simulasi diperoleh beberapa kontur distribusi temperatur di sepanjang *heat exchanger* dan grafik peningkatan temperatur di beberapa posisi ditunjukkan pada Gambar 2.14 berikut ini. Temperatur yang terdistribusi di sepanjang *heat exchanger* relative rendah



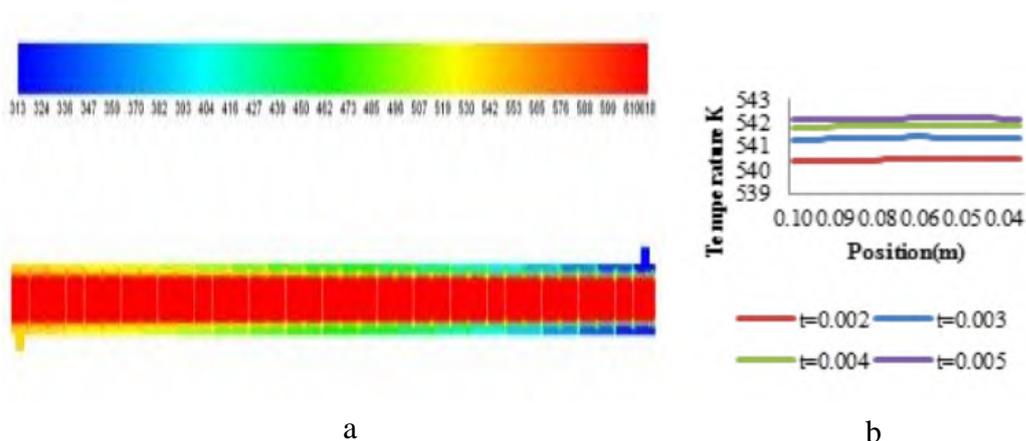
Gambar 2.14 Hasil simulasi pada material *steel* (a) Kontur variasi temperatur; (b) Variasi temperature di sepanjang *heat exchanger* (Shekar, 2015)



Gambar 2.15 Hasil simulasi pada material *aluminium*; (a) Variasi temperatur di sepanjang heat exchanger; (b) Variasi temperatur *heat transfer* melewati *outlet* dengan ketebalan *finned*. (Shekar, 2015)

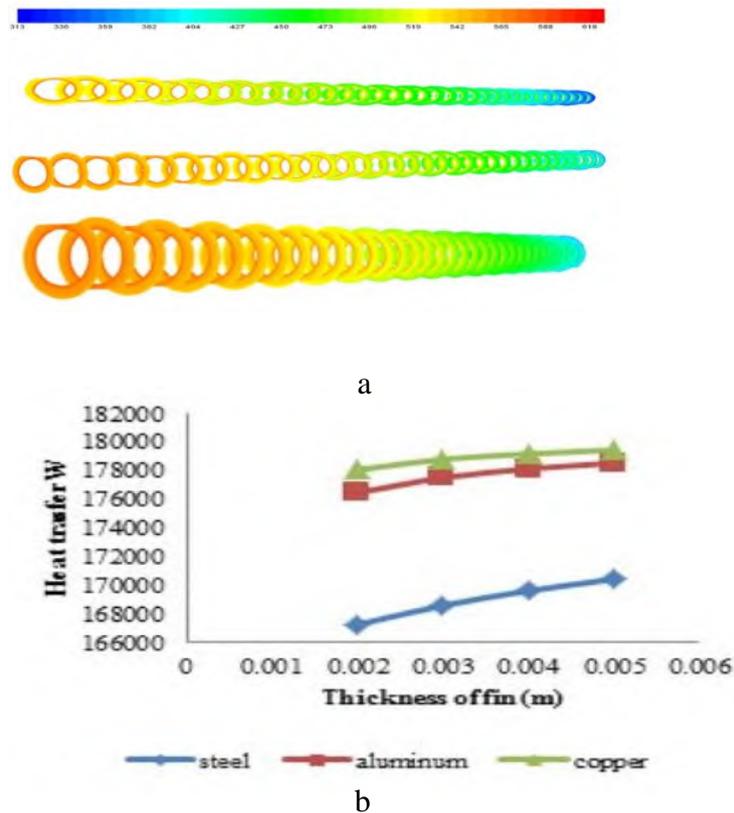
Hasil simulasi berikutnya dilakukan menggunakan material aluminium ditunjukkan beberapa hasil berupa distribusi temperatur pada Gambar 2.15 diatas. Dari hasil data simulasi tersebut diperoleh bahwa penggunaan material aluminium *heat transfer* yang terjadi semakin baik karena konduktivitas termal lebih besar dibandingkan *steel*.

Simulasi numeric selanjutnya dilakukan menggunakan material *copper* dan diperoleh berupa data distribusi temperatur di sepanjang *heat exchanger* ditunjukkan pada Gambar 2.16 berikut ini. Berdasarkan grafik tersebut dapat disimpulkan bahwa temperatur titik tertentu relatif besar dibandingkan dari data simulasi dengan menggunakan *steel* dan aluminium. Hal ini disebabkan, material *copper* memiliki konduktivitas termal yang lebih besar.



Gambar 2.16 Hasil simulasi pada material *copper*; (a) Variasi temperature di sepanjang heat exchanger; (b) Variasi temperature *heat transfer* melewati *outlet* dengan ketebalan *finned*. (Shekar, 2015)

Hasil simulasi dari beberapa material kemudian dibandingkan untuk mengetahui kinerja perpindahan panas yang diperoleh, ditunjukkan pada gambar 2.17 berikut ini.



Gambar 2.17 Hasil simulasi pada material *steel*, *aluminium*, *copper*; (a) distribusi temperatur di sepanjang *heat exchanger*; (b) variasi *heat transfer* dengan berbagai variasi ketebalan. (Shekar, 2015)

Berdasarkan dari hasil simulasi numerik dalam penelitian disimpulkan bahwa peningkatan ketebalan fin menyebabkan temperatur fluida dingin pada *outlet* meningkat, profile temperatur tinggi diperoleh dari material aluminium dan *copper* dibandingkan pada material *steel* dan perubahan kecil terjadi pada *pressure* dan *velocity profile* dengan peningkatan ketebalan fin. profile temperatur yang tinggi ini disebabkan oleh konduktivitas termal material.

## 2.5 Dasar Teori

### 2.5.1 Concentric Tube

Proses perpindahan panas *concentric tube heat exchanger* terjadi antar fluida yang berbeda temperatur mengalir pada pipa diameter dalam (*inner tube*) dan berinteraksi dengan fluida lain yang mengalir di dalam pipa diameter luar (*outer diameter tube*). Ditunjukkan pada gambar 2.18 *concentric tube heat exchanger* salah satu jenis konfigurasi *shell and tube* yang paling sederhana. Jenis ini tersusun atas dua tabung konsentrik yang terdapat satu aliran dalam tabung sisi dalam dan fluida lain mengalir di bagian sisi bagian *annular* (selongsong). Fungsi utama jenis *heat exchanger* ini adalah proses pendinginan fluida dengan kondisi ketersediaan ruang yang terbatas sebagai area pendinginan.

Aliran fluida dalam pipa bila nilai  $Re < 2300$  maka aliran tersebut termasuk aliran laminar. Persamaan momentum dan energi diperoleh dengan menerapkan kesetimbangan momentum dan energi untuk penurunan elemen volume dan mendapatkan solusi kecepatan dan temperatur. Analisa yang dilakukan untuk aliran laminar berkembang dalam *circular tube* pada konstan temperatur,  $Nu$  dapat dirumuskan pada persamaan berikut.

$$Nu = \frac{hD}{k} = 3.66 \quad (2.1)$$

$K$  = konduktivitas termal

Sedangkan untuk aliran laminar di *entrance region* dirumuskan.

$$Nu = 3.66 + \frac{0.065(D/L)Re Pr}{1 + 0.04[(D/L)Re Pr]^{2/3}} \quad (2.2)$$

Aliran yang mengalir dalam pipa halus bila berada pada nilai  $Re > 10^5$  maka aliran tersebut masuk dalam kategori turbulenti penuh. Nilai *Nusselt number* dapat dirumuskan sebagai berikut.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.3)$$

Dimana 0.5                      2000 dengan                       $Re > 5 \times 10^6$ .

Pengondisian untuk mendapatkan perpindahan panas dapat dimodifikasi dengan memvariasi arah aliran masuk dan keluar dari fluida kerja, ditunjukkan pada Gambar 2.18. Aliran fluida yang berolak akan memberikan koefisien perpindahan panas yang tinggi antara yang melepas dengan yang menerima sehingga dapat ditambahkan *baffle*(sekat-sekat). Selain itu *baffle* berfungsi sebagai pengarah aliran fluida di dalam pipa terluar(*outer diameter*). Konfigurasi seperti ini dapat ditentukan *overall heat transfer coefficient* menggunakan persamaan berikut ini.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i(2\pi r_i L)} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k_w L} + \frac{1}{h_o(2\pi r_o L)} \quad (2.4)$$

$r_o$  : jari-jari pipa luar

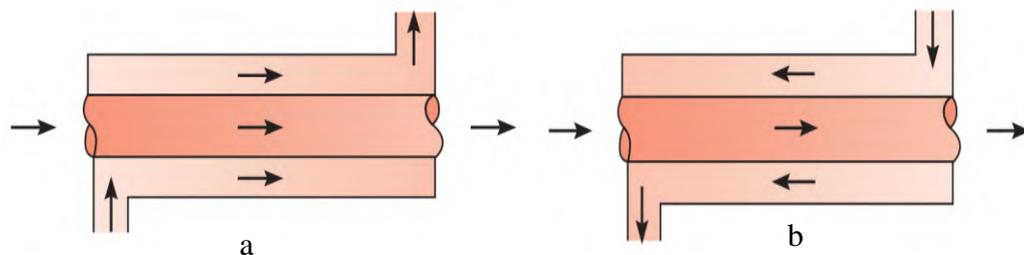
$r_i$  : jari-jari pipa dalam

$h_i$  : *heat transfer coefficient* pada pipa dalam

$h_o$  : *heat transfer coefficient* pada annulus

Besarnya *pressure drop* di dalam masing-masing pipa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\Delta p = \left[ \sum \frac{4fL}{D_h} + \sum K \right] \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (2.5)$$

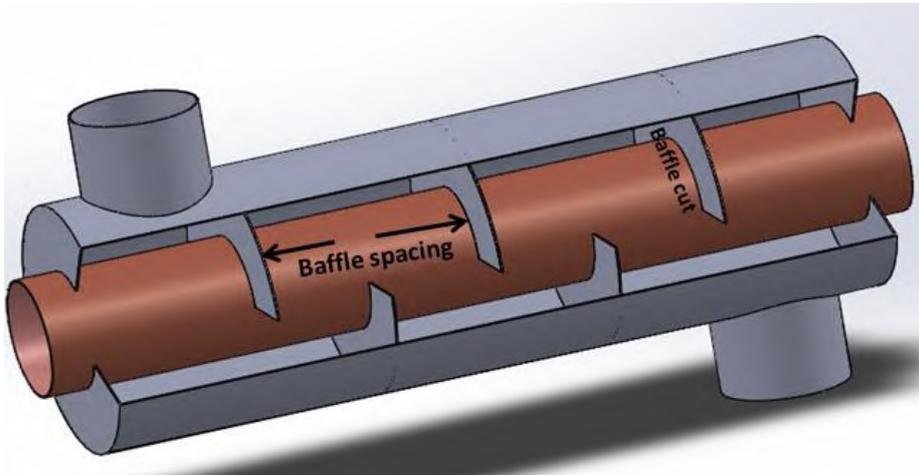


Gambar 2.18 Model *heat exchanger* berdasarkan arah aliran(a) *parallel*; (b) *counter*.(Incompera, 2011)

### 2.5.2 Konfigurasi *Baffle*

*Baffle* digunakan untuk meningkatkan kecepatan fluida dengan mengalihkan arah aliran untuk mendapatkan *heat transfer coefficient* yang lebih tinggi. Jarak posisi *baffle* disebut *baffle –spacing* yang berpengaruh besar terhadap pengarah aliran. *Baffle-spacing* pada umumnya bernilai antara 0,2

sampai 1 kali dari diameter *shell* dan peletakkannya sesuai aturan jarak *baffle*. Pemasangan konfigurasi *baffle* yang jaraknya dekat memberikan koefisien

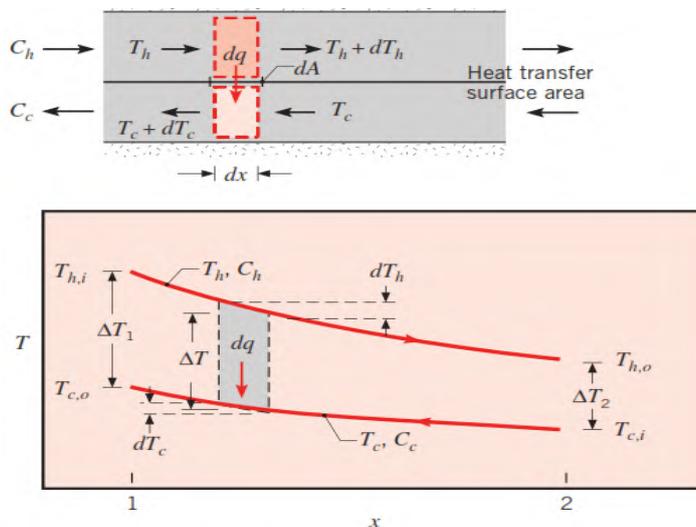


Gambar 2.19 Bentuk *baffle spacing*.

perpindahan yang lebih besar disebabkan timbulnya induksi turbulensi yang lebih tinggi. Penurunan tekanan lebih kecil terjadi pada jarak *baffle spacing* yang dekat (Nptel, 2006). Bentuk fisis jenis *baffle* ditunjukkan pada Gambar 2.19 berikut ini.

### 2.5.3 Analisa Perpindahan Panas pada *Heat Exchanger*

Proses perpindahan panas yang terjadi antara fluida yang memiliki beda temperatur, dimana proses interaksi terjadi adanya fluida yang menyerap dan melepas panas. Berikut ini gambar 2.11 merupakan skema *counter heat exchanger* dan grafik distribusi temperatur pada *counter flow heat exchanger*



Gambar 2.20 Distribusi temperatur pada *counter heat exchanger* (Incompera, 2011).

Berlaku persamaan bahwa kalor yang fluida panas sama dengan kalor fluida dingin seperti ditunjukkan pada persamaan.

$$q = \dot{m}_h c_p (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (2.6)$$

$$q = \dot{m}_c c_p (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (2.7)$$

Sedangkan perhitungan kalor dengan melibatkan *a log mean temperature difference* dapat menggunakan persamaan

$$q = UA\Delta T_{lm} \quad (2.8)$$

Luas permukaan interaksi yakni disepanjang heat exchanger. Luas permukaan tanpa fin dapat ditentukan dengan persamaa berikut ini.

$$A = \pi D_i l \quad (2.9)$$

Kemudian luas permukaan untuk penambahan fin dapat ditentukan menggunakan persamaan

$$A_{total} = \pi D_o l + 2n \left( \frac{1}{2} \pi D_o x_1 - \frac{1}{2} \pi D_i x_1 \right) \quad (2.10)$$

n = jumlah fin baffle

x<sub>1</sub> = tebal fin baffle

Besarnya *a log mean temperature difference* ditentukan menggunakan persamaan berikut ini.

