



TUGAS AKHIR - TF 181801

ANALISIS PENGARUH *BAFFLE* DAN *FINNED TUBES* TERHADAP KINERJA *HEAT EXCHANGER* DI PT. PERTAMINA (PERSERO) RU IV CILACAP MENGGUNAKAN METODE *COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS*

MUHAMMAD YUSUF
NRP. 0231154000025

Dosen Pembimbing :
Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D

DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2019



FINAL PROJECT - TF 181801

***ANALYSIS ON THE EFFECT OF BAFFLE AND
FINNED TUBES ON HEAT EXCHANGER
PERFORMANCE IN PT. PERTAMINA
(PERSERO) RU IV CILACAP USING
COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS
METHOD***

MUHAMMAD YUSUF
NRP. 0231154000025

Supervisor :
Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D

DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS
Faculty of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2019

PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME

Saya yang bertanda tangan di bawah ini

Nama : Muhammad Yusuf
NRP : 0231154000025
Departemen/ Prodi : Teknik Fisika / S1 Teknik Fisika
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “Analisa Pengaruh *Baffle* dan *Finned Tubes* Terhadap Kinerja *Heat Exchanger* di PT. Pertamina (Persero) RU IV Cilacap Menggunakan Metode *Computational Fluid Dynamics*” adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain. Apabila di kemudian hari terbukti terdapat plagiat pada Tugas Akhir ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya.

Surabaya, 08 Juli 2019



Muhammad Yusuf
NRP. 0231154000025

**LEMBAR PENGESAHAN
TUGAS AKHIR**

ANALISIS PENGARUH *BAFFLE DAN FINNED TUBES* TERHADAP KINERJA *HEAT EXCHANGER* DI PT. PERTAMINA (PERSERO) RU IV CILACAP MENGGUNAKAN METODE *COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS*

Oleh:

Muhammad Yusuf
NRP. 0231154000025

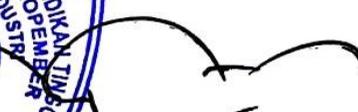
Surabaya, 08 Juli 2019

Menyetujui,
Dosen Pembimbing



Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D
NIP. 19771127 200212 1 002

Menyetujui,
Kepala Departemen
Fisika FTI-ITS



Agus Mubandana Hatra, S.T., M.Si., Ph.D.
NIP. 19780902 200312 1 002

ANALISIS PENGARUH *BAFFLE* DAN *FINNED TUBES* TERHADAP KINERJA *HEAT EXCHANGER* DI PT. PERTAMINA (PERSERO) RU IV CILACAP MENGGUNAKAN METODE *COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS*

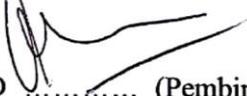
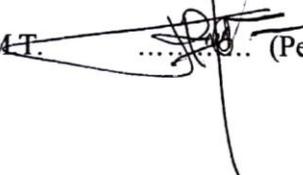
TUGAS AKHIR

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

Oleh:

MUHAMMAD YUSUF
NRP. 0231154000025

Disetujui Oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D (Pembimbing) 
2. Ir. Roekmono, M.T. (Penguji I) 
3. Iwan Cony Setiadi, S.T., M.T. (Penguji II) 

SURABAYA
JULI 2019

**ANALISA PENGARUH *BAFFLE* DAN *FINNED TUBES*
TERHADAP KINERJA *HEAT EXCHANGER* DI PT.
PERTAMINA (PERSERO) RU IV CILACAP
MENGUNAKAN METODE *COMPUTATIONAL FLUID
DYNAMICS***

Nama : Muhammad Yusuf
NRP : 0231154000025
Departemen : Teknik Fisika FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D

Abstrak

Heat Exchanger merupakan alat penukar panas yang digunakan pada kilang RFCC di PT. Pertamina (Persero) RU IV Cilacap. Peningkatan laju perpindahan panas diperlukan agar kinerja *heat exchanger* semakin tinggi yakni salah satunya dengan menggunakan *baffle* (sekat). *Baffle* dapat menimbulkan olakan-olakan pada aliran fluida yang melewati bagian *shell heat exchanger* sehingga terjadi peningkatan kontak antar fluida di dalam *tube* dan *shell*. Pada penelitian ini dilakukan dengan metode *Computational Fluid Dynamics* (CFD) dengan tiga variasi jenis susunan *baffle* yaitu *segmental baffle*, *helical baffle*, dan *staggered baffle* disertai variasi penambahan *finned tubes* di daerah *tube heat exchanger* sebanyak 4 *fins* tiap *tube* nya. Hasil simulasi menunjukkan bahwa dengan adanya penambahan *fins* pada *tube* akan memperbesar area perpindahan panas yang terjadi sehingga laju perpindahan panas dapat ditingkatkan. Dengan adanya penambahan *fins* sekaligus divariasikan jenis susunan *baffle*, alhasil pada *heat exchanger* jenis *helical baffle* menghasilkan laju perpindahan panas yang paling tinggi diantara variasi lain yaitu sebesar 67416.95 Watt dengan nilai *pressure drop* sebesar 10428.6 Pa.

Kata Kunci: *baffle*, *computational fluid dynamics*, *finned tubes*, *heat exchanger*

ANALYSIS ON THE EFFECT OF BAFFLE AND FINNED TUBES ON HEAT EXCHANGER PERFORMANCE IN PT. PERTAMINA (PERSERO) RU IV CILACAP USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS METHOD

Name : Muhammad Yusuf
NRP : 0231154000025
Department : Engineering Physics FTI-ITS
Supervisor : Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D

Abstract

Heat exchanger is a common device used in industrial field especially in RFCC refineries, PT. Pertamina (Persero) RU IV Cilacap. Baffle can creates turbulence flow in a shell heat exchanger so that there is an increase in contact between the fluid inside the tube and. In this research, a computational fluid dynamics (CFD) simulation was conducting using three variation of baffle arrangement, which are segmental baffle, helical baffle, and staggered baffle with variation of additional finned tube. Four fins will be installed in each tubes. The results show that the additional fins in the tube will increased area of heat transfer, which can enhance the heat transfer rat. In the case, the helical baffle heat exchanger with addional finned tubes produces the highest heat transfer rate which is equal 67416.95 Watt with pressure drop is 10428.6 Pa.

Keywords: baffle, computational fluid dynamics, finned tubes, heat exchanger

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT atas rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul “**Analisa Pengaruh *Baffle* dan *finned tubes* terhadap Kinerja *Heat Exchanger* di PT. Pertamina (Persero) RU IV Cilacap menggunakan Metode *Computational Fluid Dynamics*”.**

Tugas akhir ini membahas mengenai efek penambahan *finned tubes* dan jenis *baffle* yang digunakan pada *heat exchanger* terhadap distribusi temperatur dan kecepatan serta koefisien perpindahan panas dari *heat exchanger*.

Selama proses pengerjaan tugas akhir ini, penulis memperoleh bantuan dari berbagai pihak dalam penyelesaian tugas akhir ini, oleh karena itu penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Bapak Agus Muhammad Hatta, S.T., M.Si, Ph.D. selaku Kepala Departemen Teknik Fisika FTI ITS.
2. Bapak Gunawan Nugroho S.T., M.T., Ph.D. selaku dosen pembimbing sekaligus kepala Laboratorium Rekayasa Energi dan Pengondisian Lingkungan yang telah memberikan banyak ilmu selama penulis menyelesaikan tugas akhir
3. Ibu Dr. Ronny Dwi Noriyati M.Kes., selaku dosen wali yang telah memberikan pengalaman hidup dan bimbingan selama penulis berkuliah di Teknik Fisika ITS.
4. Kedua orang tua, Bapak Zainul Arifin dan Ibu Enik Nuryanah serta adik kandung penulis yaitu Nur Stabita Salsabila dan Naura Firdausi yang memberikan dukungan dan doa kepada penulis selama menjalani perkuliahan.
5. Seluruh dosen dan karyawan Teknik Fisika ITS yang telah turut membantu penulis menyelesaikan kuliah.
6. Pak Anda, Mas Oni, dan Mas Indiono yang telah memberikan keuangan waktu dalam mengirimkan data eksperimen di PT. Pertamina RU IV Cilacap
7. Teman-teman F50 Teknik Fisika 2015 yang telah mengisi dan mewarnai hidup penulis selama berkuliah di Surabaya.

8. Adiyatma, Malik, Rizal, Hatta, Iwan, Hakam dan Faris yang telah menemani penulis selama hidup empat tahun di Mulyosari dan Gebang.
9. Teman-teman Kelompok Studi Energi Lakone TF yang telah menjadi rumah dan keluarga penulis selama dua tahun terakhir.
10. Senior Teknik Fisika ITS angkatan 2011, 2012, 2013 dan 2014 yang telah membantu penulis untuk beradaptasi dan belajar banyak hal selama empat tahun di Surabaya.
11. Teman-teman Adkesma BEM ITS 2019 yang telah menjadi keluarga baru dan membantu penulis supaya tetap selalu bahagia setiap saat selama pengerjaan tugas akhir.
12. Pembuat Hiburan *Software Mobile Legends* yang telah membantu penulis melewati masa-masa penat dalam pengerjaan tugas akhir.
13. Jamaah masjid dan musholla daerah Gebang Kidul Surabaya yang menemani bulan Ramadhan di kampus selama dua tahun terakhir.
14. Semua pihak yang telah terlibat dalam kehidupan penulis sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.

Penulis menyadari bahwa penulisan laporan tugas akhir ini masih banyak kekurangan. Oleh karena itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun dari semua pihak. Penulis berharap semoga laporan ini dapat bermanfaat dan menambah wawasan bagi pembaca.

Surabaya, 08 Juli 2019

Penulis

DAFTAR ISI

Halaman Judul.....	i
<i>Title Page</i>	iii
Pernyataan Bebas Plagiarisme.....	v
Lembar Pengesahan.....	vii
Abstrak	xi
<i>Abstract</i>	xiii
Kata Pengantar	xv
Daftar Isi.....	xvii
Daftar Gambar.....	xix
Daftar Tabel.....	xxi
BAB I Pendahuluan.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Batasan Masalah	4
1.5 Sistematika Laporan.....	4
BAB II Dasar Teori.....	7
2.1 <i>Heat exchanger</i>	7
2.2 <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i> (101-E-523A/B)	8
2.2.1 <i>Baffle</i> (sekat).....	9
2.2.2 Layout dan <i>Pitch Tube</i>	10
2.2.3 Konstruksi <i>Tube Bundle</i>	11
2.3 Aliran Fluida Internal.....	12
2.3.1 Kondisi Aliran	13
2.3.2 Aliran Laminar pada <i>Tube</i> Silinder	14
2.3.3 Aliran Turbulen pada <i>Tube</i> Silinder	15
2.3.4 <i>Heat Transfer Enhancment</i>	15
2.4 Analisis <i>Heat Exchanger</i>	16
2.4.1 <i>Parallel Flow</i> Pada <i>Heat Exchanger</i>	17
2.4.2 <i>Counterflow Flow</i> Pada <i>Heat Exchanger</i>	18
2.4.3 <i>Special Condition</i>	19
2.5 <i>Computational Fluid Dynamics</i> (CFD).....	20
2.5.1 <i>Preprocessing</i>	21
2.5.2 <i>Solving</i>	21

2.5.3 <i>Postprocessing</i>	21
BAB III Metodologi Penelitian	23
3.1 Diagram Alir Penelitian	23
3.2 Studi Literatur	24
3.3 Pengambilan Data	24
3.4 Simulasi CFD	24
3.5 Analisa Data	31
BAB IV Hasil dan Pembahasan	33
4.1 Validasi Hasil Simulasi	33
4.2 <i>Grid Independence Test</i>	34
4.3 Pengaruh Jenis <i>Baffle</i> dan <i>Fins</i> pada <i>Heat Exchanger</i> Terhadap Distribusi Temperatur	34
4.4 Pengaruh Jenis <i>Baffle</i> dan <i>Fins</i> pada <i>Heat Exchanger</i> Terhadap Distribusi Kecepatan	38
4.5 Pengaruh Jenis <i>Baffle</i> dan <i>Fins</i> pada <i>Heat Exchanger</i> Terhadap Laju Perpindahan Panas	42
4.6 Pengaruh Jenis <i>Baffle</i> dan <i>Fins</i> pada <i>Heat Exchanger</i> Terhadap <i>Pressure Drop</i>	46
BAB V Penutup.....	49
5.1 Kesimpulan	49
5.2 Saran.....	49
DAFTAR PUSTAKA.....	51
LAMPIRAN	53

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Heat exchanger dengan (a) parallel flow, (b) counter flow, dan (c) cross flow arrangement	7
Gambar 2.2	Shell and tube heat exchanger dengan arah aliran cross-counter flow arrangement.....	9
Gambar 2.3	Kategori cut-segmental baffle yaitu (a) single segmented, (b) double-segmented, dan (c) triple-segmented	10
Gambar 2.4	Shell And Tube Heat Exchanger Jenis Floating Head	12
Gambar 2.5	Pengembangan batas layer dari aliran internal melalui pipa silinder	13
Gambar 2.6	Keseimbangan energi termal pada elemen diferensial untuk laminar, aliran sepenuhnya berkembang dalam pipa silinder	14
Gambar 2.7	Variasi meningkatkan aliran turbulensi dengan cara mengubah pola permukaan dalam pipa.....	16
Gambar 2.8	Kesetimbangan energi untuk aliran panas dan dingin dari dua fluida yang melalui hear exchanger	17
Gambar 2.9	Distribusi temperatur untuk aliran parallel pada heat exchanger	17
Gambar 2.10	Distribusi temperatur untuk aliran counter flow pada heat exchanger	18
Gambar 2.11	Ilustrasi special condition untuk (a) $Ch \gg Cc$ atau kondensasi, (b) $Ch \ll Cc$ atau proses evaporasi, dan (c) aliran counterflow dengan nilai kapasitas kalo yang sama atau $Ch = Cc$	19
Gambar 3.1	Diagram Alir Penelitian	23
Gambar 3.2	Data Eksperimen Heat Exchanger	24
Gambar 3.3	Geometri Pada Simulasi.....	25
Gambar 3.4	Variasi Baffle Tampak Samping yakni (a) Segmental Baffle, (b) Helical Baffle, dan (c) Staggered Baffle	27
Gambar 3.5	Susunan tube (a) tanpa fins dan (b) Finned fins.....	27
Gambar 3.6	Meshing pada daerah sekitar tube	28
Gambar 3.7	Mesh metric spectrum.....	28

Gambar 3.8	Grafik Residu Simulasi	30
Gambar 4.1	Kontur Temperatur Pada Heat Exchanger Hasil Simulasi.....	33
Gambar 4.2	Distribusi Temperatur Pada Segmental-Baffle Heat Exchanger (a) Tanpa Fins Dan (b) Dengan Fins.....	35
Gambar 4.3	Distribusi Temperatur Pada Helical-Baffle Heat Exchanger (a) Tanp Fins Dan (b) Dengan Fins	36
Gambar 4.4	Distribusi Temperatur Pada Staggered-Baffle Heat Exchanger (a) Tanpa Fins Dan (b) Dengan Fins.....	37
Gambar 4.5	Vektor Kecepatan Fluida di Sekitar Shell pada (a) Segmental Baffle, (b) Helical Baffle, dan (c) Staggered Baffle.....	38
Gambar 4.6	Distribusi Kecepatan Pada Segmental-Baffle Heat Exchanger (a) Tanpa Fins dan (b) Dengan Fins.....	39
Gambar 4.7	Distribusi Kecepatan Pada Helical-Baffle Heat Exchanger (a) Tanpa Fins dan (b) Dengan Fins.....	40
Gambar 4.8	Distribusi Kecepatan Pada Staggered-Baffle Heat Exchanger (a) Tanpa Fins dan (b) Dengan Fins.....	41

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Variasi Desain <i>Pitch</i> pada <i>Heat Exchanger</i>	10
Tabel 3.1 Detil Model Geometri Heat Exchanger	25
Tabel 3.2 Properties Fluida Kerja Raw Oil.....	26
Tabel 3.3 Hasil Meshing Untuk Semua Variasi	29
Tabel 3.4 Kondisi batas pada tugas akhir	30
Tabel 4.1 Hasil Dari Grid Independence Test	34
Tabel 4.2 Perhitungan bilangan Reynolds	42
Tabel 4.3 Perhitungan bilangan Nusselt	43
Tabel 4.4 Nilai Koefisien Konveksi	44
Tabel 4.5 Perhitungan Nilai Laju Perpindahan Panas	45
Tabel 4.6 Data Hasil Simulasi Nilai Pressure Drop	46

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

PT. Pertamina RU IV Cilacap merupakan perusahaan negara dalam bidang pengolahan minyak mentah menjadi minyak yang bernilai tinggi. Pada tahun 2015, PT. Pertamina RU IV Cilacap telah membuat kilang baru yakni kilang RFCC (*Residual Fluid Catalytic Cracking*) dan sudah beroperasi selama 3 tahun [1]. Setiap keluaran yang dihasilkan pada suatu proses di kilang RFCC selalu bernilai lebih kecil dari masukan yang diberikan bergantung efisiensi dalam proses tersebut. Hukum kekekalan energi menyatakan bahwa energi tidak dapat diciptakan maupun dimusnahkan, namun dapat dikonversi dengan berbagai metode [2]. Hukum tersebut menyatakan bahwa energi yang hilang dari suatu proses, akan diubah menjadi energi sisa atau energi terbuang. Energi yang tidak digunakan pada suatu sistem akan terbuang sebagai energi panas yang menuju keluar dari sistem [3]. Dari total 100 kuadriliun BTUs (British Thermal Units) terhadap energi yang dikonsumsi oleh negara Amerika Serikat setiap tahunnya, sebanyak 50-60% hilang menjadi energi sisa yaitu panas [4]. Sehingga dibutuhkan suatu teknologi yang dapat memulihkan energi panas tersebut menjadi sumber energi dalam proses tertentu.

Heat Exchanger merupakan salah satu komponen penting yang berperan pada penghematan energi dan pengurangan emisi di dunia industri seperti industri pembangkit, proses kimia, dan pemulihan energi panas (*waste heat recovery*) [5]. *Heat Exchanger* adalah alat penukar panas yang berfungsi untuk meningkatkan atau menurunkan temperatur fluida kerja tanpa mencampurkannya dengan fluida lain. Berdasarkan konstruksinya, *Heat Exchanger* dibagi menjadi beberapa jenis yang salah satunya sering digunakan di dunia industri adalah *Heat Exchanger* jenis *Shell and Tube* [6]. Menurut *Energy Efficiency Guide for Industry in Asia*, *Heat Exchanger* jenis *shell and tube* tersebut paling cocok digunakan pada metode pemulihan energi panas yang terbuang dari hasil sisa suatu proses di industri [7]. Selain itu, jenis *Heat Exchanger* ini

yang paling banyak digunakan karena memiliki banyak kelebihan yakni pemeliharaannya yang mudah, tahan terhadap tekanan yang tinggi, dan tahan akan suhu yang tinggi [8]. Aliran fluida kerja pada sisi shell dapat dibedakan menjadi tiga jenis aliran yakni aliran silang, aliran longitudinal, dan aliran spiral. Dari aliran tersebut dibentuklah *baffle* (sekat) pada *heat exchanger* agar pada fluida kerja terjadi olakan yang besar sehingga dapat meningkatkan performansi *heat exchanger*. *Heat exchanger* jenis *shell and tube* dengan tipe *segmental baffle* (STHX-SG) merupakan *heat exchanger* konvensional yang masih banyak digunakan karena pemasangannya yang mudah, harganya terjangkau, dan mempunyai perpindahan panas yang tinggi. STHX-SG memiliki beberapa kekurangan yakni rawan terhadap kecepatan aliran tinggi yang berakibat munculnya getaran pada *heat exchanger* [9]. Berbagai macam penelitian tentang *baffle* pada *heat exchanger* telah dilakukan untuk meningkatkan perpindahan panas atau mengurangi resistansi aliran. Anggareza Adhitiya mencoba membandingkan *heat exchanger* dengan *baffle* jenis *double segmented* dan *helical baffle* (STHX-CH). Hasil yang didapatkan untuk temperatur keluaran pada *helical baffle* lebih besar dari pada *double segmented baffle* yakni 307.022 °K [10]. Menurut Wang et al, STHX-CH ini memerlukan konstruksi yang sulit dan menghabiskan banyak biaya. Kemudian penelitian yang dilakukan oleh Xinting Wang dkk yakni membuat jenis *baffle* baru yang menggabungkan karakter dari konstruksi *segmental baffle* yang mudah (STHX-SG) dengan karakter aliran dari *continuous helical baffle* (STHX-CH) dan menamainya dengan *Staggered Baffle* (STHX-ST). Analisis numerical terhadap performansi perpindahan panas dan penurunan tekanan dijelaskan dan dibandingkan dari ketiga jenis *heat exchanger* tersebut dengan variabel yang terjaga adalah laju aliran massa di ketiga *heat exchanger* bernilai sama yaitu 2.5 kg/s. Distribusi temperatur pada STHX-ST lebih rendah dari kedua *heat exchanger* lainnya dimana perbedaan temperatur keluaran dan masukan *heat exchanger* berturut-turut adalah 47.2 K, 51.4 K, dan 32.8 K untuk STHX-SG, STHX-CH, STHX-ST. Akan tetapi, STHX-ST dapat menghasilkan laju perpindahan panas

yang tinggi dengan konsumsi daya yang rendah. Sehingga dapat disimpulkan STHX-ST adalah jenis *baffle heat exchanger* yang lebih efisien untuk digunakan pada proses di industri [5].

Peningkatan performansi pada *heat exchanger* dapat dilakukan dengan dua metode utama yakni dengan memperluas area perpindahan panas dan meningkatkan koefisien perpindahan panas. Penggunaan *fins* (sirip) pada *heat exchanger* sudah banyak dilakukan untuk meningkatkan performansi pada *heat exchanger* [11]. Pada penelitian yang dilakukan oleh Ajaykumar V. dan Titus R. menggunakan faktor *fins* sebagai variasi pada *shell and tube heat exchanger* dengan menganalisis perpindahan panas dan penurunan tekanan yang terjadi pada *heat exchanger*. Konstruksi *heat exchanger* yang dipakai adalah 6 buah *baffle* dan 3 buah *fins* di tiap *tube* nya dan kemudian dibandingkan dengan *heat exchanger* yang tidak menggunakan *fins* pada bagian *tube* nya. Penurunan tekanan yang terjadi pada *heat exchanger* dengan *fins* adalah 202 Pa lebih besar dari penurunan tekanan dengan tanpa menggunakan *fins* yakni sebesar 151 Pa [12].

Oleh karena itu untuk meningkatkan performansi perpindahan panas pada *shell and tube heat exchanger* (101-E-523 A/B) di kilang RFCC PT. Pertamina RU IV Cilacap, diperlukan penelitian untuk menggabungkan kedua variasi di atas yakni variasi jenis *baffle* yang digunakan pada *shell and tube heat exchanger* dan penggunaan *fins* pada *tube heat exchanger*.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas, permasalahan yang dapat diangkat pada tugas akhir ini adalah bagaimana pengaruh variasi *baffle* dan penambahan *finned tubes* terhadap perpindahan panas di luar *tube heat exchanger* (101-E-523 A/B) PT. Pertamina (Persero) RU IV Cilacap?

1.3 Tujuan Penelitian

Untuk menyelesaikan masalah tersebut maka dilakukan tugas akhir ini dengan tujuan mengetahui pengaruh variasi *baffle* dan penambahan *finned tubes* terhadap perpindahan panas di luar *tube*

heat exchanger (101-E-523 A/B) PT. Pertamina (Persero) RU IV Cilacap.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang digunakan pada penelitian tugas akhir ini adalah:

1. *Heat exchanger* yang digunakan adalah jenis *shell and tube heat exchanger* (101-E-523 A/B) di kilang RFCC PT. Pertamina RU IV Cilacap
2. Pemodelan geometri *heat exchanger* dilakukan dalam domain 3 dimensi
3. Aliran pada *heat exchanger* adalah *steady flow*, *incompressible flow*, dan *uniform* pada sisi inlet
4. Persamaan model turbulensi yang digunakan adalah K-epsilon
5. Simulasi yang digunakan menggunakan metode *Computational Fluid Dynamics* (CFD)
6. Kondisi batas pada sisi inlet berupa *velocity inlet* dan pada sisi outlet berupa *outflow*.

1.5 Sistematika Laporan

Laporan penelitian Tugas Akhir ini akan disusun dengan sistematika sebagai berikut:

BAB I Pendahuluan

Bab ini berisi latar belakang, rumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, dan sistematika laporan

BAB II Tinjauan Pustaka

Bab ini berisi teori – teori penunjang yang mendasari Tugas Akhir ini, baik yang bersumber dari buku, jurnal, maupun laporan tugas akhir atau penelitian terkait.

BAB III Metodologi Penelitian

Dalam bab ini dijelaskan mengenai tahapan – tahapan yang dilakukan dalam pelaksanaan Tugas Akhir, dimulai dari studi literatur hingga pengambilan data, pembahasan, dan penarikan kesimpulan.

BAB IV Analisis Data dan Pembahasan

Pada bab ini ditampilkan data yang didapat dari proses simulasi disertai analisisnya. Dari hasil analisis tersebut dilakukan pembahasan sesuai tujuan penelitian.

BAB V Penutup

Bab ini berisi kesimpulan dari keseluruhan Tugas Akhir serta saran untuk pengembangan penelitian selanjutnya.