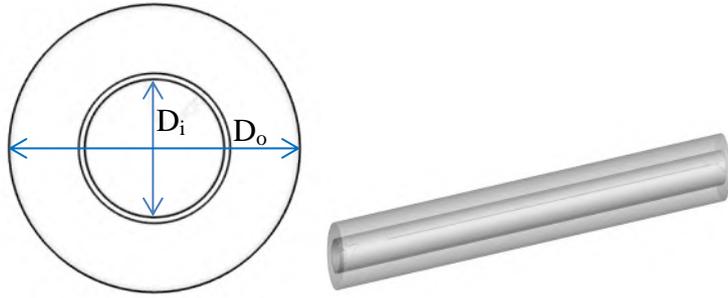
$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (2.11)$$

*Overall heat transfer coefficient*(U) dapat dihitung menggunakan persamaan

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h} \quad (2.12)$$

Persamaan umum bilangan Nusselt adalah sebagai berikut

$$Nu_i = \frac{h_o D_h}{k} \quad (2.13)$$



Gambar 2.21 *Double pipe* terdiri atas 2 *concentric tube*

*Hydraulic diameter* untuk *circular tube* dalam dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan

$$D_h = \frac{4A}{p} = \frac{4 \left( \frac{\pi D_i^2}{4} \right)}{\pi D_i} = D_i \quad (2.14)$$

$D_o$  = diameter pipa luar

$D_i$  = diameter pipa dalam

Kemudian untuk kasus titik pada penambahan *baffle* diameter hidraulik pada pipa luar dapat dirumuskan.

$$D_h = \frac{4A_c}{p} = \frac{4\pi (D_o^2 - D_i^2)/4}{\pi(D_o + D_i)} = D_o - D_i \quad (2.15)$$

Perhitungan bilangan Nusselt untuk aliran di dalam tube dapat menggunakan persamaan.

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{0.4} \quad (2.16)$$

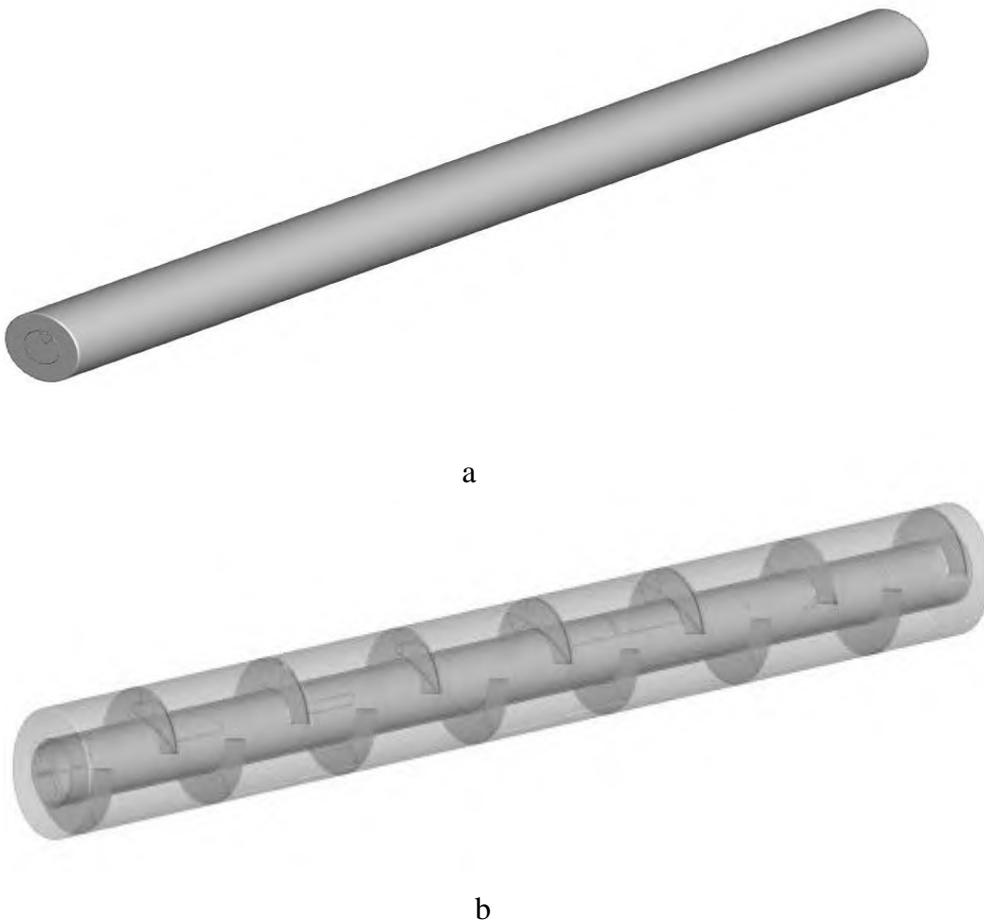
Dimana dalam persamaan di atas terdapat bilangan Reynold yang dapat dihitung menggunakan persamaan

$$Re_D = \frac{4\dot{m}_c}{\pi D_i \mu} \quad (2.17)$$

## BAB 3 METODA PENELITIAN

### 3.1 Objek Penelitian

Penelitian ini dilakukan secara numerik memodelkan *concentric tube heat exchanger* untuk dianalisa aliran dan perpindahan panas dari fluida kerja. Bentuk model geometri *heat exchanger* ditunjukkan pada gambar 3.1 secara 3 dimensi. Ukuran geometri *heat exchanger* diberikan sebagai berikut ini: diameter bagian dalam( $D_i$ ) = 35 mm, diameter bagian luar( $D_o$ ) = 70 mm ketebalan inner tube 3 mm dan panjang dari *concentric tube*( $L$ ) = 1000 mm.



Gambar 3.1 Desain model *heat exchanger* (a) tanpa *baffle*; (b) dengan *baffle*.

Pada penelitian ini akan dilakukan simulasi model *concentric pipe* tanpa *baffle* dan penambahan *baffle*. Simulasi dengan penambahan *baffle* dilakukan dengan memvariasikan *baffle spacing*. Penambahan *baffle* pada *outer region*(dalam *shell*) akan memberikan dampak interaksi lebih baik terhadap aliran fluida seperti timbul olakkan, pengarah aliran sehingga diharapkan terjadi peningkatan *heat transfer coefficient*. Pada proses simulasi ini, dilakukan pula variasi *input* nilai *mass flow rate* antara *inlet* fluida dingin dan *inlet* fluida panas. Variasi *mass flow rate* ini sangat berpengaruh terhadap temperatur *keluaran* fluida yang diharapkan, baik pada proses pendinginan atau proses pemanasan.

Berikut ini tabel variasi simulasi dan parameter input fluida yang akan dilakukan.

Tabel 3.1 *Boundary condition*

Jenis fluida	<i>Boundary condition</i>	Parameter	Nilai
Air	Inlet fluida panas	<i>Velocity inlet</i> (m/s)	
		Temperatur $^{\circ}C$	80
Air	Inlet fluida dingin	<i>Velocity inlet</i> (m/s)	
		Temperatur $^{\circ}C$	20
	Outlet fluida dingin	Temperatur $^{\circ}C$	
	Inner wall	<i>Wall interface</i>	
	Outer wall	<i>Insulated</i>	$q = 0$

Tabel 3.2 Variasi jenis arah aliran

Variasi simulasi	Re
Parallel flow	4000
Counter flow	2400
	2800
	3200
	3600
	4000

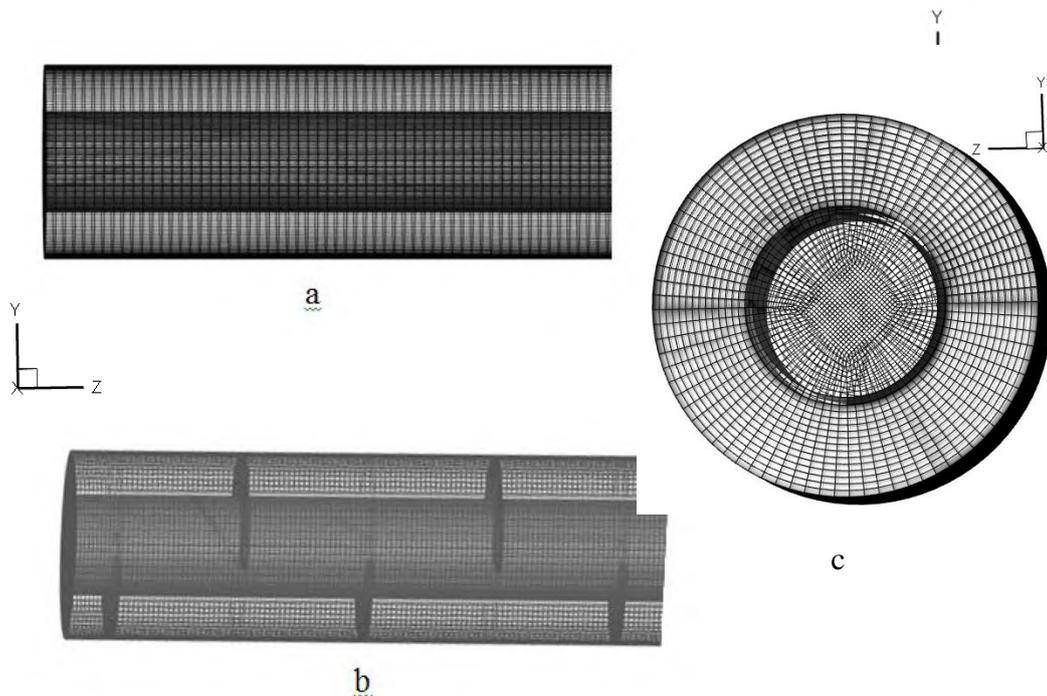
Tabel 3.3 Variasi dengan *baffle spacing*

Variasi jarak baffles	
s / D <sub>0</sub>	Re
1	4000
1.5	
2	

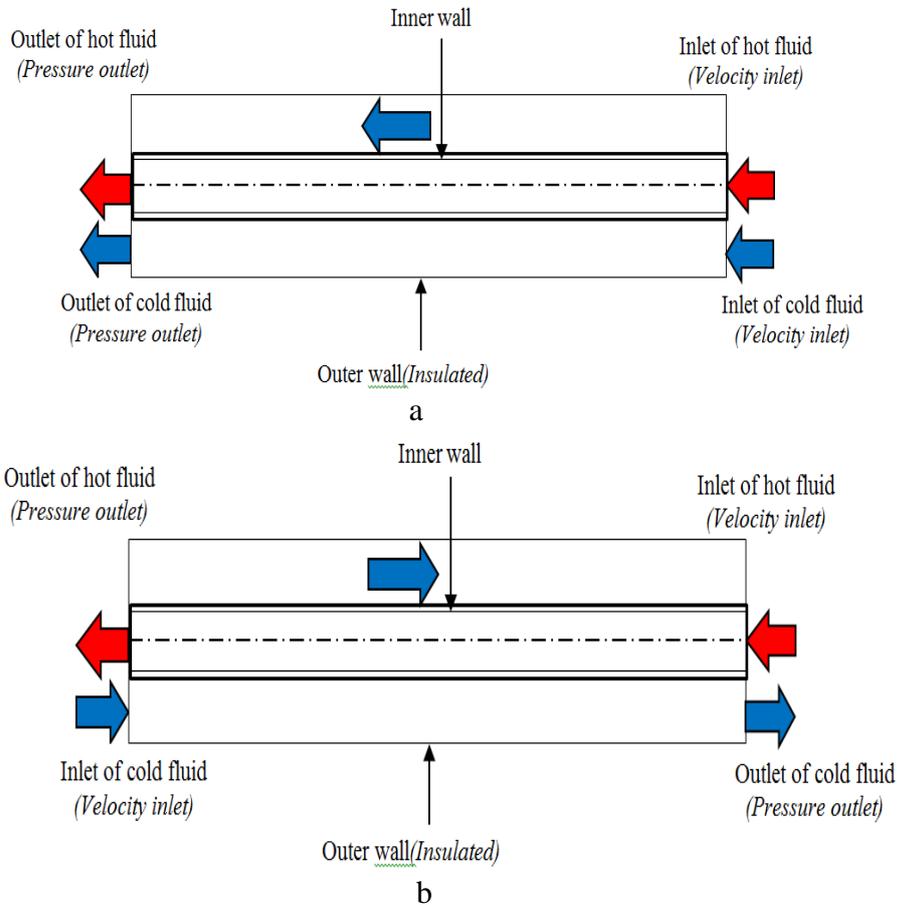
Studi numerik yang dilakukan dengan menggunakan semicircular fin baffle disebabkan model ini sering digunakan karena lebih efektif dibandingkan yang lain. Berdasarkan penelitian terdahulu menyatakan bahwa ketika baffle cut yang diberikan terlalu besar menimbulkan pusaran yang besar dan arus utama terhambat lebih besar sehingga menyebabkan terbentuk *recirculation zone* yang merugikan (Ozden & Tari, 2010).

### 3.2 Mesh dan Boundary condition

Proses simulasi analisa perpindahan panas pada pemodelan *concentric double pipe heat exchanger* diawali dengan pembuatan geometri model *heat exchanger*. Proses mesh geometri dilakukan menggunakan bentuk *tetrahedral mesh*. Bentuk *mesh* pada geometri model ditunjukkan gambar 3.2 berikut ini, dengan pengkondisian tingkat kerapatan *mesh* merata di seluruh permukaan geometri. *Mesh* dilakukan seperti ini untuk mendapatkan fenomena distribusi temperatur. *Boundary condition* pada simulasi didefinisikan terlebih dulu untuk memberikan nilai *input*. *Inlet* fluida panas air diberikan sebagai masukan awal berupa *velocity inlet* dengan temperatur 353K.



Gambar 3.2 Komputasi domain simulasi(a) tanpa baffle; (b) dengan baffle;(c) tampak depan



Gambar 3.3 *Boundary condition* dan domain simulasi (a) *counter flow*; (b) *parallel flow*.

*Inlet* fluida dingin air diberikan pengkondisian berupa *velocity inlet* dengan temperatur 293K. *Outlet* fluida panas dan *Outlet* fluida dingin diberikan kondisi sebagai *pressure outlet* dengan nilai properties *pressure gauge* sebesar 9800 agar saat running mengurangi *reversed flow* di kedua sisi aliran. Bagian *Outer wall* dikondisikan *adiabatic* dengan mengatur nilai *heat fluks* = 0, hal ini mendefinisikan bahwa kondisi *wall* ini terisolasi, dimana panas tidak lepas ke lingkungan. Bagian *inner wall* dikondisikan hanya sebagai *separation wall* berperan sebagai *interface*, dimana di bagian ini fluida panas dan fluida dingin mampu berinteraksi dari segi perpindahan panasnya tanpa harus bercampur. *Boundary condition* model simulasi ditunjukkan pada Gambar 3.3 diatas. Permodelan dilakukan dengan menggunakan pipa dalam terbuat dari *steel* dengan ketebalan 3 mm. Properties dari *steel* dengan densitas( $\rho$ ) 8030 kg/m<sup>3</sup> dan konduktivitas termal 16.27 W/m.K.