Halaman ini sengaja dikosongkan

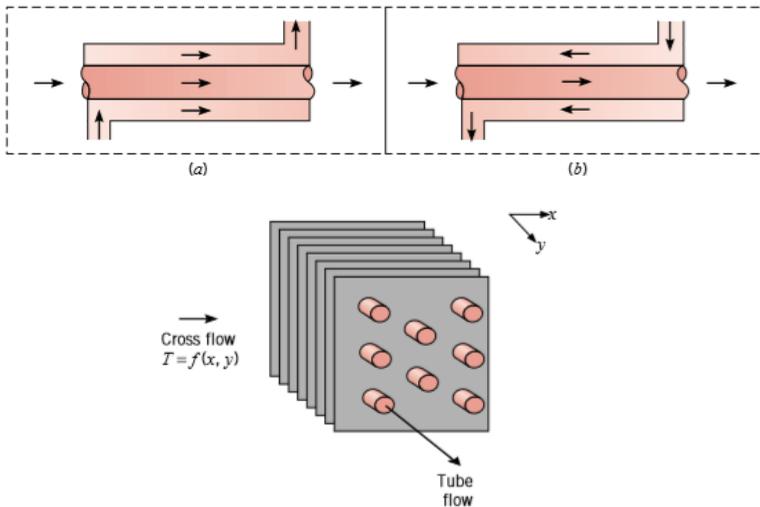
BAB II DASAR TEORI

2.1 Heat exchanger

Heat exchanger adalah alat yang berfungsi memindahkan panas dari satu fluida ke fluida lainnya secara tidak langsung melalui media rambat, yakni terjadi tanpa adanya percampuran fluida [6].

a. Arah Aliran *Heat Exchanger*

Berdasarkan arah aliran fluida pada *heat exchanger* terbagi menjadi 3 jenis yaitu *parallel flow*, *counter flow*, dan *cross flow*. Pada *parallel flow*, aliran fluida panas dan dingin yang melewati *heat exchanger* memiliki arah yang sama dari masuk sampai keluar dari *heat exchanger*. Begitupun sebaliknya yang terjadi pada *counter flow*, dimana arah aliran fluida panas yang melewati *heat exchanger* memiliki arah yang berkebalikan dengan arah aliran fluida dingin seperti yang ditunjukkan pada gambar di bawah ini:



Gambar 2.1 Heat exchanger dengan (a) *parallel flow*, (b) *counter flow*, dan (c) *cross flow arrangement* [13]

Sedangkan untuk arah aliran jenis *cross flow* terjadi ketika aliran fluida panas dan dingin memiliki arah yang tegak lurus satu sama lain. Biasanya arah aliran *cross flow*

b. Konstruksi *Heat Exchanger*

Dilihat dari konstruksinya, *heat exchanger* dapat dibagi menjadi beberapa jenis yakni sebagai berikut:

- *Double Pipe*

Heat exchanger ini terdiri dari dua pipa dengan diameter yang berbeda dimana pipa yang memiliki diameter kecil berada di dalam pipa berdiameter lebih besar sehingga kapasitas yang dialirkan tidak terlalu besar

- *Box Cooler*

Suatu bentuk *Heat Exchanger* dengan susunan pipa coil atau beberapa *tube bundle* dimasukkan ke dalam box yang berisi air pendingin

- *Multipass Shell and Tube*

Heat exchanger dengan bejana (*shell*) yang berisi *tube* berdiameter kecil dan berjumlah banyak sehingga kapasitas fluida yang dapat dialirkan cukup besar serta memiliki perpindahan panas yang tinggi

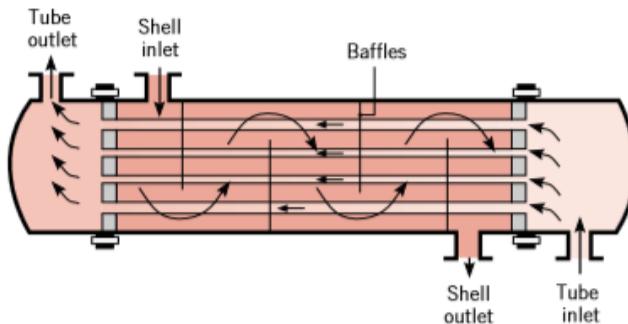
- *Fin Fan*

Konstruksi *heat exchanger* ini terdiri dari sebuah kipas angin (*fan*) yang dipasang pada suatu frame. Frame tersebut terdiri dari *finned tube* sehingga fluida dialirkan di dalam *tube* tersebut kemudian didinginkan menggunakan *fan*

2.2 *Shell and Tube Heat Exchanger (101-E-523A/B)*

Konfigurasi *heat exchanger* yang umum digunakan pada proses industri adalah *heat exchanger* jenis *shell and tube* [16], termasuk dengan jenis *heat exchanger* yang dipakai di PT. Pertamina RU IV Cilacap yaitu *shell and tube* jenis *floating head*. Jenis *heat exchanger* ini banyak digunakan di industri karena relative murah untuk konstruksinya dalam berbagai ukuran serta mudah dalam pembersihannya. Jenis *shell and tube heat exchanger* ini diatur di dalam standar *Tubular Exchanger Manufactures*

Association (TEMA). Shell and tube heat exchanger terdiri dari sebuah bejana besar atau disebut *shell* yang didalamnya terdapat sebuah *tube bundle* penukar panas. Pada *shell and tube heat exchanger* ini memiliki penggabungan arah aliran *cross flow* dan *counter flow* sehingga biasa disebut dengan arah aliran *cross-counter flow* seperti pada gambar berikut ini :



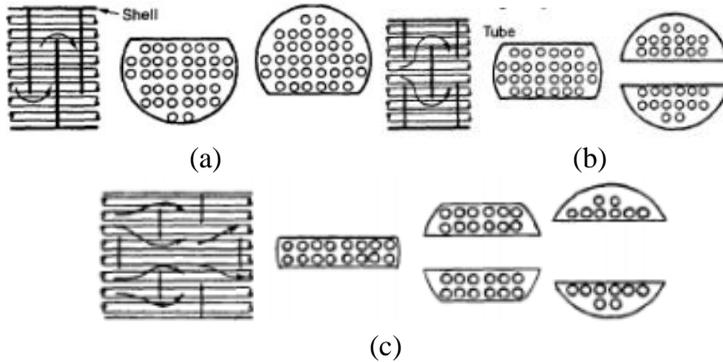
Gambar 2.2 *Shell and tube heat exchanger* dengan arah aliran *cross-counter flow arrangement* [13]

Konstruksi paling sederhana dari jenis *heat exchanger* ini yakni memiliki *single tube and shell pass* seperti pada gambar 2.2. Berbagai penelitian telah dilakukan dalam mengembangkan kinerja *heat exchanger* jenis *shell and tube* ini. Beberapa bagian komponen pada *shell and tube heat exchanger* yang sering dikembangkan dalam meningkatkan kinerja perpindahan panas ini adalah bagian *baffle* (sekat), *layout tube* dan desain *pitch* nya, serta konstruksi *tube bundle*.

2.2.1 *Baffle* (sekat)

Baffle merupakan salah satu komponen yang harus ada apabila ingin meningkatkan perpindahan panas yang terjadi pada *shell and tube heat exchanger*. *Baffle* memiliki fungsi utama yaitu untuk memperbesar turbulensi di dalam *heat exchanger* sehingga dapat meningkatkan koefisien konveksi perpindahan panas [13]. Selain itu *baffle* sendiri secara tidak langsung dapat menjadi penumpu *tube bundle* untuk mengurangi vibrasi yang terjadi di dalam *heat exchanger*. Salah satu jenis macam variasi *baffle* yang sering

digunakan adalah *cut-segmental baffle*. Dalam jenis *baffle* ini biasa digunakan perpotongan *baffle* sekitar 20-25% dari ukuran normal seperti yang ditunjukkan oleh gambar berikut ini [14]:



Gambar 2.3 Kategori *cut-segmental baffle* yaitu (a) *single segmented*, (b) *double-segmented*, dan (c) *triple-segmented*

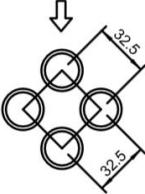
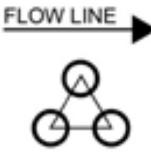
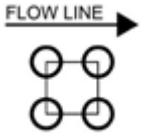
Penggunaan *baffle* yang digunakan pada *heat exchanger* (101-E-523 A/B) adalah jenis *single segmented baffle* tersebut bergantung pada kebutuhan jenis tiap *heat exchanger*. Perpotongan *baffle* berdasarkan dari tinggi diameter *baffle*

2.2.2 Layout dan Pitch Tube

Tube pada *heat exchanger* memiliki pengaturan susunan *tube* serta desain *pitch* yang berbeda-beda. *Pitch* merupakan jarak Antara dua pusat *tube* yang berdekatan. Terdapat beberapa desain *pitch* yang sering digunakan pada *heat exchanger* jenis *shell and tube* [6]:

Tabel 2.1 Variasi Desain *Pitch* pada *Heat Exchanger*

No	Type	Desain	Keterangan
1	<i>Triangular Pitch</i> (30°)	<p>The diagram shows a flow line with an arrow pointing right. Below it, three circles representing tubes are arranged in a triangular pattern. The top tube is connected to the two bottom tubes by lines, forming a triangle.</p>	Layout ini berbentuk segitiga sama sisi yang salah satu sisinya tegak lurus terhadap arah aliran fluida. Desain ini menciptakan turbulensi

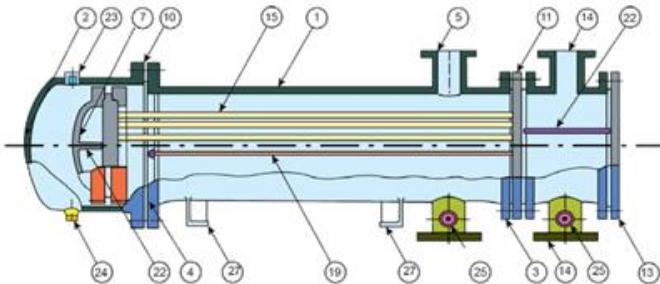
			yang besar sehingga koefisien perpindahan panasnya tinggi.
2	<i>Rotated Square Pitch/ Diamond Square Pitch (45°)</i>		Layout ini berbentuk bujur sangkar yang diputar 45°. Layout ini terkenal dengan <i>pressure drop</i> rendah, namun tidak serendah <i>in line square pitch</i> .
3	<i>Rotated Triangular Pitch (60°)</i>		Tube membentuk sudut 60° terhadap arah alir fluida. Layout ini memiliki koefisien perpindahan panas tinggi dan dapat digunakan untuk <i>pressure drop</i> kecil hingga besar.
4	<i>In Line Square Pitch (90°)</i>		<i>Tube</i> diatur membentuk bujur sangkar dan tegak lurus terhadap aliran fluida. Efisiensi perpindahan panas lebih kecil dibanding <i>triangular pitch</i> .

Pada susunan *tube heat exchanger* (101-E-523 A/B) menggunakan susunan *rotated square pitch*.

2.2.3 Konstruksi *Tube Bundle*

Pada umumnya *shell and tube heat exchanger* terbagi menjadi 2 jenis yakni *non-removable tube bundle* dan *removable tube bundle*. Kelebihan jenis *shell and tube* yang *removable tube bundle* adalah mudah dalam pembersihan karena *shell dan tube* nya dapat dilepaskan secara terpisah. Untuk jenis yang *non-removable* sendiri terbagi menjadi dua jenis lagi yakni *exchanger* jenis

floating head dan *U-tube*. Dua jenis tersebut memiliki perbedaan yang mendasar dimana pada *U-tube* di bagian ujung dari *tube bundle* akan membentuk lengkungan untuk mengembalikan arah aliran menuju *tube outlet* yang sudah disediakan. Sedangkan pada *Floating head*, memiliki bagian kepala khusus di ujung *tube bundle* agar aliran berbalik arah menuju *tube outlet*. Hal tersebut membuat bagian *tube bundle* pada *U-tube exchanger* tidak dapat dibersihkan secara terpisah dan harus memakai zat kimia untuk membersihkan *tube* yang melengkung tersebut [14]. Dalam tugas akhir kali ini jenis *shell and tube heat exchanger* yang digunakan adalah menggunakan *floating head* dimana berikut adalah karakteristik dari jenis *floating head*:



Gambar 2.4 Shell And Tube Heat Exchanger Jenis *Floating Head* [14]

Jenis *floating head* ini adalah yang umum digunakan serta harganya relative murah. Salah satu *tubesheet* pada nomor 11 bersifat *fixed* dengan *shell* pada nomor 1. Sedangkan *tubesheet* lainnya ditunjukkan pada nomor 7 bersifat dapat terpisah dengan *shell* nomor 2. Selain itu jenis *floating head* ini cocok untuk fluida dengan gradien temperatur tinggi karena bagian *floating* nya dapat berekspansi. Kelebihan dari *floating head* ini adalah pada bagian tube dapat dilepas untuk keperluan inspeksi dan pembersihan [14].

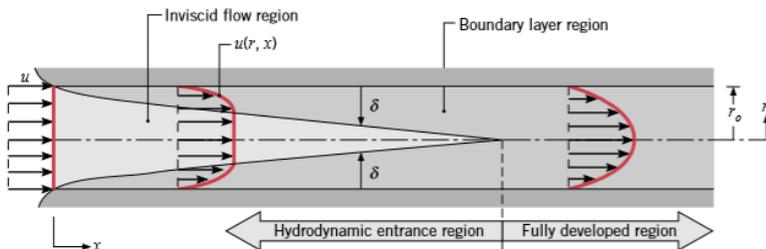
2.3 Aliran Fluida Internal

Seperti yang diketahui bahwa aliran fluida eksternal mempunyai batas layer yang berkembang pada permukaan secara kontinu tidak terbatas seperti pada plat datar. Sedangkan untuk

aliran fluida internal memiliki dinding batas seperti aliran pada pipa dan batas layer nya tidak dapat berkembang. Konfigurasi aliran internal biasanya terdapat pada proses kimia, pengendalian lingkungan, serta teknologi konversi energi. Pada aliran fluida internal selain harus mengetahui apakah aliran tersebut laminar atau turbulen, masukan atau daerah *fully developed* juga merupakan variabel yang harus dipertimbangkan.

2.3.1 Kondisi Aliran

Jika kita melihat suatu aliran laminar di dalam suatu pipa silinder dengan radius r_0 seperti pada gambar di bawah ini, dimana fluida yang masuk pipa memiliki kecepatan yang sama. Ketika fluida masuk menuju pipa, munculah viskositas pada dinding pipa yang menyebabkan batas layer berkembang terhadap sumbu- x . Hal tersebut menyebabkan profil kecepatan berubah-ubah sehingga dapat disebut dengan *entrance region*. Ketika profil kecepatan sudah tidak berubah terhadap jarak x , maka disitulah dapat dikatakan daerah *fully developed*



Gambar 2.5 Pengembangan batas layer dari aliran internal melalui pipa silinder [13]

Untuk mengetahui apakah aliran fluida pada pipa tersebut laminar atau turbulen, dapat menggunakan parameter bilangan Reynold yang dapat didefinisikan dengan persamaan berikut,

$$Re_D = \frac{\rho u_m D}{\mu} = \frac{u_m D}{\nu} \quad 2.1$$

Dimana u_m adalah kecepatan fluida rata-rata pada daerah pipa dan D adalah diameter pipa silinder. Untuk aliran laminar, nilai bilangan Reynold nya dalah < 2300 , sedangkan aliran turbulen

digambarkan dengan nilai bilangan Reynold > 2300 . Kecepatan pada aliran pipa dapat didefinisikan sebagai,

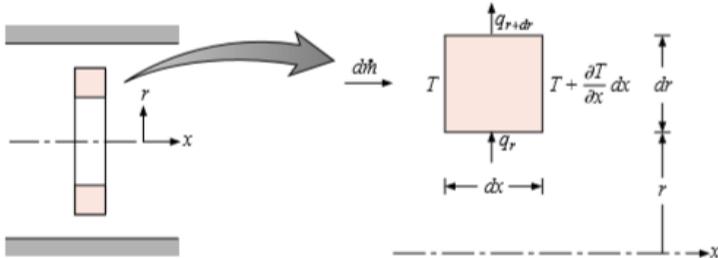
$$\dot{m} = \rho u_m A_c \quad 2.2$$

Untuk keadaan *steady*, aliran inkompresibel pada tube nilai m dan u_m adalah konstan terhadap sumbu- x . Dari 2 persamaan sebelumnya dapat digabung menjadi persamaan bilangan Reynold untuk pipa silinder ($A_c = \pi D^2/4$):

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad 2.3$$

2.3.2 Aliran Laminar pada Tube Silinder

Pada perpindahan panas untuk aliran laminar inkompresibel, constants property fluid pada daerah *fully developed*, hasil dari persebaran temperatur digunakan untuk menentukan koefisien konveksi perpindahan panas. Penurunan *governing equation* dari persebaran temperatur dapat diperoleh dari aliran steady dengan persamaan energi thermal yaitu [$q = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in})$] dan dapat didefinisikan seperti pada gambar di bawah ini:



Gambar 2.6 Keseimbangan energi thermal pada elemen diferensial untuk laminar, aliran sepenuhnya berkembang dalam pipa silinder [13]

Dengan mengombinasikan persamaan huku newton, koefisien perpindahan panas pada aliran yang melewati pipa silinder dapat didefinisikan sebagai

$$h = \frac{48}{11} \left(\frac{k}{d} \right) \quad 2.4$$

Dari persamaan tersebut, bilangan Nusselt untuk aliran laminar pada pipa silinder dapat didefinisikan dengan persamaan berikut

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4.36 \quad 2.5$$

Untuk aliran laminar dengan kondisi *fully developed* dan memiliki temperatur permukaan yang konstan maka dapat diasumsikan konduksi secara axial diabaikan sehingga bilangan Nusselt dapat dinyatakan sebagai $Nu_D = 3.66$ dengan kondisi T_s adalah konstan

2.3.3 Aliran Turbulen pada Tube Silinder

Bilangan Nusselt yang terjadi pada kondisi aliran turbulen yang melalui pipa silinder, dianalogikan oleh Chilton-Colburn sehingga dapat didefinisikan sebagai persamaan,

$$\frac{C_f}{2} = \frac{f}{8} = St Pr^{2/3} = \frac{Nu_D}{Re_D Pr} Pr^{2/3} \quad 2.6$$

Selain itu muncul persamaan Dittus-Boelter yang sering digunakan dalam mencari bilangan Nusselt pada aliran turbulen,

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad 2.7$$

Dimana $n = 0.4$ untuk pemanasan ($T_s > T_m$) dan 0.3 untuk pendinginan ($T_s < T_m$). Persamaan tersebut dapat dipakai ketika dalam kondisi berikut

$$\left[\begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right] \quad 2.8$$

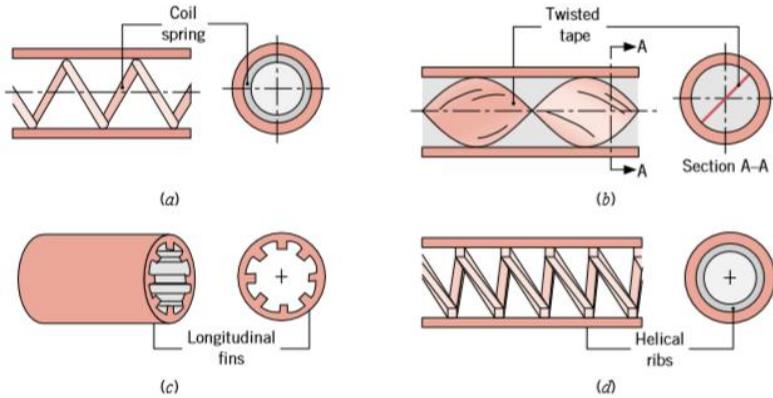
Setelah bilangan Nusselt didapatkan, nilai tersebut digunakan untuk menentukan besarnya koefisien perpindahan panas pada *shell and tube heat exchanger* dengan menggunakan persamaan berikut

$$h = Nu_D \frac{k}{D} \quad 2.9$$

Dengan h adalah koefisien perpindahan panas (Watt/m²K), sedangkan k adalah *thermal conductivity* (Watt/m K).

2.3.4 Heat Transfer Enhancement

Pada aliran internal, banyak pilihan untuk meningkatkan perpindahan panas dengan cara memperbesar nilai koefisien konveksi atau memperbesar area permukaan konveksi. Misalnya ketika meningkatkan h , koefisien perpindahan panas dapat memberikan perlakuan tertentu pada permukaan dalam pipa seperti pada gambar di bawah ini:



Gambar 2.7 Variasi meningkatkan aliran turbulensi dengan cara mengubah pola permukaan dalam pipa [13]

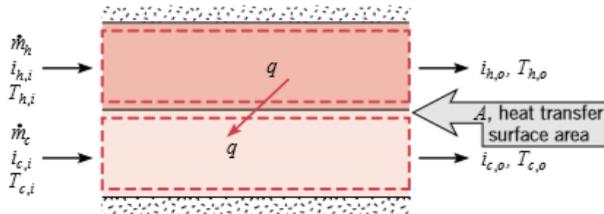
Pada gambar a menunjukkan adanya *wire* yang dipasang secara helikal pada permukaan dalam pipa. Selain itu pada gambar c dilakukan dengan memperbesar area perpindahan panas.

2.4 Analisis *Heat Exchanger*

Pada hakikatnya analisis *heat exchanger* digunakan mengukur seberapa besar kinerja atau performansi perpindahan panas yang terjadi di antara dua fluida pada aliran internal. Dalam menganalisis tersebut pasti tidak jauh dari laju perpindahan panas yang dipengaruhi oleh temperatur yang masuk dan keluar, koefisien perpindahan panas, dan area permukaan total perpindahan panas. Laju perpindahan panas didefinisikan sebagai persamaan berikut

$$q = UA(\Delta T_{lm}) \quad 2.10$$

Dimana U adalah koefisien perpindahan panas dan A adalah area permukaan perpindahan panas dengan T_{lm} adalah temperatur *log mean temperature defference*.

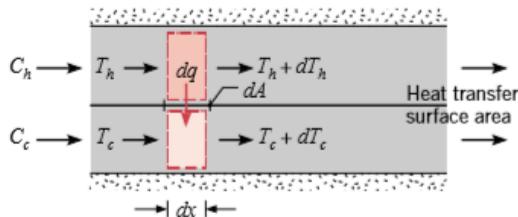


Gambar 2.8 Kesetimbangan energi untuk aliran panas dan dingin dari dua fluida yang melalui *heat exchanger* [13]

Salah satu metode yang digunakan untuk menganalisis perpindahan panas pada *heat exchanger* adalah dengan menggunakan metode *Log Mean Temperature Difference*. Perbedaan temperatur yang dimaksud adalah antara fluida panas dan dingin dimana ΔT adalah $T_h - T_c$.

2.4.1 Parallel Flow Pada Heat Exchanger

Distribusi temperatur fluida panas dan dingin dengan aliran parallel dapat ditunjukkan dengan gambar di bawah ini dimana untuk inlet dan outlet dari temperatur fluida panas direpresentasikan dengan $T_{h,i} = T_{h,1}$ dan $T_{h,o} = T_{h,2}$. Sedangkan untuk temperatur fluida dingin direpresentasikan dengan simbol $T_{c,i} = T_{c,1}$ dan $T_{c,o} = T_{c,2}$.



Gambar 2.9 Distribusi temperatur untuk aliran parallel pada *heat exchanger* [13]

Gambar tersebut menunjukkan representasi dari tiap elemen dari panjang dx dan area perpindahan panas dA . Gambar tersebut akan dapat dijelaskan jika memakai beberapa asumsi berikut ini,

- Perpindahan panas *heat exchanger* dengan lingkungan sekitar diabaikan

- b. Konduksi pada sumbu axial sepanjang pipa diabaikan
- c. Perubahan energi potensial dan kinetic diabaikan
- d. Nilai kalor spesifik fluida konstan
- e. Koefisien perpindahan panas keseluruhan bernilai konstan

Dengan menggunakan kalor spesifik ke dalam persamaan laju perpindahan panas sebelumnya, maka didapatkan $\Delta T_1 = (T_{h,i} - T_{c,i})$ dan $\Delta T_2 = (T_{h,o} - T_{c,o})$ untuk aliran parallel, sehingga laju perpindahan panas berubah menjadi persamaan berikut

Dengan menggunakan kalor spesifik ke dalam persamaan laju perpindahan panas sebelumnya, maka didapatkan $\Delta T_1 = (T_{h,i} - T_{c,i})$ dan $\Delta T_2 = (T_{h,o} - T_{c,o})$ untuk aliran parallel, sehingga laju perpindahan panas berubah menjadi persamaan berikut,

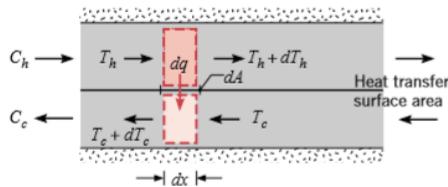
$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad 2.11$$

$$\left[\begin{array}{l} \Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o} \end{array} \right] \quad 2.12$$

Dimana $\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}$ adalah yang dimaksud dengan Tlm (Log Mean Temperature Difference)

2.4.2 Counterflow Flow Pada Heat Exchanger

Seperti pada aliran parallel sebelumnya bahwa setiap aliran memiliki dua fluida dengan temperatur yang berbeda ($\Delta T = T_h - T_c$) seperti gambar di bawah ini,



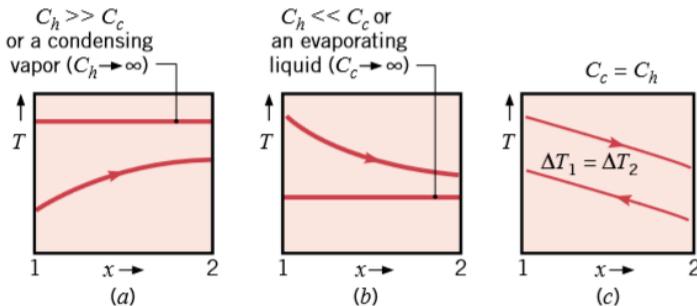
Gambar 2.10 Distribusi temperatur untuk aliran *counter flow* pada *heat exchanger* [13]