Pada pemodelan 3D ini digunakan formulasi *solver pressure based* dan *space 3D*. *Solver pressure based* menyelesaikan persamaan matematis secara bertahap atau terpisah antara satu persamaan dengan persamaan yang lain. Formulasi kecepatan adalah absolut pada kondisi *steady*. Model *viscous* yang digunakan pada pemodelan ini adalah model *turbulensi standard k-ε* sesuai dengan rujukan yang digunakan dalam penelitian terdahulu (Kanade Rahul H. et al., 2010).

### 3.3 Grid Independency

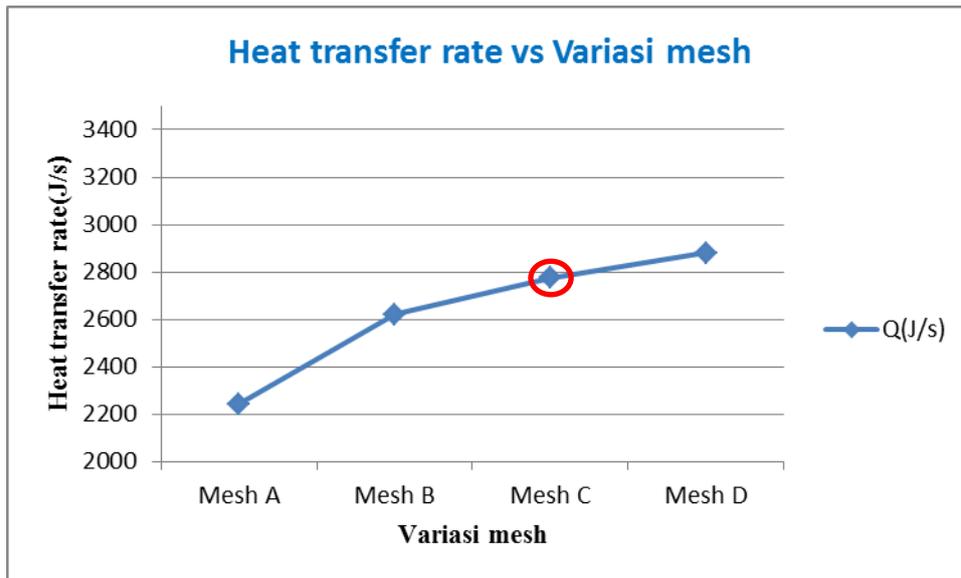
Penelitian ini dilakukan secara numerik sehingga dibutuhkan tahapan proses *grid independency* untuk memastikan keakurasian dan kevalidan data dari hasil numerik. *Grid independency* yang dilakukan pada penelitian ini harus memenuhi hukum kesetimbangan *heat transfers*. Parameter hasil numerik yang digunakan pada tiap jenis mesh benar bila selisih *heat transfers rate* kecil atau mendekati sama. Variasi mesh yang telah dilakukan ini telah dihitung menunjukkan selisih *heat transfer rate* sangat kecil. Adapun properties hasil *grid independency test* yang diperoleh, ditunjukkan pada tabel 3.4 berikut ini.

Tabel 3.4 Jenis variasi mesh

Jenis mesh	Y plus	Jumlah sel
Mesh A	19.49	264000
Mesh B	17.45	627000
Mesh C	15.98	864000
Mesh D	15.95	939400

Hasil *grid independency test* pada tabel 3.4 dengan memvariasikan jumlah sel di dekat dinding atau dengan memperkecil  $y^+$  meningkatkan analisa *heat transfers rate* dalam perhitungan secara numerik. Peningkatan analisa perpindahan panas dekat dinding ini bertujuan mengurangi eror *heat transfers rate* yang terjadi antara fluida dengan dinding *inner tube*. Dari hasil beberapa jenis mesh, *mesh C* dan *mesh D* memiliki nilai  $y^+$  yang kecil, namun pada *mesh D* memiliki jumlah sel tinggi dan kemampuan mencapai konvergen membutuhkan waktu yang lebih lama, ditunjukkan Gambar 3.4 Grafik hubungan *heat transfer rate* dengan jenis *mesh*. Selanjutnya, dari hasil simulasi jenis *mesh*, maka dipilih *mesh C* untuk digunakan sebagai acuan *mesh* terhadap model yang akan

disimulasikan. Pertimbangan pemilihan jenis *mesh* C dikarenakan dari parameter nilai  $y^+$  yang kecil (rapat di dinding) dan jumlah sel yang relatif sedikit dibandingkan jenis *mesh* D sehingga proses simulasi mencapai konvergen lebih cepat. Hasil simulasi model diperoleh *heat transfers rate* dari variasi jenis *mesh* yang dilakukan pada Gambar 3.4 berikut ini.



Gambar 3.4 Grafik hubungan *heat transfer rate* dengan jenis *mesh*

Pada sub bab selanjutnya akan diuraikan hasil *post processing* berupa data kualitatif (meliputi *contour temperature* dan *vector velocity*) dan data kuantitatif (berupa distribusi temperatur dan  $\Delta P$ ) yang diperoleh dari simulasi numerik di fluent. Uraian hasil *post processing* disertai dengan analisa data dan pembahasan untuk menginterpretasikan fenomena fisis perpindahan panas dan aliran di dalam *concentric tube heat exchanger* baik dengan baffle atau tanpa baffle.

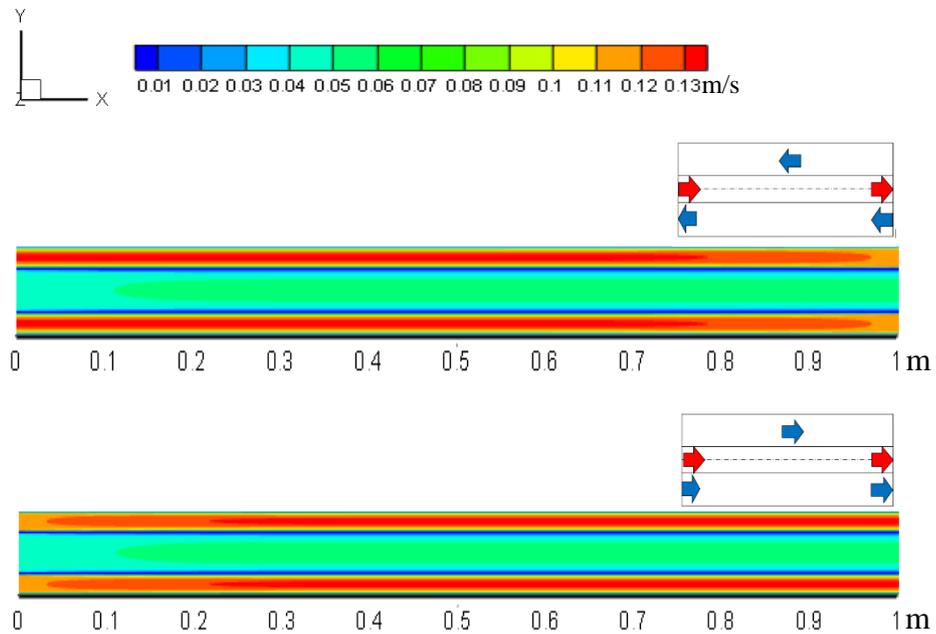
## **BAB 4**

### **ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN**

Pada bab ini akan dijelaskan bagaimana fenomena perilaku aliran dan proses perpindahan panas pada model simulasi *concentric tube heat exchanger* baik pada tipe *counter flow* dan *parallel flow*. Variasi simulasi untuk peningkatan kinerja model dilakukan dengan menambahkan *fin baffle* dan memvariasikan jaraknya. Analisa fisis dijelaskan melalui hasil *post processing* data kuantitatif dan data kualitatif dari simulasi numerik dengan software komersial CFD. Data kuantitatif berupa besarnya *heat transfer*, temperatur keluaran (*fluida hot* dan *cold*) panjang *vortex* dan *pressure drop*. Sedangkan data kualitatif berupa visualisasi distribusi temperatur di beberapa titik secara horizontal dan vertikal kemudian visualiasasi pola aliran (*velocity contour* dan *velocity vector*). Pengambilan data ditampilkan secara *iso-surface* dengan pemotongan pada arah bidang sumbu X dan sumbu Z.

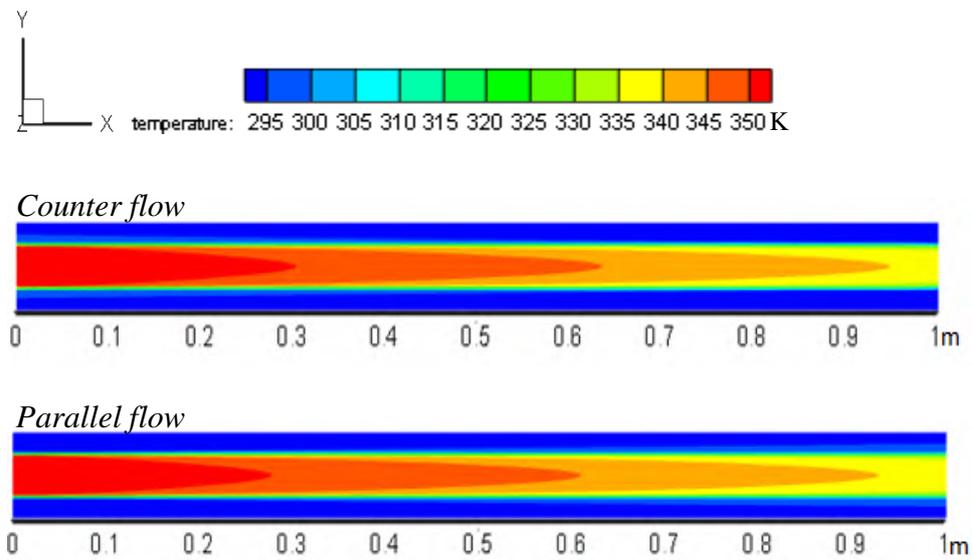
#### **4.1 Pengaruh Arah Aliran terhadap Distribusi Temperatur**

Salah satu variasi simulasi numerik yang dilakukan dalam penelitian ini adalah memvariasikan arah aliran untuk meningkatkan kemampuan suatu model *concentric tube heat exchanger* dalam proses perpindahan panas. Variasi arah aliran yang dilakukan merupakan salah satu upaya untuk meningkatkan *convective heat transfers process* dari dua jenis fluida yang memiliki beda temperatur. Model *counter flow* dan *parallel flow* disimulasikan dan dibandingkan kinerjanya dari segi besar *heat transfers rate* dan temperatur keluaran yang diperoleh. Analisa perilaku aliran berupa kontur kecepatan secara horizontal pada sumbu x ditunjukkan pada Gambar 4.1 menjelaskan bahwa arah vektor antara model tidak terlalu menunjukkan perbedaan yang signifikan. Terlihat profile kecepatan yang terbentuk dan panjangnya sama, akan tetapi arahnya yang terbalik. Parameter aliran berupa *pressure drop* yang diperoleh pun dari simulasi kedua model relatif kecil.



Gambar 4.1 Kontur kecepatan dengan variasi arah aliran awal.

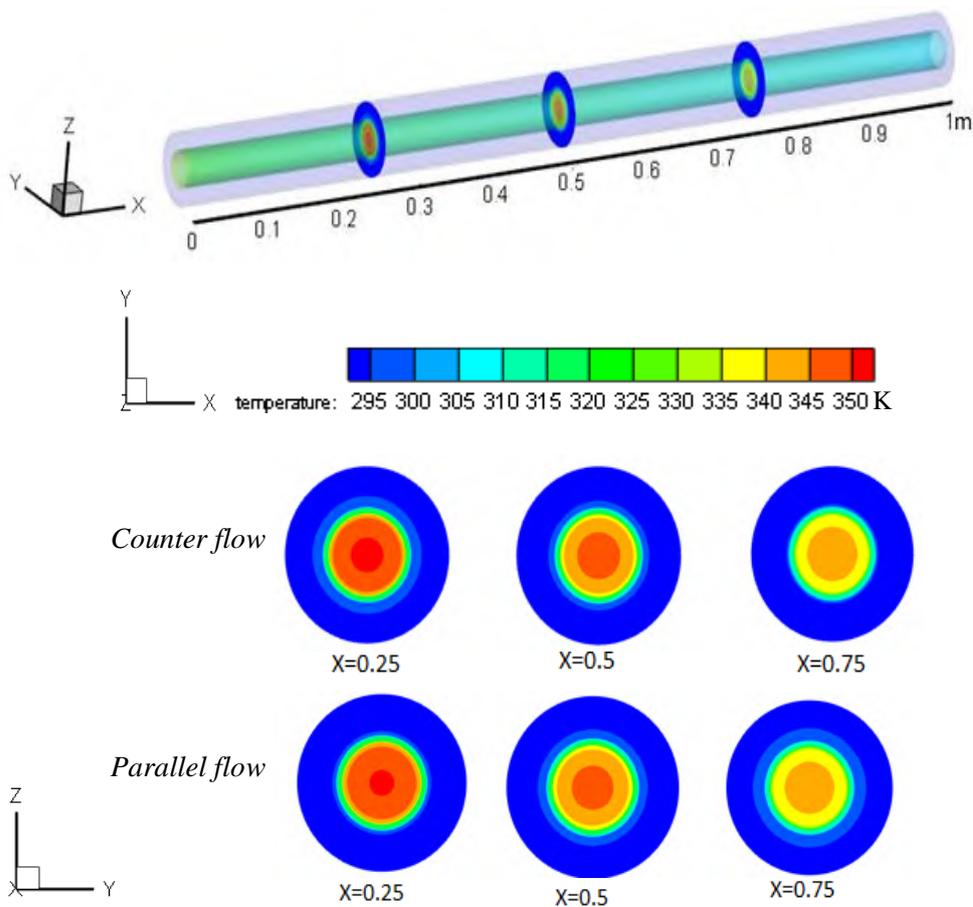
Kemudian Gambar 4.2 hasil kualitatif yang lain dari simulasi numerik menunjukkan distribusi temperatur sumbu x di sepanjang pipa model. Kontur *thermal boundary layer* kedua model terlihat serupa sehingga hasil visualisasi sulit untuk dibedakan.



Gambar 4.2 Distribusi temperatur sepanjang sumbu x

Gambar 4.3 menunjukkan distribusi temperatur secara vertikal untuk mengetahui karakteristik lapisan *boundary layer* temperatur untuk masing-masing model. Terlihat terbentuknya lapisan- lapisan batas temperatur, dimana pada bagian centerline berwarna gelap berada pada daerah fluida panas, hal ini menunjukkan temperatur tertinggi, kemudian intensitas warnanya memudar dikarenakan temperatur ditransferkan menuju temperatur yang lebih rendah. Karakteristik distribusi temperatur *Counter flow* memiliki *temperature difference* lebih seragam antara dua fluida kerja sehingga mampu meminimalkan *strees thermal* di sepanjang *heat exchanger*. Tingkat kondisi temperatur yang lebih seragam ini menguntungkan karena menghasilkan tingkat proses *heat transfer* yang lebih seragam. Berdasarkan dari kedua kondisi ini menyebabkan temperatur keluaran fluida *cold* secara teori mampu mendekati temperatur keluaran fluida *hot*.

Selanjutnya, jenis *parallel flow* memiliki karakteristik *difference temperature* yang besar di ujung (titik *inlet starting*) menyebabkan *strees thermal* yang besar pada fluida kerja. Kondisi ini berakibat terjadinya ekspansi dan penyusutan yang berlawanan pada kontruksi material sehingga memungkinkan kegagalan material dan proses *heat transfers* yang terjadi kecil. Selain itu, *stress thermal* menyebabkan temperatur fluida *cold* dalam model *heat exchangers* ini secara teori tidak pernah melebihi temperatur terendah dari fluida *hot*.

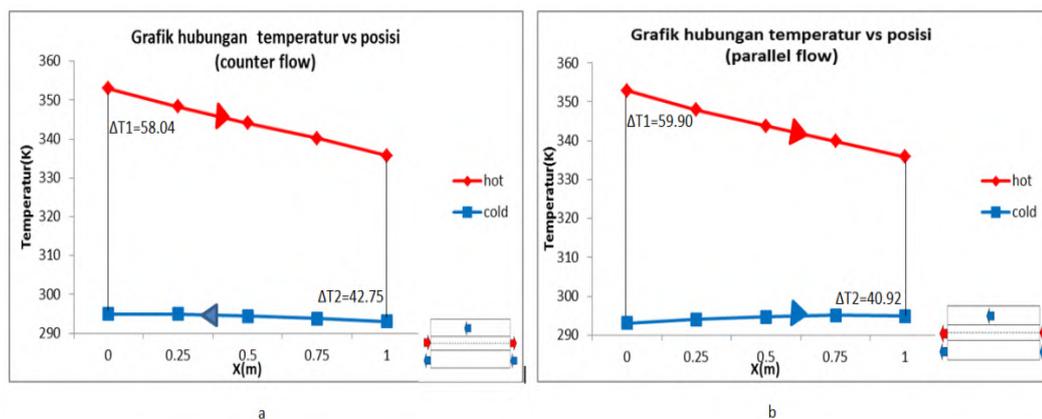


Gambar 4.3 Distribusi temperatur di sepanjang *heat exchanger*

Pengambilan kontur temperatur pada sumbu *centerline* menunjukkan bahwa pengkondisian arah *inlet starting* pada *concentric tube heat exchangers* mempengaruhi parameter hasil yakni *heat transfers rate* dan temperatur keluaran. Hal ini disebabkan oleh besar kecilnya *gradient temperature* antar fluida yang cenderung menimbulkan *strees thermal*.

Temperatur fluida hot cenderung menurun dari kondisi awal(*inlet starting*) di titik 0 ke titik akhir 1. Fenomena *heat transfers* ini menjelaskan bahwa ada proses pelepasan hot karena adanya *temperatur difference* yang saling berinteraksi untuk mencapai kesetimbangan. Sedangkan temperatur fluida *cold* cenderung meningkat dari kondisi awal dari titik 1 ke titik akhir 0. Fenomena *heat transfers* yang terjadi merupakan proses penyerapan panas yang berlangsung hingga fluida *cold* mencapai kesetimbangan pada temperatur tertentu. Gambar 4.4 juga menunjukkan perubahan temperatur pada *parallel flow* oleh kedua fluida kerja. Perubahan temperatur yang terjadi secara bersamaan, dimana fluida *hot* dari

titik 0 ke titik 1 mengalami penurunan, mengindikasikan pelepasan hot sedangkan fluida *cold* mengalami kenaikan temperatur sebagai indikasi terjadi penyerapan hot. Selanjutnya proses heat transfers akan mencapai kesetimbangan pada temperatur tertentu. *Trendline* grafik dari kedua fluida sesuai dengan karakteristik distribusi temperatur dari masing-masing jenis aliran, meski kecenderungan perubahannya kecil. Berdasarkan hasil data simulasi diperoleh bahwa kinerja dari *counter flow* lebih baik dibandingkan *parallel flow*. Peningkatan heat fluks yang diperoleh 0.558% lebih besar dibandingkan dengan *parallel flow*.



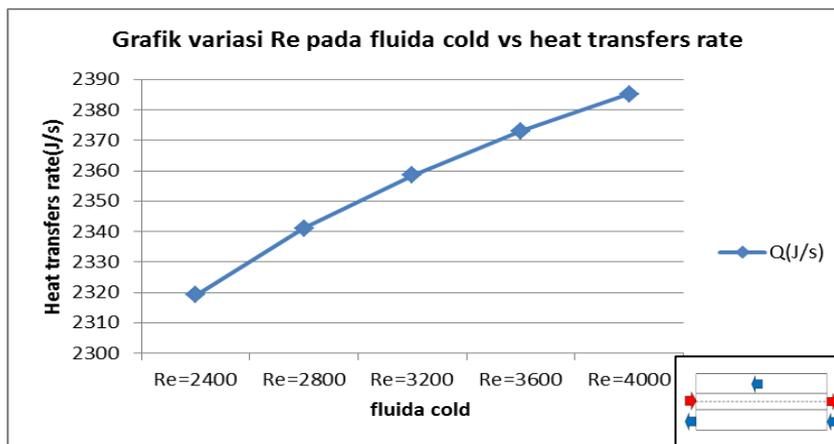
Gambar 4.4 Distribusi temperatur di sepanjang *heat exchanger*(a) *Counter flow*; (b) *parallel flow*.

Hasil yang diperoleh ini relevan dengan penelitian sebelumnya yang menyimpulkan bahwa *counter flow* memiliki *heating surface* yang relatif kecil sehingga mampu mengekstrak panas lebih baik diindikasikan dari parameter  $T_{LMTD}$  dan temperatur keluaran yang lebih baik (Joshua, 2009).

#### 4.2 Pengaruh Peningkatan *Re Outer Tube* terhadap Distribusi Temperatur

Secara kuantitatif Gambar 4.5 menunjukkan bahwa peningkatan Reynolds number menyebabkan meningkatnya *heat transfers* di sepanjang *concentric tube heat exchanger* tipe *counter flow*. Variasi bilangan Reynolds yang digunakan dalam simulasi ini 2400, 2800, 3200, 3600 dan 4000. Perubahan bertambahnya *heat transfers* ini diindikasikan dari parameter hasil perbedaan temperatur ( $\Delta T$ ) dari keluaran fluida *hot* dan *cold*. Bertambahnya bilangan Reynolds sebanding meningkatnya momentum fluida kerja, dimana variasi ini diberikan hanya di bagian fluida *cold*, sedangkan pada fluida *hot* dikondisikan konstan. Peningkatan momentum yang hanya terjadi pada fluida *cold* tersebut menyebabkan waktu

berinteraksi antara fluida tetap berkurang, sedangkan dari sisi lain peningkatan *heat transfer* berlangsung. Pada kondisi seperti ini kapasitas fluida kerja masih mampu berinteraksi melepaskan panas dan menyerap panas karena panas laten masih mampu menerima bila dibandingkan kondisi tanpa adanya peningkatan momentum fluid kerja. Akibat dari kedua kondisi ini menyebabkan  $\Delta T_1$  meningkat sedangkan  $\Delta T_2$  menurun.  $\Delta T_1$  meningkat disebabkan temperatur keluaran dari fluida *cold* meningkat sedangkan  $\Delta T_2$  menurun karena temperatur keluaran fluida *hot* mengecil di sepanjang model *heat exchanger*.

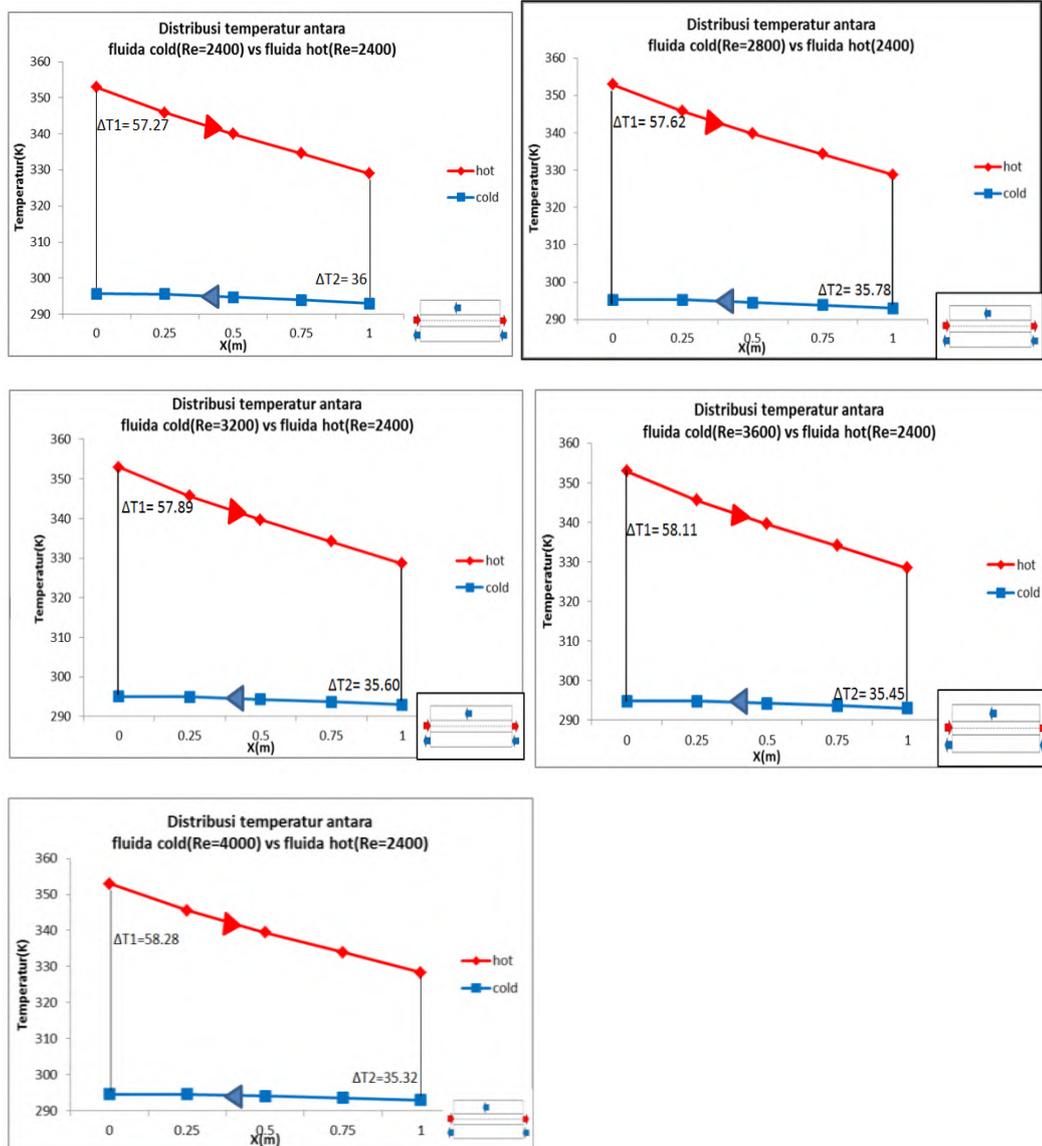


Gambar 4.5 Grafik peningkatan *heat transfers* pada fluida *cold*

Peningkatan *heat transfers* dengan variasi bilangan Reynolds yang diperbesar, didominasi oleh pengaruh besarnya *mass flow rate*, sedangkan untuk bilangan Reynolds rendah *heat transfers* didominasi oleh perubahan temperatur karena pelepasan dan penyerapan panas. Kondisi aliran yang normal tanpa adanya gangguan menyebabkan kecepatan aliran fluida lancar dan *pressure drop* relatif tidak berkurang. Hasil *post processing* distribusi temperatur dan temperatur keluaran dari masing-masing fluida kerja ditunjukkan pada Gambar 4.6 berikut ini. Penentuan titik-titik temperatur diambil pada 0; 0.25; 0.5; 0.75 dan 1 untuk mengetahui perubahan temperatur agar bisa disajikan dalam grafik.

Setiap variasi peningkatan bilangan Reynolds dapat ditentukan dianalisa besarnya  $\Delta T_{LMTD}$ , dimana kecenderungannya nilainya mengikuti besarnya peningkatan atau penurunan *heat transfers* fluida yang dicari. Hasil yang diperoleh ini relevan dengan penelitian sebelumnya yang menyimpulkan bahwa

variasi peningkatan bilangan Reynolds menyebabkan penurunan *friction factor* sehingga *heat transfers* yang diperoleh besar (Sivakumar & Rajan, 2015).



Gambar 4.6 Grafik distribusi temperatur dengan variasi  $Re_D$  pada fluida *cold*

### 4.3 Pengaruh Penambahan *Fin Baffle*

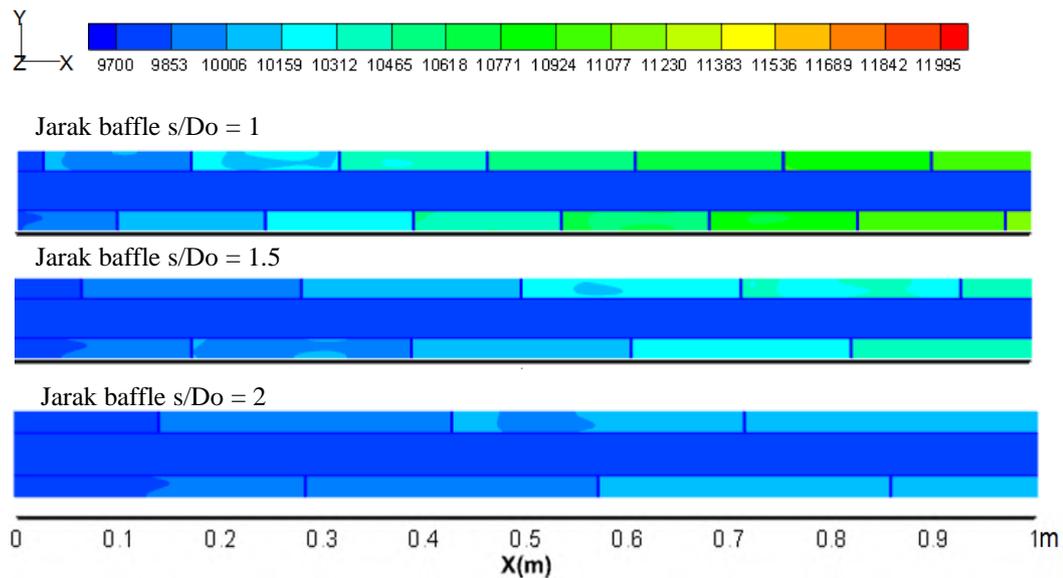
Salah satu upaya peningkatan performa kerja dari model *concentric tube heat exchanger* dalam studi ini adalah penambahan *fin baffle* dan memvariasikan jaraknya. Variasi penambahan *fin baffle* mempengaruhi besar kecilnya parameter hasil yakni temperatur keluaran dan besarnya *heat transfers* dari fluida kerja.

Secara umum penambahan fin baffles meningkatkan kinerja disebabkan pola aliran yang terganggu dan pengkondisian perluasan permukaan distribusi temperatur. Pada sub- bab ini akan dibahas hubungan pola aliran dan perluasan permukaan dengan kinerja model.