Dimana T_1 dan T_2 berbeda dengan aliran parallel dikarenakan inlet fluida panas berbeda dengan inlet fluida dingin

$$\left[\begin{array}{l} \Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \end{array} \right] \quad 2.13$$

2.4.3 Special Condition

Berbeda dengan sebelumnya, apabila dalam proses perpindahan panas di *heat exchanger* mengalami perubahan fasa maka fluida panas akan memiliki laju kapasitas kalor ($C_h \equiv \dot{m}_p C_{p,h}$) lebih besar dari pada laju kapasitas kalor fluida dingin ($C_c \equiv \dot{m}_c C_{p,c}$) Untuk kondisi pada proses kondensasi terjadi pada temperatur yang konstan sehingga dapat didekati untuk kapasitas kalor fluida panas bernilai tak terhingga ($C_h = \infty$). Sedangkan apabila dalam kondisi evaporasi yang menyebabkan perubahan fasa maka nilai kapasitas kalor fluida dingin dapat didekati dengan angka tidak terhingga ($C_c = \infty$). *Special condition* ini dapat diilustrasikan dengan grafik di bawah ini,



Gambar 2.11 Ilustrasi *special condition* untuk (a) $C_h \gg C_c$ atau kondensasi, (b) $C_h \ll C_c$ atau proses evaporasi, dan (c) aliran *counterflow* dengan nilai kapasitas kalo yang sama atau $C_h = C_c$

Perhitungan analisis menggunakan LMTD ini dapat diasumsikan dengan kondisi pada temperatur permukaan yang konstan, sehingga dapat didefinisikan dengan persamaan berikut ini,

$$\Delta T_{lm} \equiv \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln\left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}\right)} \quad 2.14$$

Dimana ΔT_o adalah $(T_s - T_{m,o})$ dan ΔT_i adalah $(T_s - T_{m,i})$ dengan T_s bernilai konstan

2.5 Computational Fluid Dynamics (CFD)

Secara definisi, *Computational Fluid Dynamics* (CFD) merupakan ilmu yang mempelajari bagaimana cara memprediksi pola aliran fluida, perpindahan panas, reaksi kimia, dan lain sebagainya dengan menggunakan persamaan model matematika [15]. Pada dasarnya persamaan-persamaan pada fluida dibangun dan dianalisis berdasarkan persamaan-persamaan difrensial parsial yang menggunakan hukum-hukum konservasi massa, momentum, dan energi. Berikut beberapa persamaannya [17],

1. Persamaan Kontinuitas

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad 2.15$$

2. Persamaan Momentum

Momentum pada sumbu-x,

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} = -\frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{2}{3} \mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \rho f_x \quad 2.16$$

Momentum pada sumbu-y,

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = -\frac{\partial \rho}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{2}{3} \mu \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \rho f_y \quad 2.17$$

Momentum pada sumbu-z,

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = -\frac{\partial \rho}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{2}{3} \mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \rho f_z \quad 2.18$$

3. Persamaan Energi

$$\frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho ui)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho wi)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \rho \dot{q} - p(\nabla \cdot V) + \emptyset \quad 2.19$$

Secara garis besar proses dalam penggunaan CFD terbagi menjadi 3 bagian, yakni *preprocessing*, *processing (solving)*, dan *postprocessing*

2.5.1 Preprocessing

Pada tahap ini merupakan tahap awal dari proses CFD yang akan dilakukan beberapa proses sebagai berikut,

- a. Pendefinisian geometri dan domain komputasi

Geometri yang akan dianalisis harus dibuat terlebih dahulu dengan menggunakan beberapa *software*

- b. Pembuatan grid (*mesh*)

Merupakan proses membagi komponen yang akan dianalisis menjadi elemen-elemen kecil atau diskrit

- c. Pendefinisian karakteristik fluida
- d. Pendefinisian kondisi batas pada *cell* yang berbatasan dengan batas domain

Data yang diperlukan pada batas tergantung dari tipe kondisi batas dan model fisik yang dipakai

2.5.2 Solving

Tahap ini dilakukan penentuan kondisi batas (*boundary condition*) dan pemilihan metode iterasi. Dalam penentuan kondisi batas akan dimasukkan nilai dari parameter yang dibutuhkan. Solusi numerik didapatkan melalui beberapa metode seperti *finite difference*, *finite element*, dan *spectral method*. Metode numerik yang menjadi dasar tahap ini dalam menyelesaikan masalah adalah,

- a. Pendekatan terhadap variabel aliran yang tidak diketahui, dengan menggunakan fungsi sederhana
- b. Substitusi dari pendekatan yang telah dilakukan ke dalam persamaan aliran
- c. Menyelesaikan persamaan dengan metode iterasi

2.5.3 Postprocessing

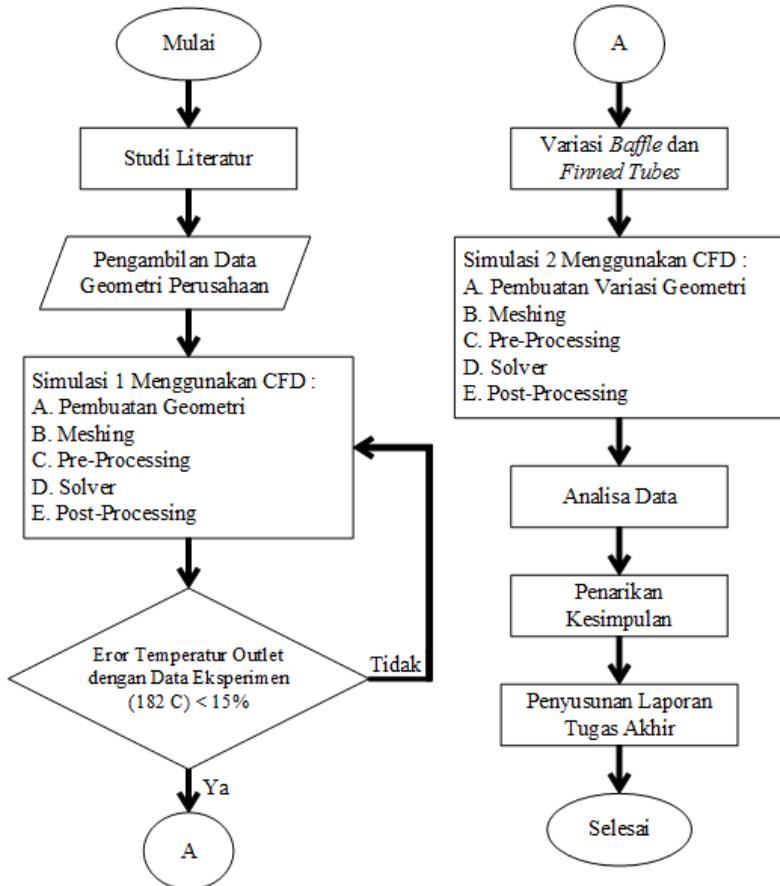
Pada tahap ini merupakan tahap akhir yang akan menganalisis hasil dari penyelesaian masalah sebelumnya berupa tampilan grafik dan *plotting*, kontur variabel, dan animasi aliran fluida.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

Penelitian tugas akhir ini dilakukan dengan urutan beberapa langkah penelitian seperti pada **Gambar 3.1** berikut.



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.2 Studi Literatur

Langkah ini dilakukan untuk memberi pemahaman konsep dasar yang berkaitan dengan tugas akhir ini. Referensi yang digunakan pada tugas akhir ini berasal dari buku dan jurnal ilmiah. Sedangkan konsep dasar yang dipelajari adalah *heat exchanger*, aliran fluida internal dan perpindahan panas.

3.3 Pengambilan Data

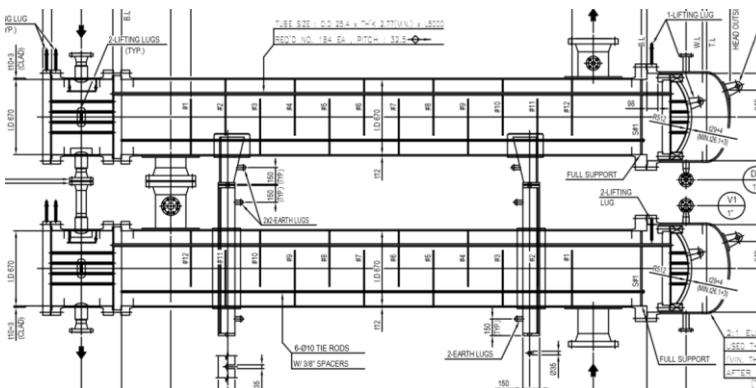
Pengambilan data dilakukan di PT. Pertamina RU IV Cilacap dengan data yang diperoleh data *General Assembly*, *Strength Calculation*, dan *Process Flow Diagram* dari *Heat Exchanger* (101-E-523A/B) pada kilang RFCC

3.4 Simulasi CFD

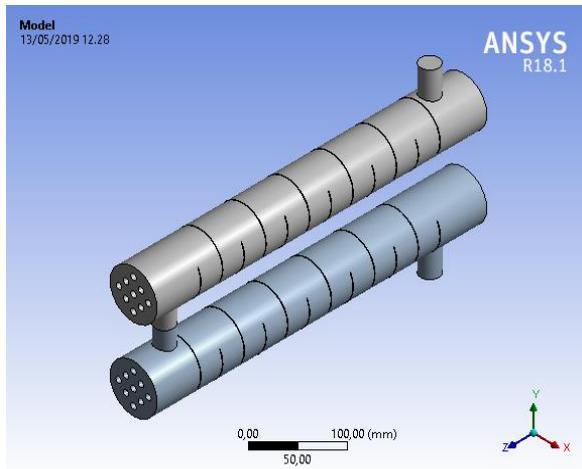
Proses simulasi dengan menggunakan CFD terdiri dari lima langkah yaitu pembuatan geometri, *meshing*, *pre-processing*, *solver*, *post-processing*. Berikut adalah penjelasan lebih lanjut mengenai langkah-langkah yang telah disebutkan.

a) Pembuatan Geometri

Geometri yang digunakan pada tugas akhir ini mengacu pada data actual di PT. Pertamina RU IV Cilacap. Model *heat exchanger* yang digunakan adalah *shell and tube heat exchanger* jenis floating head seperti pada **Gambar 3.2** berikut.



Gambar 3.2 Data Eksperimen *Heat Exchanger*



Gambar 3.3 Geometri Pada Simulasi

Adapun pembuatan geometri *heat exchanger* tersebut menggunakan skala 1:10 dikarenakan apabila kondisi aktual di simulasikan akan memakan waktu yang lama sehingga dibuatlah geometri sesimpel mungkin dengan rincian detail geometri berikut ini.

Tabel 3.1 Detil Model Geometri *Heat Exchanger*

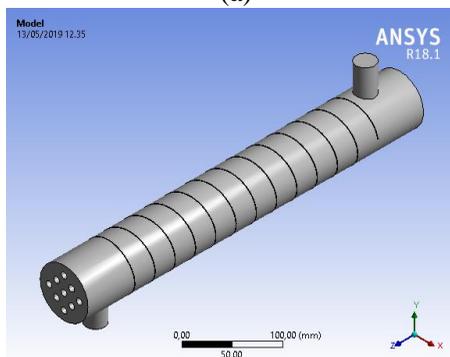
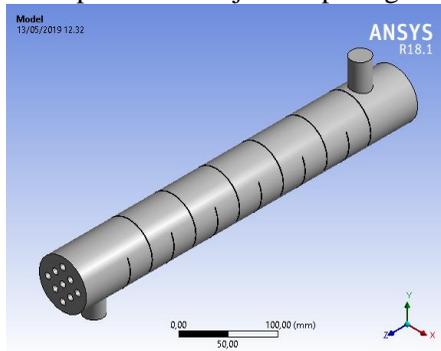
Diamter Luar <i>Shell</i>	67 mm
Ketebalan <i>Shell</i>	1.2 mm
Diamter Luar <i>Tube</i>	8 mm
Ketebalan <i>Tube</i>	0.277 mm
Panjang <i>Shell</i>	470 mm
Jumlah <i>Tube</i> di dalam <i>Shell</i>	9 buah
<i>Pitch Tube</i>	15 mm
Jumlah <i>Baffle</i> di dalam <i>Shell</i>	12 buah
Ketebalan <i>Baffle</i> (<i>Segmental</i>)	0.8 mm
<i>Baffle Spacing</i>	31 mm

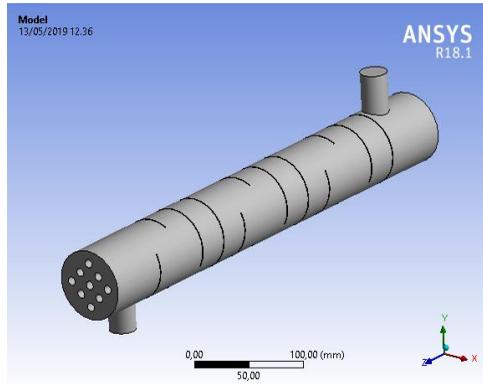
Fluida kerja yang digunakan adalah fluida *crude oil* (*raw oil*) yang melewati daerah *shell* dengan rincian properties yang dimiliki oleh *raw oil* adalah berikut pada **Tabel 3.2**

Tabel 3.2 *Properties* Fluida Kerja Raw Oil

Working Fluid	Density	0.814 g/cm ³
	Specific Heat	0.495 kcal/kg-C
	Thermal Conductivity	0.0427 BTU/F-hr-ft
	Viscosity	0.895 cP

Variasi yang dilakukan pada *heat exchanger* ini terletak pada bagian *baffle* (sekat) yang digunakan. Variasi ini mengacu pada penelitian yang dilakukan Xinting Wang dkk (2017). Model *baffle* yang digunakan terdapat 3 jenis *baffle* yaitu *segmental baffle*, *helical baffle* dan *staggered baffle*. Berikut geometri yang sudah divariasikan terhadap *baffle* ditunjukkan pada gambar.