#### **4.3.1 Pengaruh Fin Baffles dan Variasi Jarak terhadap Pola Aliran**

Fenomena perilaku aliran diuraikan dalam analisa model numerik *concentric tube heat exchanger* dengan menyisipkan fin baffles kemudian dilakukan penambahan jarak fin baffle yang menyebabkan peningkatan pada *heat transfers*, kecepatan dan *pressure drop*. Fenomena fisis *vortex* terbentuk pada model dengan penambahan fin baffle. Fenomena ini muncul disebabkan oleh *pressure drop* yang menurun dan peningkatan kecepatan aliran fluida.

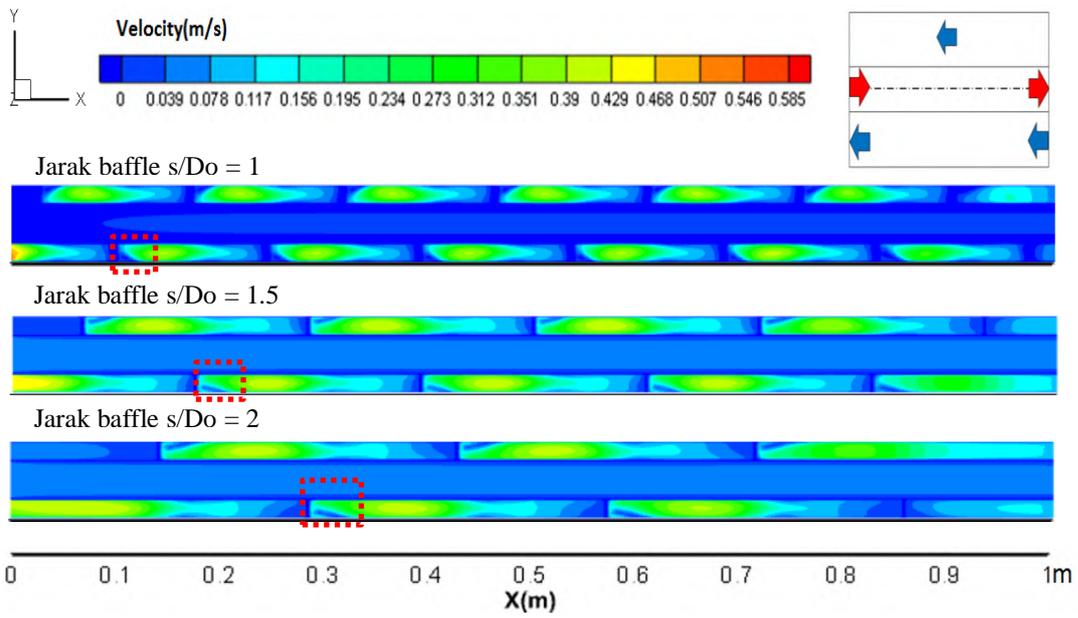
Gambar 4.7 menginterpretasikan distribusi tekanan di sepanjang model. Kontur tekanan dengan jarak fin baffle 2Do terlihat tekanan terdistribusi cukup tinggi pada titik 1(dekat inlet fluida *cold*) kemudian perlahan-lahan berubah menjadi biru menunjukkan tekanan menurun. Kontur tekanan dengan jarak fin baffle 1.5Do menunjukkan tekanan terdistribusi tinggi pada titik 1(dekat inlet fluida *cold*) dan terlihat warna biru muda hampir merata pada model kemudian menjadi biru mendeskripsikan tekanan menurun maksimum. Kontur tekanan dengan jarak fin baffle 1Do menunjukkan tekanan terdistribusi sangat tinggi pada titik 1(dekat inlet fluida *cold*) dan terlihat warna kuning hampir merata pada model kemudian menjadi biru mendeskripsikan tekanan menurun maksimum. Kondisi dengan tekanan tinggi di *inlet* dan tekanan rendah di *outlet* fluida *cold* menyebabkan nilai *pressure drop* besar.



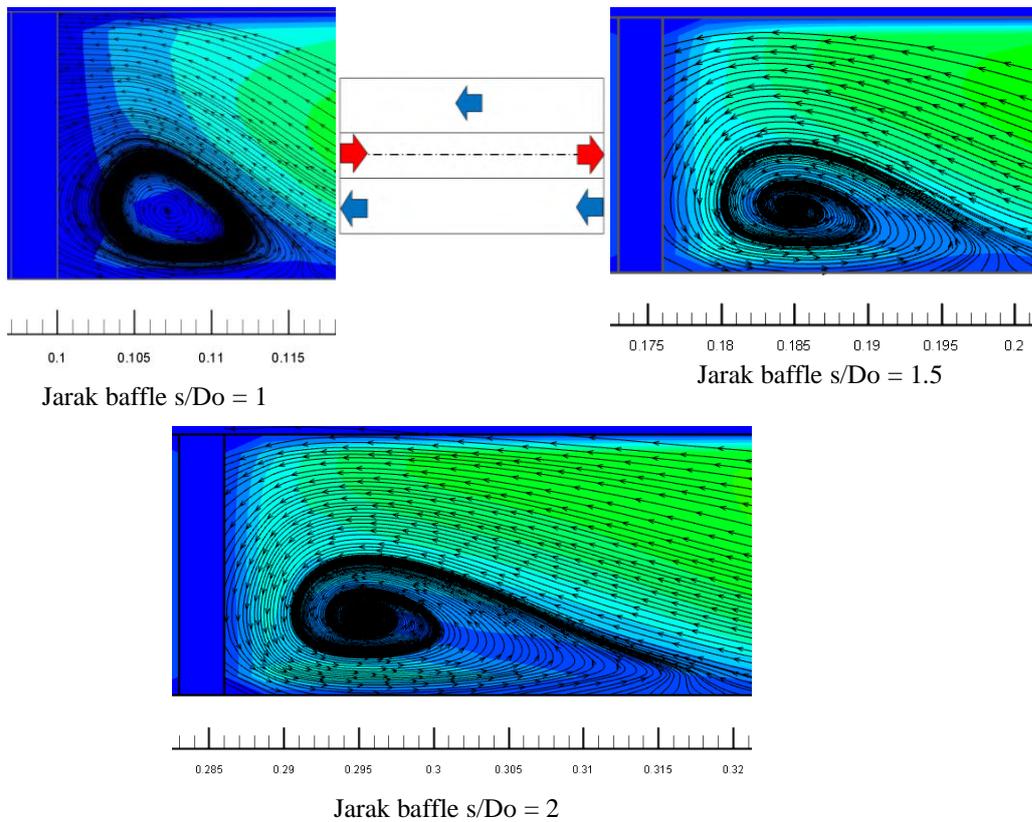
Gambar 4.7 Kontur distribusi *static pressure*

Gambar 4.8 menunjukkan hasil data kualitatif simulasi numerik berupa kontur distribusi kecepatan dan vektor. Pada kontur dengan jarak baffle  $2D_o$  distribusi kecepatan di depan fin baffle dan diujung model pada titik  $x=0$  diperoleh cukup rendah sedangkan pada jarak baffle  $1.5D_o$  mengalami peningkatan distribusi kecepatan, baik di sepanjang model maupun diujung model. Kontur kecepatan pada jarak baffle  $1D_o$  menunjukkan distribusi kecepatan yang tinggi di depan baffle dan khususnya di ujung model kecepatannya sangat tinggi. Peningkatan kecepatan itu terjadi karena ada penyempitan luasan penampang fluida oleh fin baffle sehingga aliran fluida seakan-akan diarahkan mengikuti permukaan fin baffle.

Gambar 4.9 menginterpretasikan perbesaran fenomena dari *vortex*. Pada jarak fin baffle  $2D_o$  bentuk *vortex* cenderung memanjang searah sumbu  $x$  sedangkan jarak fin baffle  $1.5D_o$  bentuk *vortex* sedikit memendek dan sedikit bertambah tinggi. Bentuk *vortex* pada jarak fin baffle  $1D_o$  pendek. Variasi bentuk *vortex* ini dipengaruhi besarnya kecepatan dan area yang tersedia



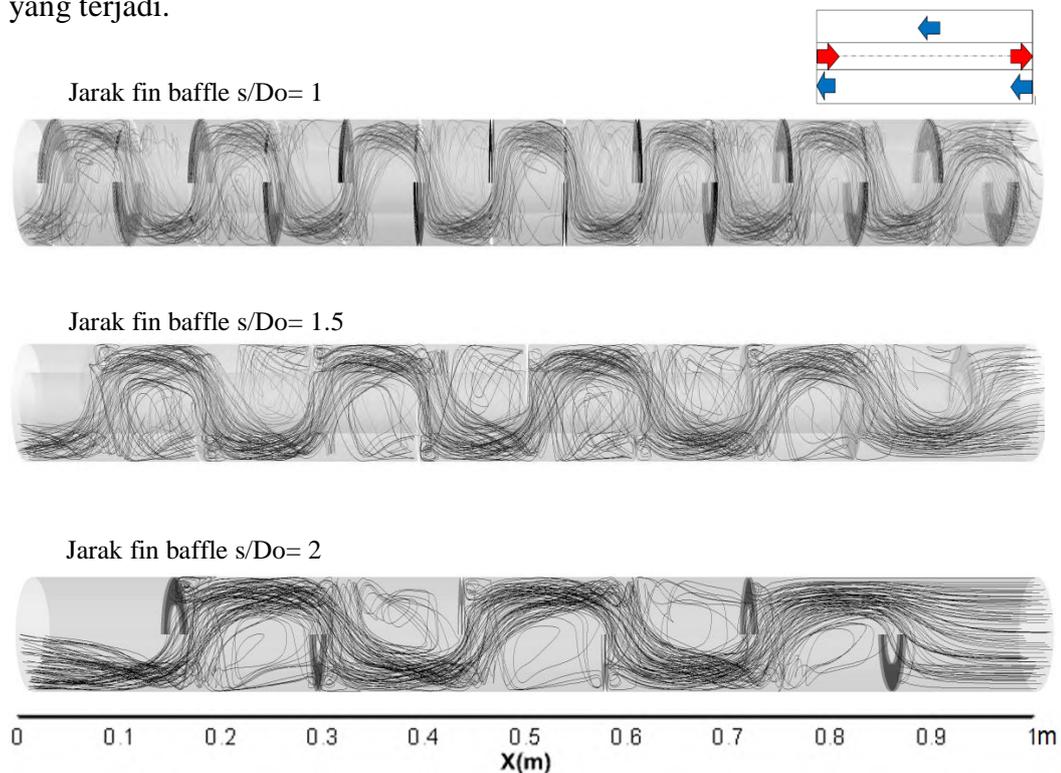
Gambar 4.8 Kontur *velocity magnitude*



Gambar 4.9 Panjang *vortex* yang terbentuk

Hasil tersebut mendeskripsikan bahwa penurunan jarak fin baffles meningkatkan distribusi kecepatan dan memperpendek bentuk *vortex* sehingga menyebabkan peningkatan *heat transfers*.

Gambar 4.10 menunjukkan perilaku dan pola aliran yang terbentuk saat fluida *cold* menabrak dinding-dinding fin baffle. Kondisi penyisipan fin baffle memaksa fluida mengikuti pola fin baffle mengakibatkan lintasan fluida menjadi lebih panjang. Pemasangan fin baffle secara *stagger* memberikan pengaruh yang tidak teratur menyentuh dinding pipa dan fin baffle. Jarak fin baffle yang semakin sempit membuat pola lekukan semakin rapat, hal ini yang menyebabkan pressure drop pada model semakin besar. Lintasan aliran fluida yang paling panjang terjadi pada jarak fin baffle  $s/D_o = 1$ , nampak dari tingkat kerapatan lekukan yang tinggi sedangkan lintasan aliran fluida yang terpendek terjadi pada jarak fin baffle  $s/D_o = 2$ , terlihat tingkat kerapatan lekukan yang rendah. Berdasarkan hasil visualisasi dapat disimpulkan bahwa semakin bertambahnya jarak fin baffle, semakin renggang lekukan aliran yang terjadi dan semakin kecil pressure drop yang terjadi.



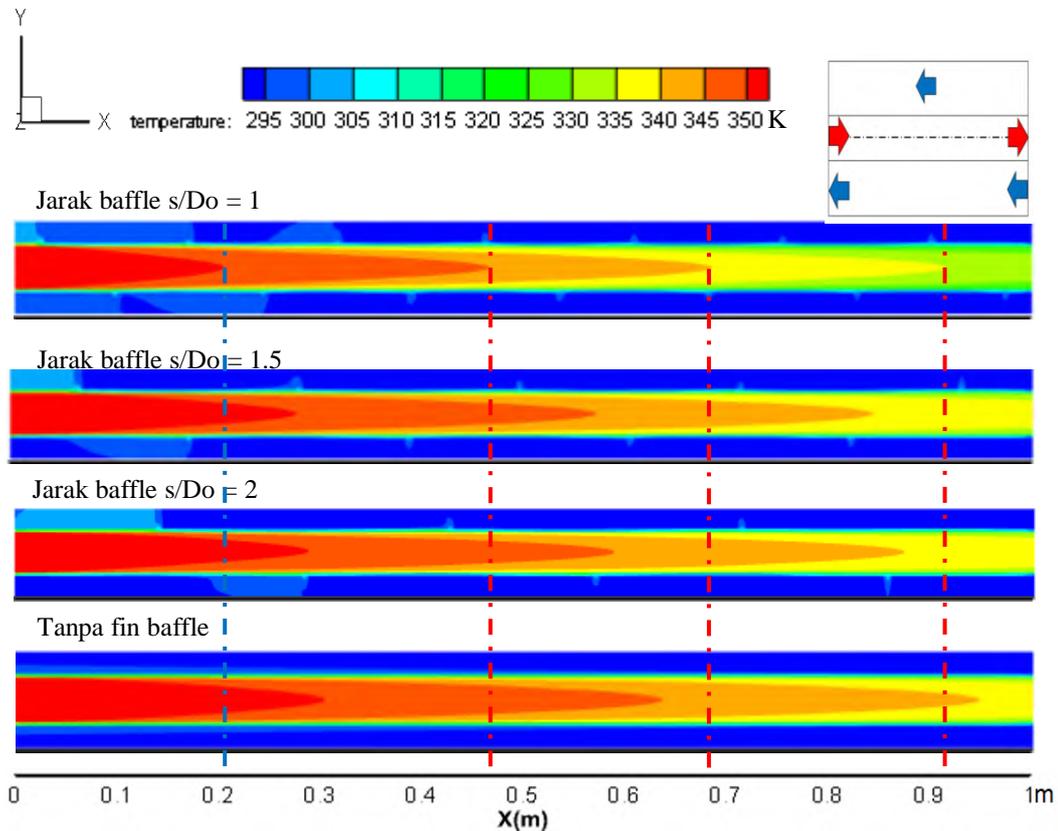
Gambar 4.10 Pola aliran keseluruhan melintasi fin baffle

Hasil yang diperoleh relevan dengan penelitian terdahulu tentang studi eksperimen pada *double pipe heat exchanger* dengan menggunakan *semi circular disc* menyimpulkan meningkatnya *heat transfers coefficient* berbanding terbalik dengan bertambahnya jarak fin baffle (Hussein, 2015).

#### **4.3.2 Pengaruh Penambahan *Fin Baffle* Terhadap Distribusi Temperatur**

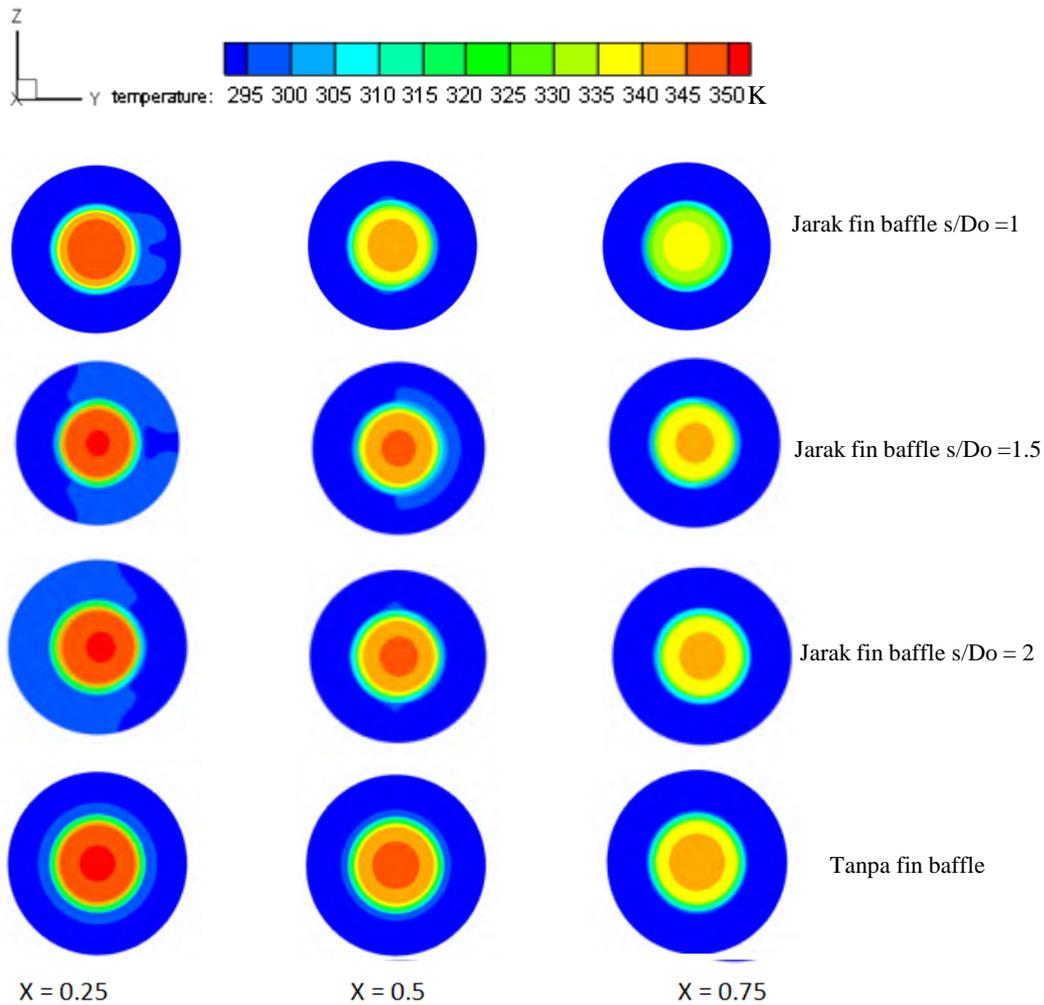
Upaya peningkatan kinerja model *concentric tube heat exchanger* dengan menyisipkan fin baffle menyebabkan peningkatan *heat transfers*. Selain perannya sebagai pengganggu dan mengarahkan aliran fluida kerja (*hot* dan *cold*), fin baffle berfungsi sebagai penambahan luas permukaan untuk proses *heat transfers*. Dengan luas permukaan semakin luas serta lintasan yang dilalui fluida semakin panjang, akibatnya proses *heat transfers* energi panas semakin lama dan meningkat. Jenis fin baffle yang digunakan dalam simulasi numerik ini *semi circular disc*, dimana permukaan *inner tube* dihubungkan fin baffle agar panas dapat saling dilepaskan atau diserap oleh fluida kerja. Efektivitas pengurangan jarak fin baffle menyebabkan peningkatan jumlah fin baffle yang dipasang dan penambahan luas permukaan interaksi fluida.

Hasil kualitatif dari simulasi numerik model dipotong di sumbu  $z = 0$  berupa *contour temperature* yang diilustrasikan pada Gambar 4.11 mendeskripsikan bahwa semakin pendek jarak jarak fin baffle, jumlah fin baffle bertambah menyebabkan terjadi perluasan permukaan dan peningkatan *heat transfers*. Pada kondisi tanpa fin baffle dapat dianalisa bahwa fluida *hot* menunjukkan perubahan gradasi warna yang lambat untuk mencapai titik akhir model. Berbeda dengan fenomena *boundary layer temperature* pada kondisi dengan penambahan fin menunjukkan gradasi perubahan warna yang lebih cepat dibandingkan tanpa fin baffle dan semakin cepat perubahannya saat jarak fin baffle diperkecil.



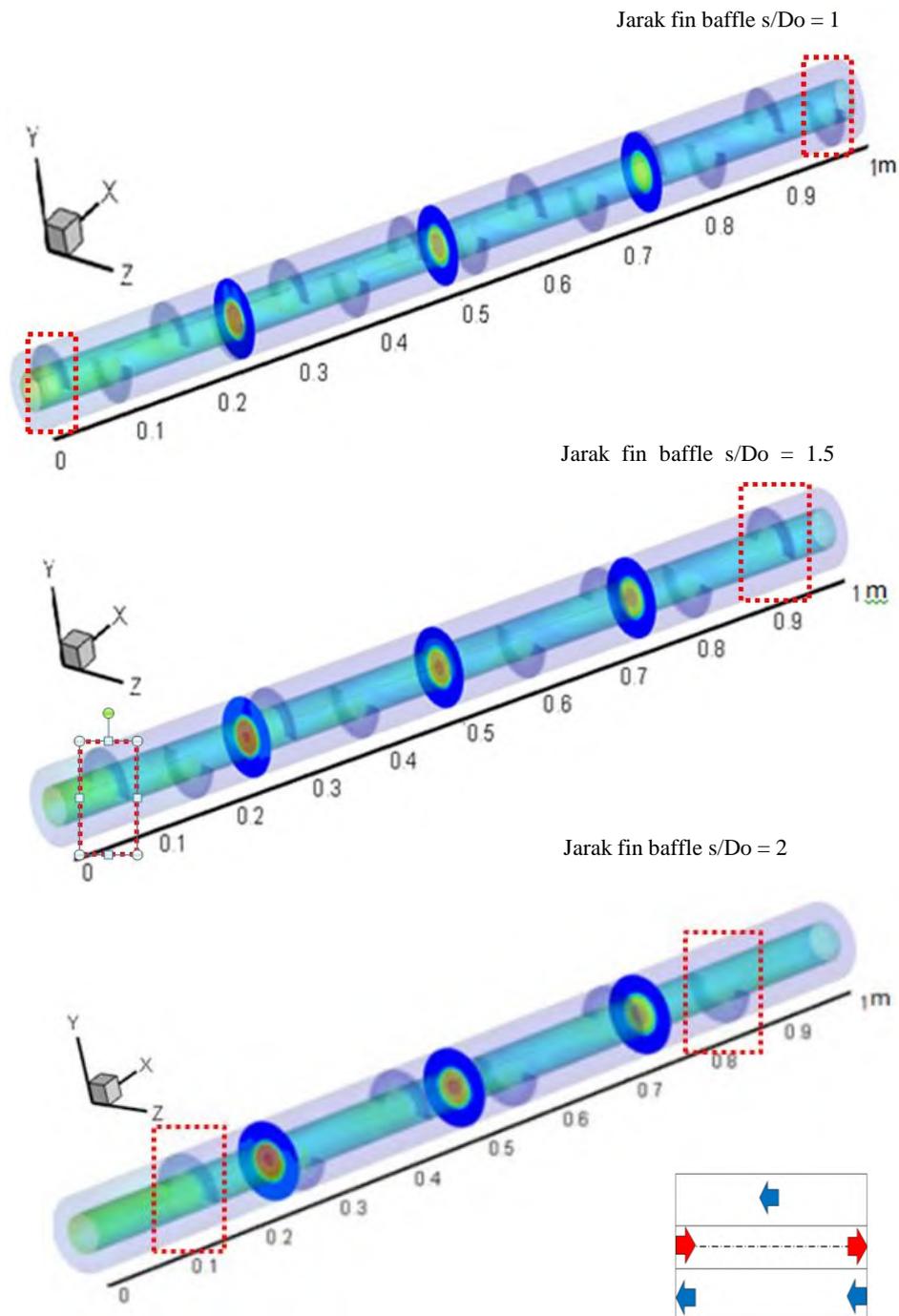
Gambar 4.11 Distribusi temperatur pada sumbu x

Selanjutnya Hasil kualitatif dari simulasi numerik model dipotong di sumbu  $x = 0.25$ ;  $x = 0.5$  dan  $x = 0.75$  berupa *contour temperature* yang diilustrasikan pada Gambar 4.12 menjelaskan bahwa terbentuk lapisan-lapisan *boundary condition temperature*, baik dalam fluida *hot(centerline)* hingga fluida *cold*. Berdasarkan hasil visualisasi Gambar 4.11 dan Gambar 4.12 tersebut dapat disimpulkan bahwa analisa *contour temperature* pada sepanjang sumbu x dan pemotongan sumbu di titik tersebut diperoleh variasi jarak fin baffle  $s/Do = 1$  berwarna hijau menunjukkan bahwa temperatur keluaran paling rendah dibandingkan model simulasi numerik yang lain.



Gambar 4.12 Lapisan *boundary layer temperature*

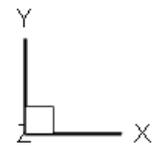
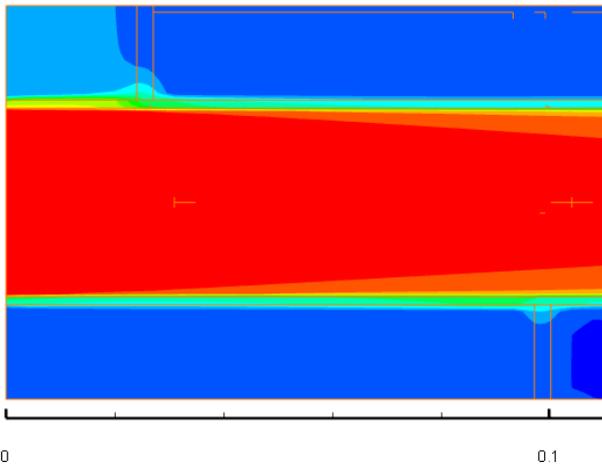
Analisa distribusi temperatur dilakukan untuk mengetahui besar temperatur terdistribusi, Gambar 4.13 posisi pengambilan data kualitatif dan data kuantitatif. Perubahan temperatur keluaran kedua fluida sebagai parameter kinerja akibat besarnya temperatur terdistribusi pada penambahan perluasan permukaan fin baffle



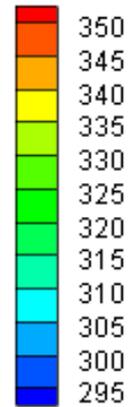
Gambar 4.13 Posisi pemasangan fin baffle pada model variasi jarak fin baffle.

Berikut ini Gambar 4.14 menunjukkan baffle berfungsi sebagai fin nampak dari panas ditransferkan dari *inner tube* menuju permukaan baffle diindikasikan perubahan warna *centerline* ke tepi berwarna gelap. Dinding inner tube untuk jarak baffle  $s/Do = 1$

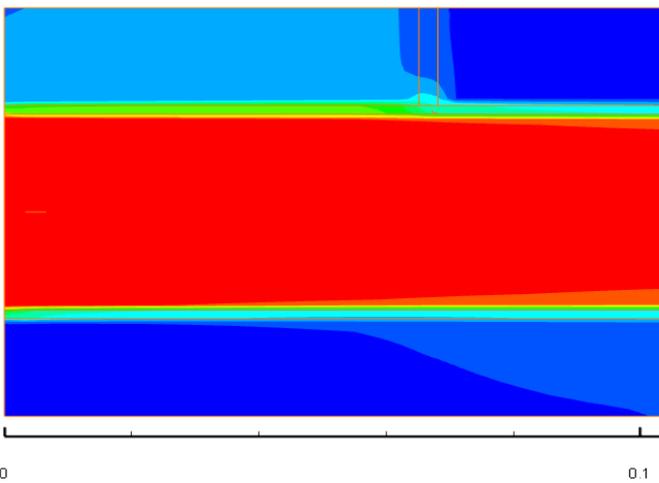
Jarak fin baffle  $s/Do = 1$



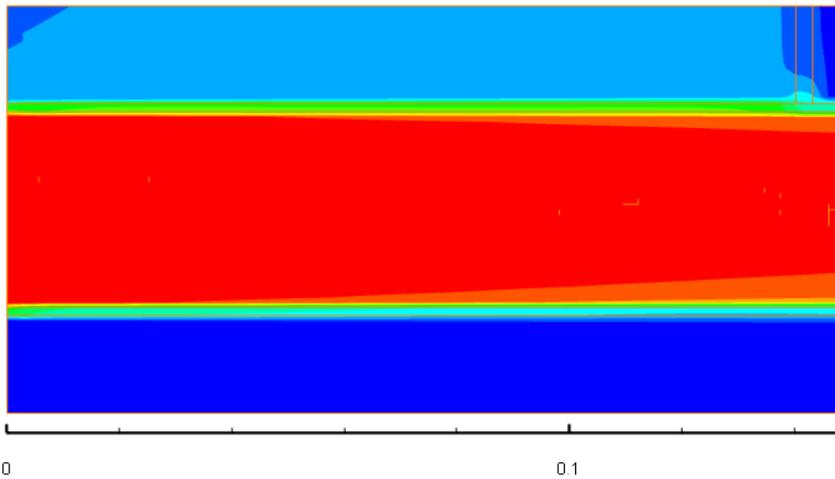
temperature



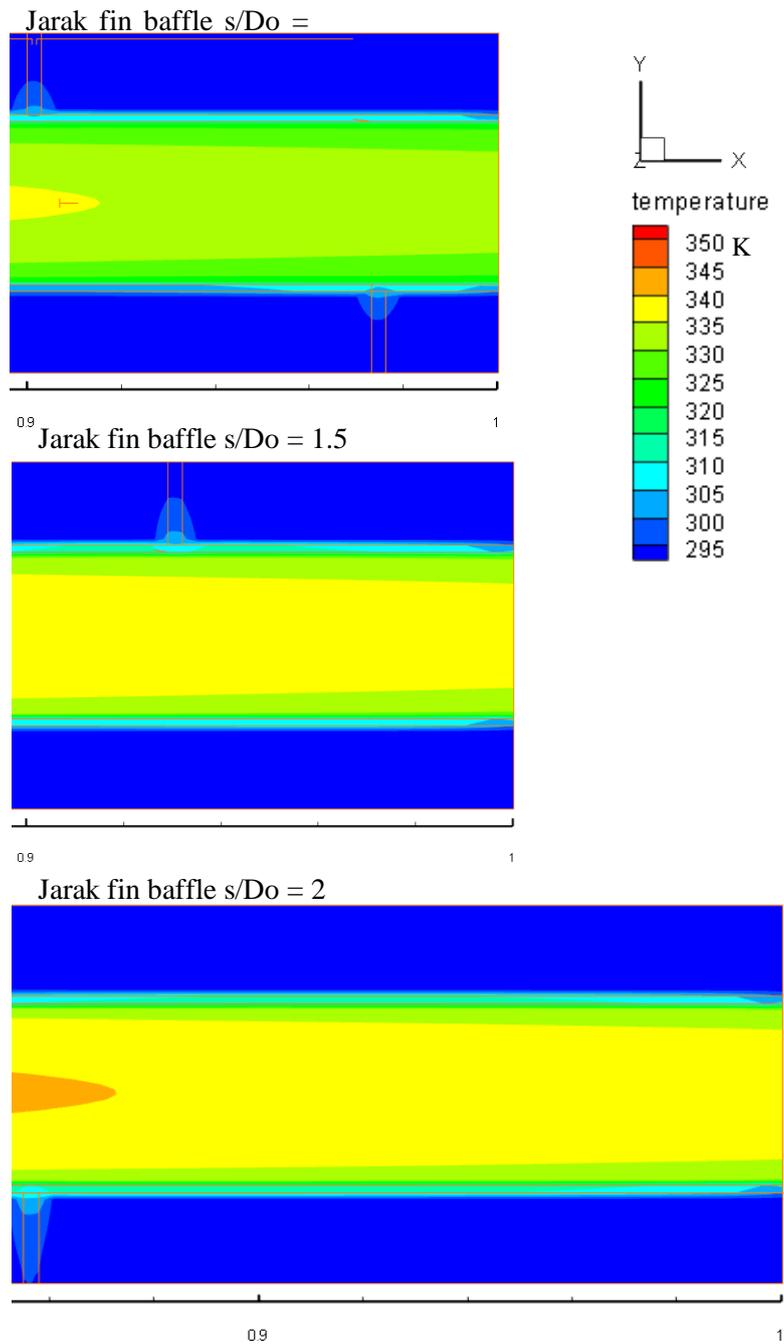
Jarak fin baffle  $s/Do = 1.5$



Jarak fin baffle  $s/Do = 2$



Gambar 4.14 Proses transfer panas dari dinding *inner tube* menuju baffle di dekat *inlet* fluida *hot*.