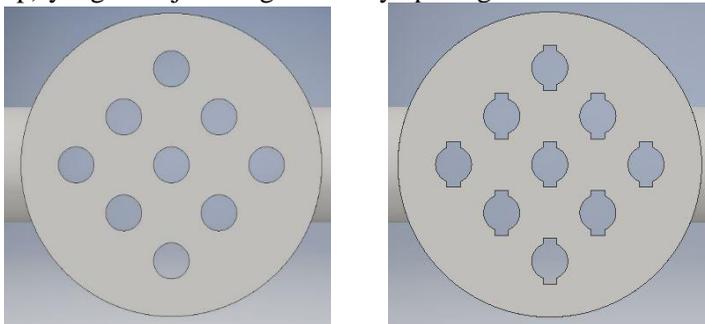




(c)

Gambar 3.4 Variasi *Baffle* Tampak Samping yakni (a) *Segmental Baffle*, (b) *Helical Baffle*, dan (c) *Staggered Baffle*

Dari variasi ketiga *baffle* tersebut kemudian divariasikan lagi dengan *tube* yang memiliki *longitudinal fins* di setiap *tube*-nya. Variasi ini berlandaskan dari penelitian yang dilakukan oleh Deelip Kumar dan Ashish Munchrikar (2017). Tiap *tube* memiliki 2 *fins* (sirip) yang ditunjukkan geometrinya pada gambar berikut.



(a)

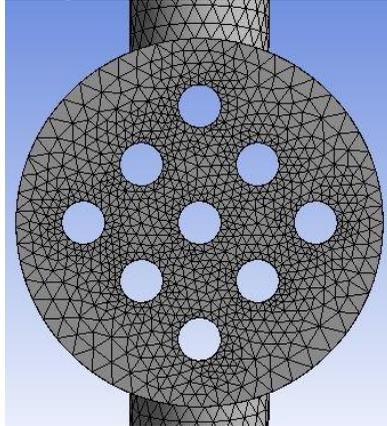
(b)

Gambar 3.5 Susunan *tube* (a) tanpa *fins* dan (b) *Finned fins*

b) *Meshing*

Meshing adalah proses pembagian geometri yang telah dibuat menjadi elemen-elemen kecil. Pada setiap elemen tersebut akan dilakukan komputasi dengan memasukkan persamaan konservasi

energi, momentum dan persamaan lain sehingga dihasilkan sebuah nilai. Semakin kecil ukuran elemen pada geometri yang digunakan maka semakin banyak jumlah elemen yang terbentuk dan mempengaruhi lamanya proses komputasi. Ilustrasi proses meshing ditunjukkan pada **Gambar 3.6** berikut.



Gambar 3.6 Meshing pada daerah sekitar tube

Selain ukuran, jenis *mesh* juga mempengaruhi kualitas *mesh*. Jenis-jenis *mesh* yang tersedia antara lain *tetrahedron*, *hexagonal*, *sweep* dan *multizone*. Pada tugas akhir ini jenis *mesh* yang digunakan adalah *tetrahedron*. Kualitas *mesh* dapat dinilai dengan beberapa parameter seperti *orthogonal quality* dan *skewness*. Nilai *orthogonal quality* memiliki *range* dari 0 sampai 1. Semakin besar nilai *orthogonal quality* menunjukkan bahwa *mesh* yang telah dibuat memiliki kualitas yang bagus dan juga sebaliknya. Sedangkan nilai *skewness* juga memiliki *range* dari 0 sampai 1. Namun, semakin besar nilai *skewness* menunjukkan bahwa *mesh* yang telah dibuat memiliki kualitas buruk. Berikut merupakan gambaran yang menjelaskan kualitas *meshing*.

Skewness mesh metrics spectrum					
Excellent	Very good	Good	Acceptable	Bad	Unacceptable
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

Gambar 3.7 Mesh metric spectrum

Hasil *meshing* pada tugas akhir ini ditampilkan pada **Tabel 3.1** berikut.

Tabel 3.3 Hasil *Meshing* Untuk Semua Variasi

No	Variasi <i>baffle</i> dan <i>finned tubes</i> di dalam <i>Shell</i>	Jumlah Elemen	<i>Skewness</i>
1	<i>Two Heat Exchanger (Staggered Baffle no Fins)</i>	3.690.411	0.79
2	<i>Staggered Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	1.032.805
3			1.371.308
4			1.589.925
5		<i>Finned Tubes</i>	1.553.230
6	<i>Helical Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	1.181.287
7			1.361.143
8			1.578.698
9		<i>Finned Tubes</i>	1.647.626
10	<i>Staggered Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	1.033.771
11			1.372.291
12			1.590.122
13		<i>Finned Tubes</i>	1.693.985

Berdasarkan **Tabel 3.3** diatas, hasil *meshing* menunjukkan nilai *skewness* pada rentang 0.79 - 0.84. Nilai *skewness* terbesar dimiliki oleh variasi pada staggered baffle tanpa finned tubes yaitu 0.84. Mengacu pada *mesh metric spectrum* seperti **Gambar 3.7**, semua variasi menghasilkan *meshing* dengan kategori *Good* dan *Acceptable*.

c) Pre-processing

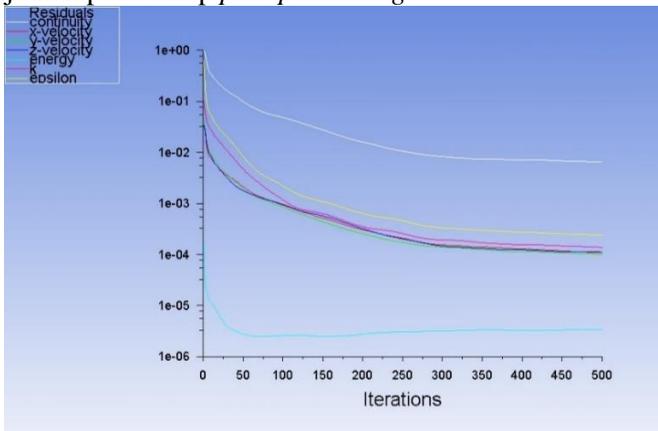
Tahap pre-processing merupakan tahap memasukkan variabel-variabel yang diketahui ke dalam kondisi batas (*boundary condition*). Adapun kondisi batas pada tugas akhir ini mengacu pada data *heat exchanger* di PT. Pertamina RU IV Cilacap yaitu:

Tabel 3.4 Kondisi batas pada tugas akhir

Kondisi Batas	Keterangan	
Inlet	Tipe	<i>Velocity Inlet</i>
	Kecepatan Fluida Raw Oil	0.924 m/s
	Temperatur	150 °C
Dinding Tube	Tipe	<i>Stationary Wall</i>
	Temperatur	359 °C
Outlet	Tipe	<i>Outflow</i>

d) *Solver*

Pada tahap *solver*, komputasi akan dilakukan terhadap objek yang telah melewati tahap *pre-processing*. Model turbulensi yang digunakan pada tugas akhir ini adalah *K-epsilon* jenis *realizable* dengan kriteria konvergensi untuk nilai RMS adalah berada di bawah 10^{-4} . Dari grafik residu simulasi didapatkan pada iterasi ke-500 data x-velocity, y-velocity, z-velocity, energy, k, dan epsilon berada pada nilai 4.65×10^{-4} , 5×10^{-4} , 4.68×10^{-4} , 4.88×10^{-6} , 7.06×10^{-4} , dan 1.06×10^{-3} . Data tersebut menunjukkan bahwa grafik residu simulasi grafik sudah menuju ke arah konvergen. Karena keterbatasan waktu simulasi, maka dapat diasumsikan grafik tersebut konvergen dan dapat diambil data dari simulasi tersebut Apabila proses komputasi selesai, maka hasil simulasi dapat dilanjutkan pada tahap *post-processing*.

**Gambar 3.8** Grafik Residu Simulasi

e) **Post-processing**

Post-processing adalah tahap terakhir dalam proses simulasi CFD. Pada tahap ini hasil simulasi sudah dapat dilihat dan ditampilkan dalam bentuk grafik, kontur maupun angka.

3.5 Analisa Data

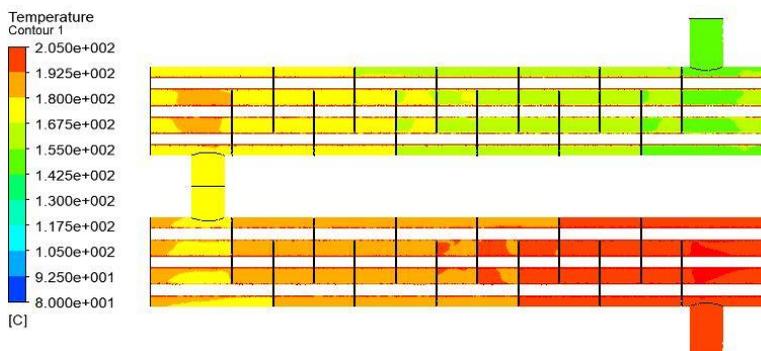
Setelah melalui proses simulasi CFD, data hasil simulasi berupa kecepatan dan temperatur akan dianalisa lebih lanjut sehingga dapat mencapai tujuan dari tugas akhir ini. Setelah analisa data dilakukan maka dapat ditarik kesimpulan dari tugas akhir ini dan penyusunan laporan tugas akhir dapat dimulai.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Validasi Hasil Simulasi

Validasi merupakan proses yang dilakukan untuk mengetahui apakah hasil simulasi yang dilakukan telah sesuai dengan data eksperimen yang sudah ada sebelumnya. Proses validasi yang dilakukan pada tugas akhir ini adalah dengan cara membandingkan temperatur keluaran dari *shell* pada *heat exchanger* hasil simulasi dengan temperatur keluaran pada *heat exchanger* PT. Pertamina RU IV Cilacap.



Gambar 4.1 Kontur Temperatur Pada Heat Exchanger Hasil Simulasi

Temperatur outlet pada hasil simulasi didapatkan nilai sebesar 201.14 °C dan sedangkan pada data eksperimen *heat exchanger* di Pertamina adalah sebesar 182 °C. Terdapat deviasi Antara kedua outlet tersebut yakni sebesar 19.14 °C atau setara dengan 10.51% dari hasil data aktual *heat exchanger* yang dapat diindikasikan bahwa simulasi dari tugas akhir ini sudah tervalidasi atau *acceptable* dengan rentang error diantara 10-15%.

Sedangkan untuk mengurangi waktu simulasi yang telah dilakukan, maka dalam melakukan simulasi selanjutnya hanya digunakan 1 *heat exchanger* saja yang divariasikan dengan *baffle* dan *fins*.

4.2 *Grid Independence Test*

Grid independence perlu dilakukan untuk mengetahui eror dari geometri tersebut apakah dapat divariasikan dan mendapatkan jumlah elemen yang efektif agar data yang dihasilkan memiliki keakuratan yang baik. Semakin kecil ukuran mesh maka hasil yang didapatkan akan semakin teliti namun membutuhkan kemampuan komputasi dan waktu perhitungan yang lama.