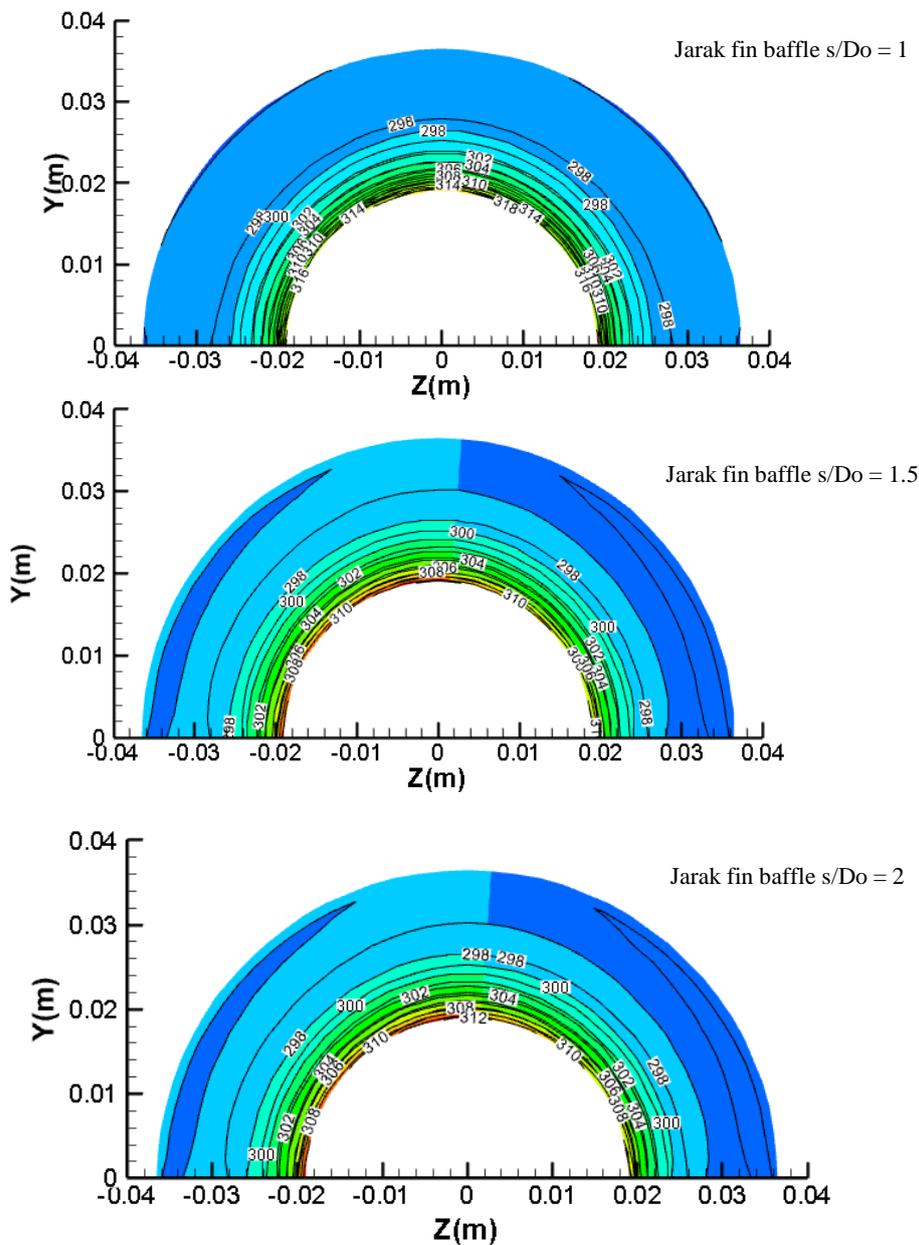


Gambar 4.15 Proses transfer panas dari dinding *inner tube* menuju baffle di dekat outlet fluida *hot*.

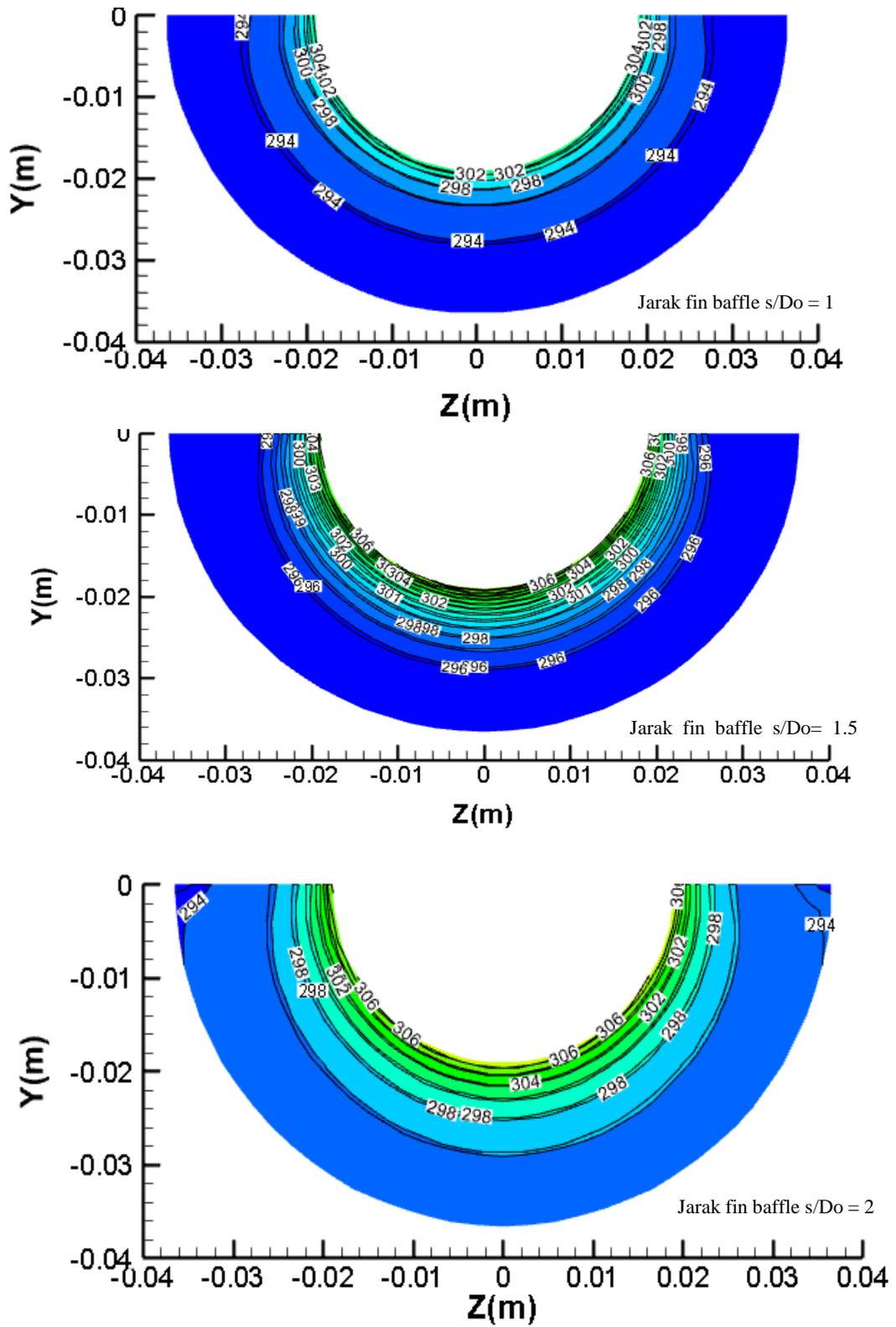
Gambar 4.15 menunjukkan peran baffle sebagai fin terlihat panas ditransferkan dari dinding *inner tube* (temperatur yang tinggi) menuju permukaan baffle adanya gradasi perubahan warna sebagai fungsi temperatur. Terlihat bahwa distribusi temperatur tersebut pada fin rendah di jarak fin baffle  $s/Do = 1$  disebabkan panas yang ditransfer di titik ini berasal dari *inner tube* relatif kecil

dan distribusi panas paling tinggi terjadi pada jarak fin baffle  $s/Do = 2$  disebabkan panas yang ditransferkan dari *inner tube* masih tinggi.

Gambar 4.16 dan Gambar 4.17 menunjukkan distribusi temperatur pada permukaan fin baffle. Analisa kontur temperatur ini mendeskripsikan hubungan akibat panas yang diserap permukaan *inner tube* dari fluida *hot*, kemudian didistribusikan menuju permukaan *fin baffle* selanjutnya ditransferkan ke fluida *cold*.



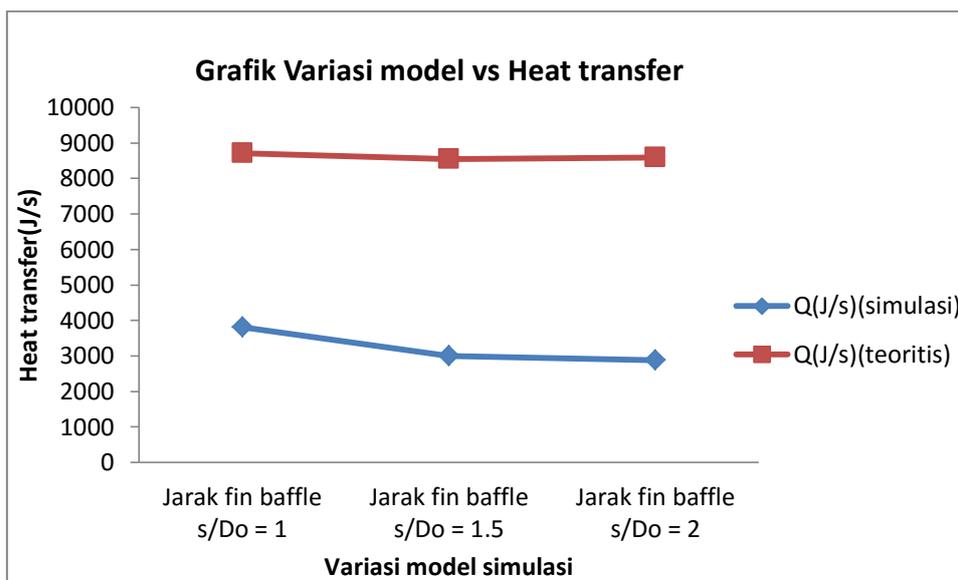
Gambar 4.16 Distribusi temperatur di permukaan fin baffle di dekat *inlet* fluida *hot*.



Gambar 4.17 Distribusi temperatur di permukaan fin baffle di dekat *outlet* fluida *hot*.

Gambar 4.16 mendeskripsikan suatu kondisi distribusi temperatur pada model dengan jarak fin baffle  $1D_o$  (70 mm) di dekat inlet fluida *hot* terlihat warna yang hampir uniform biru, bila dibandingkan yang lain karena fin baffle tersebut menerima panas lebih sedikit fluida *hot* dan lebih cepat ditabrak oleh fluida *cold* lebih awal. Sedangkan yang lain dengan jarak fin baffle semakin besar, menyebabkan panas yang diterima lebih besar sehingga warnanya sedikit memerah pada fin baffle dengan jarak  $1.5D_o$  (105 mm) dan paling merah pada fin dengan jarak  $2D_o$  (140 mm).

Gambar 4.17 menunjukkan distribusi temperatur pada permukaan fin baffle di dekat *outlet* fluida *hot*. Visualisasi yang ditunjukkan nampak warna memerahnya hilang dan rata-rata berwarna biru, hal ini menunjukkan indikator panas yang diserap dari fluida *hot* di sepanjang model baik. Pada jarak fin baffle 140 mm diperoleh kontur dengan biru muda, menunjukkan panas yang diterima cukup besar, sedangkan kontur untuk jarak fin baffle yang lain menunjukkan warna biru gelap yang merata mendeskripsikan bahwa panas yang diterima fin baffle kecil. Analisa *heat transfer* dilakukan dengan membandingkan hasil yang diperoleh berdasarkan hasil simulasi dengan hasil teoritis. Perbandingan hasil tersebut ditunjukkan pada Gambar 4.18 berikut ini.



Gambar 4.18 Perbandingan hasil *heat transfer* yang diperoleh.

Berdasarkan hasil grafik tersebut menunjukkan *trendline* yang sama, dimana dengan penurunan jarak fin baffle mampu meningkatkan nilai *heat transfer*. Perbedaan nilai *heat transfer* pada hasil teoritis tersebut disebabkan terdapat banyak parameter-parameter ideal meliputi luas permukaan, overall heat transfers dan  $\Delta T_{lm}$  dalam hitungan. Sedangkan analisa dari hasil simulasi memperhitungkan nilai properties, seberapa besarnya *mass flow rate* masuk atau pun keluar, temperatur masukan dan temperatur keluaran. Hasil simulasi berkesesuaian dengan hasil teoritis dengan menggunakan hukum *Black* pada persamaan 2.6 dan persamaan 2.7 yang menyatakan banyaknya kalor yang dilepaskan oleh fluida dengan temperatur yang lebih tinggi sama dengan banyaknya kalor yang diterima oleh fluida dengan temperatur yang lebih rendah.

Kinerja model simulasi numerik dapat ditentukan dengan menggunakan perbandingan rasio antara besarnya energi yang ditingkatkan dengan rasio peningkatan *pressure drop* dengan menggunakan persamaan 4.1 berikut ini.

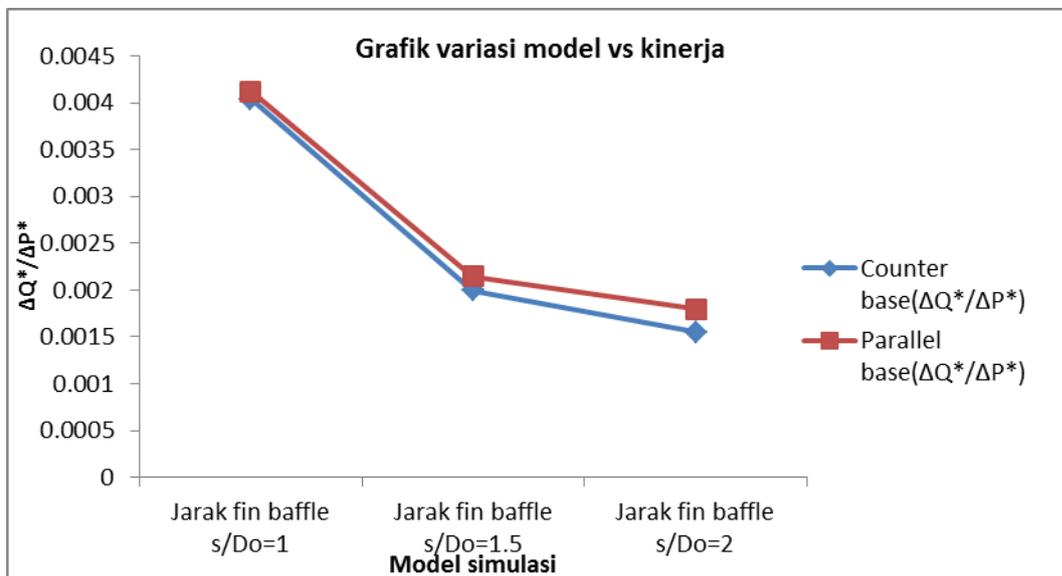
$$\varepsilon = \frac{\left| \frac{Q_1 - Q_0}{Q_0} \right|}{\left| \frac{\Delta P_1 - \Delta P_0}{\Delta P_0} \right|} = \frac{\Delta Q^*}{\Delta P^*} \quad (4.1)$$

Hasil simulasi numerik ini diperoleh ditunjukkan pada tabel 4.1 berikut ini.

Tabel 4.1 Hasil simulasi numerik pada variasi jarak fin baffle

Variasi fin baffle	$\Delta P$	Q(J/s)	Counter base ( $\Delta Q^*/\Delta P^*$ )	Parallel base ( $\Delta Q^*/\Delta P^*$ )
Parallel flow tanpa fin baffle	13.68	2762.79	0	0
Counter flow tanpa fin baffle	13.68	2778.22	0	0
Jarak fin baffle s/Do=1	1273.09	3810.71	0.004038121	0.004121388
Jarak fin baffle s/Do=1.5	573.39	3005.28	0.001998184	0.002145943
Jarak fin baffle s/Do=2	334.97	2879.53	0.001553097	0.001799735

Hasil simulasi numerik yang menunjukkan perbandingan kinerja model ditunjukkan pada Gambar 4.19. Berdasarkan grafik rasio  $\Delta Q^*/\Delta P^*$  menunjukkan bahwa semakin pendek jarak fin baffle semakin besar *heat transfer* yang terjadi. Hasil simulasi numerik penelitian ini diinterpretasikan membandingkan hasil kinerja model dengan kedua jenis aliran yakni *counter flow* dan *parallel flow*. Berdasarkan hasil yang diperoleh disimpulkan bahwa pengaruh aliran fluida yang terganggu jalur lintasannya akibat tabrakan dengan fin baffle menyebabkan pengurangan tekanan (*pressure drop* meningkat) dari kondisi normal aliran. Hasil ini relevan dengan penelitian terdahulu (Patro, 2012).



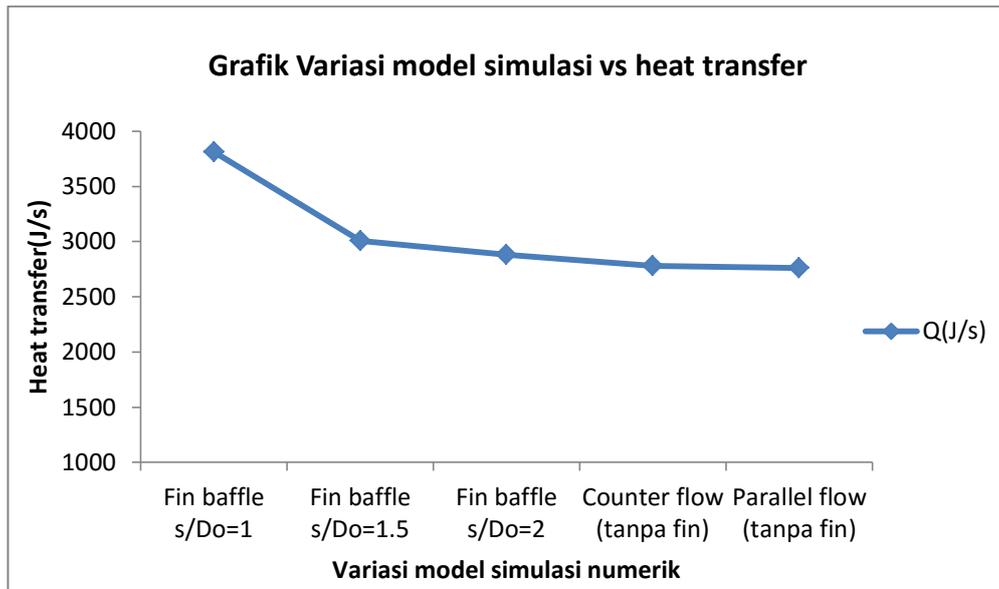
Gambar 4.19 Grafik rasio kinerja model vs variasi jarak fin baffle

Peningkatan *heat transfer* yang terjadi sebanding dengan peningkatan *pressure drop*. Hal ini menjadi salah satu pertimbangan bahwa desain simulasi numerik ini mampu meningkat *heat transfer* namun kenyataanya jika diaplikasikan, model ini membutuhkan energi yang lebih besar untuk mengurangi *pressure drop* pada model, khususnya model dengan variasi jarak fin baffle  $s/Do = 1$ .

#### 4.4 Heat Transfer Performance pada *Concentric Tube Heat Exchanger*

Gambar 4.20 menunjukkan kinerja berupa besarnya dari beberapa model simulasi numerik yang dilakukan dalam penelitian ini. Pengkondisian rekayasa

yang dilakukan untuk meningkatkan kinerja dari model *concentric tube heat exchanger* meliputi penempatan posisi *starting inlet* fluida kerja, peningkatan bilangan Reynolds dalam *outer tube*, penambahan dan memvariasikan jarak fin baffle.



Gambar 4.20 Perbandingan kinerja model simulasi numerik

Hasil variasi simulasi menjelaskan pengurangan jarak fin baffle memberikan pengaruh terhadap besarnya *heat transfer*, terlihat jelas jarak fin baffle yang diperpendek dari model jarak fin baffle  $2D_o$ ,  $1.5D_o$  dan jarak fin baffle  $1D_o$  mengalami peningkatan *heat transfer*. Selain itu perilaku pola aliran pada setiap model variasi jarak fin baffle menunjukkan semakin pendek jaraknya, lintasan aliran yang terbentuk berbelok - belok semakin tinggi dan muncul pusaran-pusaran aliran di dekatnya. Hal ini akibat dari aliran mengikuti pola penempatan fin baffle sehingga lintasan aliran semakin panjang. Kemudian beda *heat transfer* berturut dari jarak fin baffle  $2D_o$ ,  $1.5D_o$  dan  $1D_o$  dibandingkan jenis model *counter flow* tanpa penyisipan fin baffle lebih rendah berturut-turut sebesar 3.65 %, 8.17 % dan 37.16%. Kemudian *parallel flow* dibandingkan *counter flow* memiliki *heat transfer* lebih rendah sebesar 15.44 J/s(0.56%).

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## **BAB 5**

### **PENUTUP**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan hasil simulasi numerik yang dilakukan dalam penelitian ini, maka dapat diambil beberapa kesimpulan meliputi:

1. Model simulasi numerik *concentric tube heat exchanger* menunjukkan bahwa variasi *counter flow* memiliki nilai *heat transfers* lebih baik dibandingkan dengan *parallel flow* sebesar 15.44 J/s (0.56%)
2. Peningkatan bilangan Reynolds menyebabkan peningkatan *heat transfer* yang terjadi antara fluida kerja yang memiliki perbedaan temperatur.
3. Penyisipan fin baffle pada model simulasi memberikan pengaruh terhadap peningkatan *pressure drop*, peningkatan kecepatan aliran serta memunculkan fenomena fisis *vortex*.
4. Pola aliran berupa pusaran(*vortex*) meningkat pada fluida *cold* akibat penurunan jarak fin baffle dan menyebabkan peningkatan proses penyerapan panas dari permukaan fin baffle sehingga distribusi temperatur pada fin baffle di dekat *outlet* rendah .
5. Pengurangan jarak fin baffle mampu meningkatkan nilai heat transfer, dimana prosentase peningkatan *heat transfer* dengan fin baffle dibandingkan dengan tanpa fin baffle disajikan sebagai berikut:
  - ✓ Jarak fin baffle  $2D_o(140 \text{ mm}) = 3.65 \%$
  - ✓ Jarak fin baffle  $1.5D_o(105 \text{ mm}) = 8.17 \%$
  - ✓ Jarak fin baffle  $1D_o(70 \text{ mm}) = 37.16\%$

#### **5.2 Saran**

Penelitian simulasi numerik model *concentric tube heat exchanger* dengan penambahan fin baffle dan memvariasikan jaraknya masih memiliki kekurangan, saran untuk penelitian berikutnya perlu diperbaiki dalam hal:

1. Model desain *concentric tube* diberikan fin baffle cut `yang tinggi agar muncul *vortex* yang besar untuk proses *heat transfer* terjadi cenderung pada permukaan fin baffle.
2. Model desain simulasi numerik dibuat lebih panjang agar proses *heat transfer* yang berlangsung lebih besar sehingga diperoleh temperatur keluaran yang rendah untuk proses pendinginan atau temperatur yang tinggi untuk proses pemanasan.

## DAFTAR PUSTAKA

- Dharmik A, P., Dhiman, V. D., Patel, J. J., & Engineer, R. (2015). CFD analysis of triple concentric tube heat exchanger. *University Journal of Research*, 01(11), 0–0.
- Hussein, S. A. A. (2015). Experimental Investigation of Double Pipe Heat Exchanger by using Semi Circular Disc Baffles, *115*(4), 13–17.
- Incompera, frank p. (2011). *Fundamental heat and mass transfers*.
- Joshua, F. (2009). Design and Construction of a Concentric Tube Heat Exchanger, *13*(2), 128–133.
- Kanade Rahul H., A., kailash B., & Gowreesh. (2010). Heat Transfer Enhancement in a Double Pipe Heat Exchanger By, 1–7.
- Lunsford, K. (1998). Increasing heat exchanger performance. *Hydrocarbon Engineering*, 1–13. Retrieved from <http://www.techtrain123.com/publicdownloadsallfiles/Increasing Heat Exchanger Performance.pdf>
- Nptel. (2006). Lecture 1: Heat Exchangers Classifications. *Chemical Engineering Design - II*, 1–41.
- Ozden, E., & Tari, I. (2010). Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger. *Energy Conversion and Management*, 51(5), 1004–1014. <http://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.12.003>
- Patro, jitendra K. (2012). Experimental Studies on Heat Transfer Augmentation Using TMT Rods with and without Baffles as Inserts for Tube Side Flow of Liquids Bachelor of Technology In Chemical Engineering Under the Guidance of By Jitendra Kumar Patro Abhinav Malviya Department of, (108).
- Shekar, Y. D. (2015). International Journal of Research and Innovation ( IJRI ), 1401–1402.
- Sivakumar, K., & Rajan, K. (2015). Performance Analysis of Heat Transfer and Effectiveness on Laminar Flow with Effect of Various Flow Rates. *International Journal of ChemTech Research*, 7(6), 974–4290.
- Thundil Karuppa Raj, R., & Ganne, S. (2012). Shell side numerical analysis of a shell and tube heat exchanger considering the effects of baffle inclination angle on fluid flow. *Thermal Science*, 16(4), 1165–1174. <http://doi.org/10.2298/TSCI110330118R>
- Vyas, A., & Sharma, P. (2013). An Experimental Analysis Study to Improve Performance of Tubular Heat Exchangers, 3(6), 1804–1809.
- Zhou, G., Xiao, J., Zhu, L., Wang, J., & Tu, S. (2015). A numerical study on the shell-side turbulent heat transfer enhancement of shell-and-tube heat exchanger with trefoil- hole baffles. *Energy Procedia*, 75, 3174–3179. <http://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.656>

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di kota REOG, Ponorogo, pada tanggal 30 Juli 1987 dan merupakan anak tunggal dari pasangan Bapak Diman dan Ibu Sumirah. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu TK Rhoudhotul Atfal, SMP N 1 Sukorejo dan SMA Muhammadiyah 1 Ponorogo. Saat pendidikan di SMA Muhammadiyah 1 Ponorogo. Penulis tercatat sebagai ketua Kelompok Karya Ilmiah Remaja(KIR) dan anggota Hizbul Wathon. Penulis masuk di jurusan Fisika ITS pada tahun 2008 melalui jalur Seleksi Nasional Masuk Perguruan Tinggi Negeri(SNMPTN) dengan bidang minat yang diambil adalah bidang Optoelektronika terutama di bidang biofotonik. Selama menempuh pendidikan diperguruan tinggi, Penulis aktif mengikuti organisasi di jurusan yaitu Himpunan Mahasiswa Fisika(HIMASIKA) ITS sebagai Staff KESMA(periode 2009-2010 dan 2010-2011) serta Forum Mahasiswa Islam Fisika ITS sebagai staff. Dalam bidang keilmuan, aktif dalam aktivitas laboratorium Optoelektronika sebagai asisten Fisika Laboratorium (FISLAB). Penulis juga aktif mengikuti organisasi ekstra kampus yaitu Himpunan Mahasiswa Islam(HMI) komisariat MIPA ITS Surabaya sebagai Sekretaris Umum serta Lembaga Teknologi Mahasiswa Islam(LTMI) Surabaya sebagai sekretaris umum bidang keilmuan. Penulis masuk program magister melalui jalur program beasiswa Pra S2 - S2 Saintek DIKTI tahun 2013. Kemudian untuk studi program magister mengambil jurusan Teknik Mesin ITS dengan bidang keahlian Rekayasa Konversi Energi. Apabila ada yang ingin berdiskusi tentang penelitian ini, dapat menghubungi penulis lewat [agustus07@gmail.com](mailto:agustus07@gmail.com) atau follow [@agus\\_acha](https://www.instagram.com/agus_acha).