Berdasarkan simulasi yang dilakukan, berikut hasil dari *grid independence test* yang sudah ditunjukkan pada **Tabel 4.1**

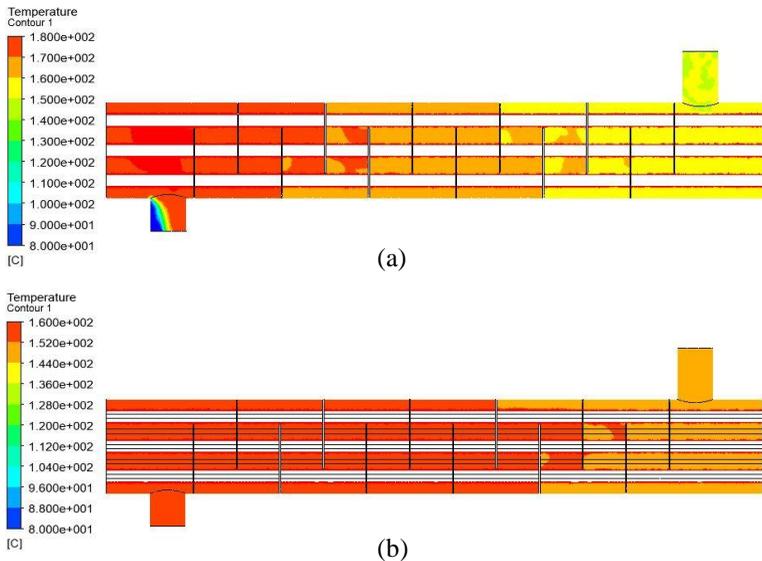
Tabel 4.1 Hasil Dari *Grid Independence Test*

Jenis <i>Baffle</i>	Jumlah Elemen	Temperatur Outlet
<i>Segmental Baffle</i>	1.032.805	166.86
	1.371.308	170.84
	1.589.925	166.77
<i>Helical Baffle</i>	1.181.287	165.39
	1.361.143	167.85
	1.578.698	163.72
<i>Staggered Baffle</i>	1.033.771	169.81
	1.372.291	167.94
	1.590.122	167.23

Berdasarkan hasil *grid independence test* tersebut maka nilai yang diambil adalah nilai dengan jumlah elemen paling banyak dimana nilai eror terkecilnya adalah 0.42% sehingga juga dapat dikatakan geometri tersebut sudah sesuai (*acceptable*) dan dapat divariasikan sesuai variabel yang diinginkan

4.3 Pengaruh Jenis *Baffle* dan *Fins* pada *Heat Exchanger* Terhadap Distribusi Temperatur

Pada sub bab ini, pengaruh jenis *baffle* dan *fins* terhadap distribusi temperatur pada *shell and tube heat exchanger* akan dianalisa lebih lanjut. Hasil simulasi CFD terhadap distribusi temperatur yang telah dilakukan dapat dilihat melalui **Gambar 4.2** sebagai berikut.

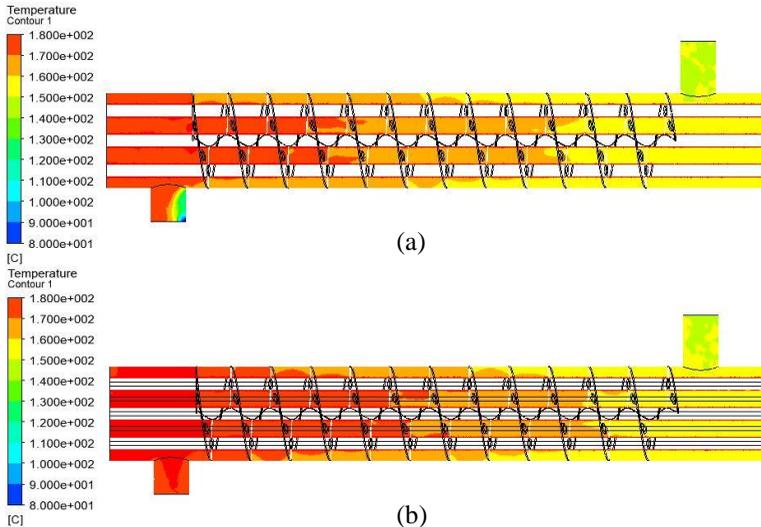


Gambar 4.2 Distribusi Temperatur *Segmental-Baffle Heat Exchanger*
 (a) Tanpa *Fins* Dan (b) Dengan *Fins*

Berdasarkan **Gambar 4.2** (a) di atas, didapatkan bahwa distribusi temperatur pada variasi *segmental baffle heat exchanger* tanpa *fins* memiliki distribusi temperatur yang kurang merata terlihat dari gradasi warna pada *shell* sangat mencolok yakni terdapat empat warna sekaligus. Selain itu pada akhir sisi *outlet shell* terdapat bagian yang berwarna biru menandakan memiliki temperatur yang rendah. Temperatur outlet yang dihasilkan dari *segmental baffle* tanpa *fins* ini adalah sebesar 166.77 °C.

Gambar 4.2 (b) menampilkan distribusi temperatur pada variasi *segmental baffle heat exchanger* dengan menggunakan *fins* berbentuk longitudinal. Pada variasi ini perbedaan distribusi temperatur dapat dilihat pada gradasi warna yang lebih sedikit daripada variasi tanpa menggunakan *fins*. Penggunaan *fins* berbentuk longitudinal ini mempengaruhi luas perpindahan panas yang terjadi di dalam *shell* sehingga dapat menyebabkan distribusi temperatur di dalam *heat exchanger* merata. Hal ini menandakan bahwa penambahan *fins* pada *tube heat exchanger* mempengaruhi

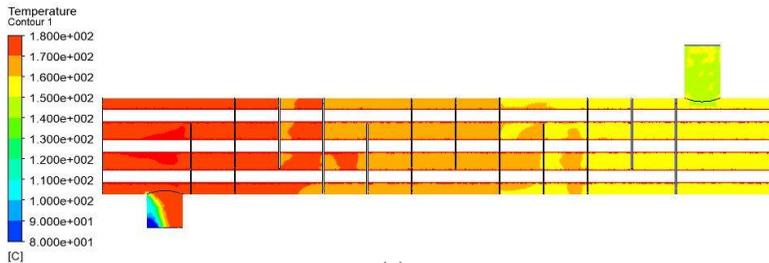
distribusi temperatur dengan memperluas area perpindahan panas yang terjadi di kedua fluida yang dilewatkan melalui *heat exchanger* tersebut. Variasi *segmental baffle* dengan penambahan *fins* ini memiliki temperatur outlet sebesar 157.02 °C



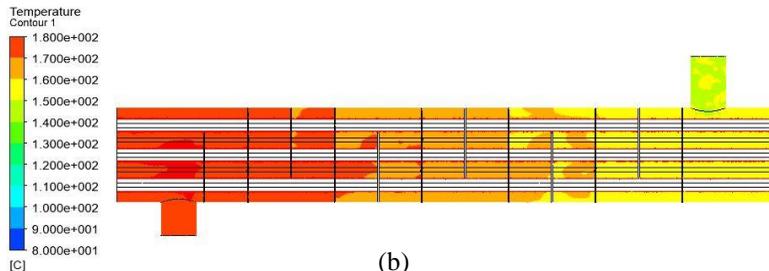
Gambar 4.3 Distribusi Temperatur Pada *Helical-Baffle Heat Exchanger* (a) Tanp *Fins* Dan (b) Dengan *Fins*

Variasi jenis *helical baffle* seperti pada **Gambar 4.3** (a) menunjukkan pola distribusi yang dihasilkan tanpa menggunakan *fins*. Pola distribusi terlihat bahwa ada beberapa kesamaan dengan distribusi temperatur yang dimiliki oleh *segmental baffle heat exchanger* sebelumnya yakni memiliki banyak gradasi warna yang ada sehingga menunjukkan distribusi temperatur yang terjadi kurang merata. Temperatur outlet yang dihasilkan dari *helical baffle* tanpa *fins* ini adalah 163.72 °C. Sedangkan pada pola distribusi yang terjadi dengan penambahan *fins* di *helical baffle* (b) adalah lebih merata distribusinya terlihat dari berkurangnya gradasi warna yang ada di sekitar *shell heat exchanger*. Penambahan *fins* pada *helical baffle* juga mempengaruhi pola

distribusi temperatur dengan outlet yang dihasilkan adalah 178.83 °C



(a)



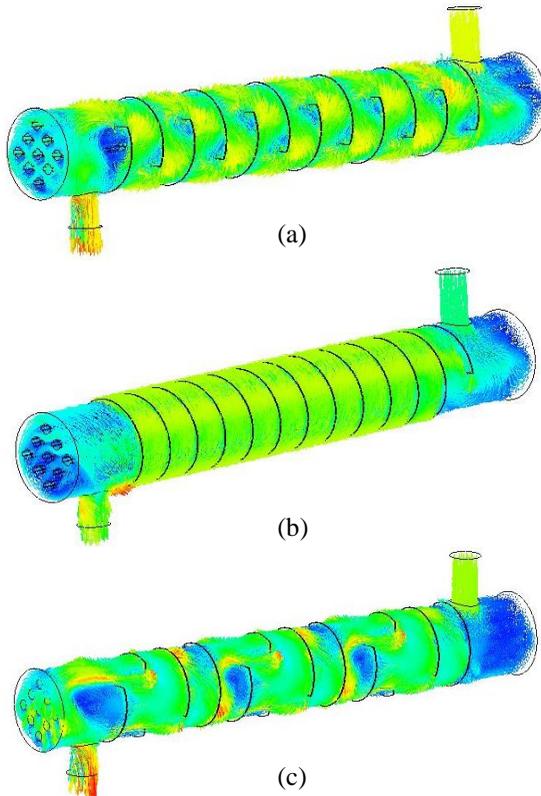
(b)

Gambar 4.4 Distribusi Temperatur Pada *Staggered-Baffle Heat Exchanger* (a) Tanpa *Fins* Dan (b) Dengan *Fins*

Pada Gambar 4.4 (a) ditunjukkan distribusi temperatur yang dihasilkan oleh *staggered baffle heat exchanger* tanpa *fins*. Pola distribusi terbilang kurang merata sama halnya dengan jenis *baffle* yang lain tanpa menggunakan *fins*. Terdapat empat gradasi warna yang terlihat seperti kuning yang berada pada inlet *shell* dan merah berada pada daerah outlet *shell*. Variasi jenis *staggered baffle* tanpa *fins* ini menghasilkan outlet temperatur sebesar 167.23 °C. Sedangkan pola distribusi yang dihasilkan ketika menambahkan *fins* di tiap *tube* nya, terlihat lebih merata dari yang tanpa menggunakan *fins* dimana gradasi warnanya lebih tercampur dan berkurang. Outlet yang dihasilkan dari *staggered baffle* dengan menggunakan *fins* ini adalah 178.72 °C.

4.4 Pengaruh Jenis *Baffle* dan *Fins* pada *Heat Exchanger* Terhadap Distribusi Kecepatan

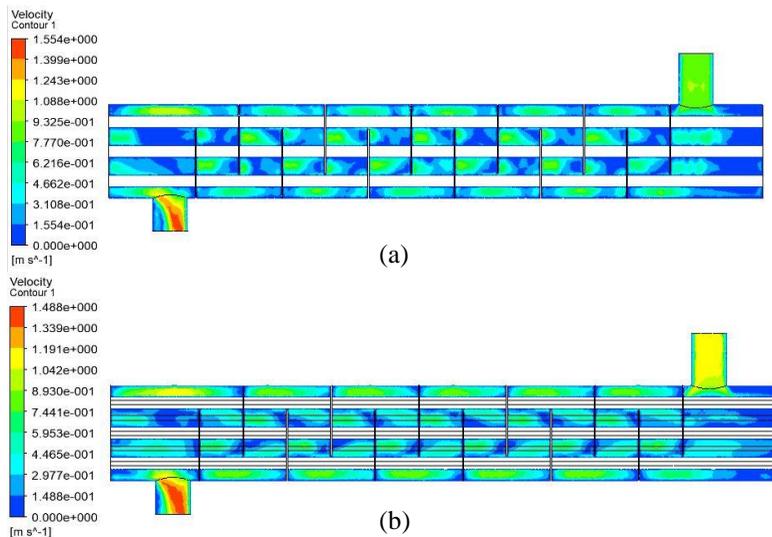
Sebelum menuju analisa pola distribusi kecepatan, setiap jenis *baffle* mempunyai karakteristik yang berbeda-beda dilihat dari olakan yang timbul dari sisi *shell heat exchanger*. Berikut hasil simulasi untuk vektor kecepatan dari ketiga jenis *baffle* dengan menggunakan *fins*.



Gambar 4.5 Vektor Kecepatan Fluida di Sekitar *Shell* pada (a) *Segmental Baffle*, (b) *Helical Baffle*, dan (c) *Staggered Baffle*

Telihat bahwa olakan yang terjadi pada *helical baffle* jauh berbeda dari olakan *baffle* yang lain. Kemiringan *helical baffle* yang melingkari *shell* membuat olakan terjadi pada setiap sisi *shell* sehingga dapat memperbesar hambatan ketika fluida melewati *heat exchanger* serta intensitas turbulensi menjadi lebih tinggi dari *baffle* yang lain. Lain halnya dengan *staggered baffle* yang intensitas turbulensinya jauh lebih rendah dari jenis *baffle* yang lain terlihat dari pola fluida yang melewati *baffle* memiliki gradasi warna biru yang lebih dominan menandakan hambatan yang terjadi di sekitar *baffle* kurang merata dan juga pola yang terbentuk masih kurang terlihat tidak seperti pada jenis *baffle* yang lain

Selain pola olakan yang terjadi pada *baffle*, analisa data juga dilakukan terhadap distribusi kecepatan untuk setiap variasi yang disimulasikan seperti pada **Gambar 4.6** berikut.

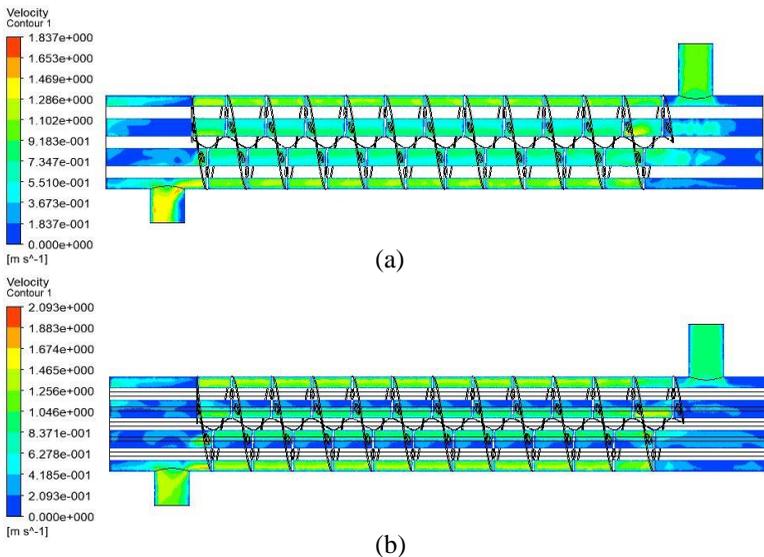


Gambar 4.6 Distribusi Kecepatan Pada *Segmental-Baffle Heat Exchanger* (a) Tanpa *Fins* dan (b) Dengan *Fins*

Distribusi kecepatan fluida dari hasil simulasi seperti pada **Gambar 4.6** menunjukkan pengaruh variasi *segmental baffle heat exchanger* yang telah ditambahkan *fins*. **Gambar 4.6** (a) adalah

distribusi kecepatan fluida *segmental baffle heat exchanger* tanpa adanya pengaruh penambahan *fins*. Kecepatan maksimal yang dihasilkan pada variasi tersebut adalah 1.554 m/s. Terdapat perbedaan yang terlihat ketika *fins* pada *tube* ditambahkan, yakni gradasi warna hijau lebih dominan daripada *segmental baffle heat exchanger* yang tidak menggunakan *fins* seperti pada **Gambar 4.6** (b). Hal tersebut menandakan bahwa penambahan *fins* juga mempengaruhi aliran turbulensi yang terjadi dimana aliran fluida yang melewati shell akan menabrak di daerah sekitar fins dan menambah olakan yang ada. Kecepatan maksimal yang dihasilkan pada variasi tersebut adalah 1.589 m/s.

Berikut hasil simulasi distribusi kecepatan dari variasi *helical baffle heat exchanger* seperti pada **Gambar 4.7**.

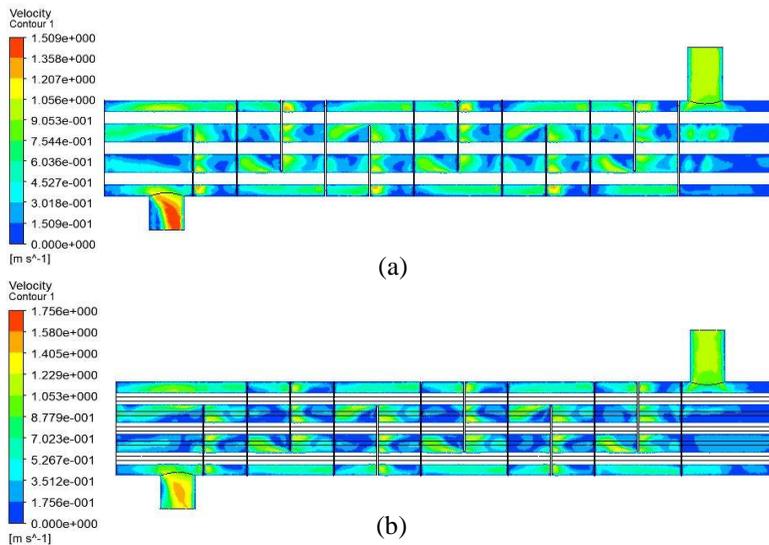


Gambar 4.7 Distribusi Kecepatan Pada *Helical-Baffle Heat Exchanger* (a) Tanpa *Fins* dan (b) Dengan *Fins*

Turbulensi paling tinggi terjadi pada variasi jenis *helical baffle* yang mana terlihat dari dominansi gradasi warna hijau di sekitar *baffle*. Kecepatan maksimal yang dihasilkan dari *helical*

baffle tanpa menggunakan *fins* ini adalah 1.836 m/s. Hal yang sama terjadi ketika *fins* ditambahkan pada *tube heat exchanger* jenis *helical baffle* seperti pada **Gambar 4.7** (b) adalah bertambahnya hambatan yang mengakibatkan olakan semakin besar dan kecepatan fluida semakin tinggi dimana kecepatan maksimal yang dihasilkan pada penambahan *fins* ini sebesar 2.092 m/s.

Hal lain yang dapat diamati juga dari variasi *staggered baffle heat exchanger* seperti pada **Gambar 4.8** berikut.



Gambar 4.8 Distribusi Kecepatan Pada *Staggered-Baffle Heat Exchanger* (a) Tanpa *Fins* dan (b) Dengan *Fins*

Seperti pada jenis *baffle* lain sebelumnya, bahwa terlihat dari **Gambar 4.8** (b) dengan adanya penambahan *fins* pada *tube staggered baffle heat exchanger* mempengaruhi pola distribusi kecepatan dengan sebelum adanya *fins* dimana distribusi kecepataannya semakin terbentuk sesuai dengan *baffle* yang digunakan. Selain itu penambahan *fins* juga mempengaruhi kecepatan fluida yang melewati *heat exchanger* dengan kecepatan maksimal yang dihasilkan tanpa adanya *fins* dan dengan adanya penambahan *fins* berturut-turut adalah 1.508 m/s dan 1.755 m/s.

4.5 Pengaruh Jenis *Baffle* dan *Fins* pada *Heat Exchanger* Terhadap Laju Perpindahan Panas

Dalam menganalisa pengaruh jenis *baffle* dan *fins* terhadap laju perpindahan panas, maka akan lebih mudah jika analisa tersebut dilakukan dengan menggunakan perhitungan bilangan *Reynolds* seperti persamaan 2.1 sehingga didapatkan nilai seperti pada **Tabel 4.2** berikut.

Tabel 4.2 Perhitungan bilangan *Reynolds*

No	Variasi <i>baffle</i> dan <i>finned tubes</i> di dalam <i>Shell</i>		<i>Max Reynold Number</i>
1	<i>Segmental Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	11127.9529
2			11237.0926
3			11307.5241
4		<i>Finned Tubes</i>	11562.8381
5	<i>Helical Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	12759.3726
6			12699.8552
7			13363.4243
8		<i>Finned Tubes</i>	15226.4384
9	<i>Staggered Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	11022.2330
10			10983.8886
11			10978.5771
12		<i>Finned Tubes</i>	12774.4339

Berdasarkan **Tabel 4.1** diatas diketahui bahwa nilai bilangan *Reynolds* terbesar terjadi pada variasi jenis *helical baffle heat exchanger* dengan menggunakan *fins* yakni sebesar 15226.4384 dan nilai bilangan *Reynolds* terkecil dihasilkan oleh variasi *staggered baffle heat exchanger* tanpa menggunakan *fins* yakni sebesar 10978.5771. Adanya penambahan *fins* dalam setiap jenis *heat exchanger*, akan memperbesar nilai bilangan *Reynolds* nya

Selanjutnya, bilangan *Reynolds* hasil perhitungan akan digunakan untuk menghitung bilangan *Nusselt* menggunakan persamaan 2.6 dan 2.7. Berikut merupakan hasil perhitungan bilangan *Nusselt* pada penelitian ini.

Tabel 4.3 Perhitungan bilangan *Nusselt*

No	Variasi <i>baffle</i> dan <i>finned tubes</i> di dalam <i>Shell</i>		<i>Nusselt Number</i>
1	<i>Segmental Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	144.1988
2			145.3291
3			146.0573
4		<i>Finned Tubes</i>	148.6897
5	<i>Helical Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	160.8766
6			160.2759
7			166.9412
8		<i>Finned Tubes</i>	185.3139
9	<i>Staggered Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	143.1018
10			142.7034
11			142.6482
12		<i>Finned Tubes</i>	161.0285

Perhitungan bilangan *Nusselt* yang sudah dilakukan menunjukkan hubungan linier antara bilangan *Reynolds* dan *Nusselt*. Sehingga didapatkan pada variasi *helical baffle heat exchanger* dengan penambahan *fins* memiliki bilangan *Nusselt* terbesar yakni 185.3139. Bilangan *Nusselt* yang dihasilkan dari variasi hasil simulasi memiliki nilai yang berada dalam rentang 140-180 dengan nilai bilangan *Nusselt* paling rendah rata-rata dihasilkan oleh variasi *staggered baffle heat exchanger* tanpa *fins* yakni sebesar 142.6482.

Kemudian, bilangan *Nusselt* yang sudah dihitung dimasukkan ke dalam persamaan 2.9 agar didapatkan nilai koefisien konveksi

pada masing-masing variasi dari hasil simulasi yang telah dilakukan seperti pada **Tabel 4.4** berikut.

Tabel 4.4 Nilai Koefisien Konveksi

No	Variasi <i>baffle</i> dan <i>finned tubes</i> di dalam <i>Shell</i>	Koefisien Konveksi (W/m ² K)	
1	<i>Segmental Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	1330.2340
2			1340.6611
3			1347.3792
4		<i>Finned Tubes</i>	1371.6629
5	<i>Helical Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	1484.0868
6			1478.5460
7			1540.0330
8		<i>Finned Tubes</i>	1709.5212
9	<i>Staggered Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	1320.1142
10			1316.4390
11			1315.9297
12		<i>Finned Tubes</i>	1485.4881

Berdasarkan **Tabel 4.4** diatas nilai koefisien konveksi pada masing-masing variasi jenis baffle dapat diketahui. Pada variasi setiap jenis baffle ketika adanya penambahan fins, nilai koefisien konveksi semakin besar yakni untuk nilai koefisien konveksi jenis segmental baffle, helical baffle, dan staggered baffle menggunakan fins berturut-turut adalah 1371.6629, 1709.5212, dan 1709.5212 W/m²K. Nilai koefisien konveksi terkecil rata-rata dimiliki oleh variasi jenis segmental baffle tanpa fins yakni sekitar 1315.9297 W/m²K

Setelahnya nilai koefisien konveksi tersebut digunakan untuk menghitung nilai laju perpindahan panas (q) seperti pada **Tabel 4.5** berikut.

Tabel 4.5 Perhitungan Nilai Laju Perpindahan Panas

No	Variasi <i>baffle</i> dan <i>finned tubes</i> di dalam <i>Shell</i>		ΔT_{lm}	q (Watt)
1	<i>Segmental Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	200.4518	28347.7337
2			198.3976	28277.1529
3			200.4981	28719.7334
4		<i>Finned Tubes</i>	205.4700	57223.9006
5	<i>Helical Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	201.2069	31745.5188
6			199.9422	31428.2065
7			202.0623	33082.3027
8		<i>Finned Tubes</i>	194.2285	67416.9522
9	<i>Staggered Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	198.9306	27918.5853
10			199.8958	27975.9433
11			200.2614	28016.2717
12		<i>Finned Tubes</i>	194.2863	58599.3836

Dari perhitungan nilai q, dapat diketahui bahwa dengan adanya penambahan *fins* pada *tube heat exchanger* dapat meningkatkan laju perpindahan panas. Nilai laju perpindahan panas terendah dihasilkan oleh variasi *staggered baffle heat exchanger* tanpa adanya *fins* yaitu 27918.5853 Watt. Dari ketiga jenis *baffle* dengan penambahan *fins* yang memiliki nilai laju perpindahan panas tertinggi dihasilkan oleh variasi *helical baffle* dengan *fins* yakni sebesar 67416.9522 Watt. Selain itu pada variasi yang dilakukan tanpa adanya *fins*, *helical baffle* masih dapat dikatakan memiliki nilai laju perpindahan panas tertinggi dari jenis *baffle* yang lain yaitu dengan nilai sebesar 33082.3027 Watt.

Sehingga berdasarkan laju perpindahan panas yang dihasilkan oleh semua variasi yang telah dilakukan, variasi *helical baffle heat exchanger* dengan penambahan *fins* adalah variasi yang dapat menghasilkan laju perpindahan panas paling baik yaitu 67416.9522 Watt.

4.6 Pengaruh Jenis *Baffle* dan *Fins* pada *Heat Exchanger* Terhadap *Pressure Drop*

Peningkatan performansi *heat exchanger* dengan mengubah jenis *baffle* dan *finned tubes* mempengaruhi variabel lain yaitu *pressure drop*. Adanya variasi tersebut mempengaruhi *pressure drop* yang terjadi di dalam *shell*. Berikut didapatkan nilai *pressure drop* dari hasil simulasi yang telah dilakukan.

Tabel 4.6 Data Hasil Simulasi Nilai *Pressure Drop*

No	Variasi <i>baffle</i> dan <i>finned tubes</i> di dalam <i>Shell</i>		<i>Pressure Drop</i> (Pa)
1	<i>Segmental Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	5305.002
2			5266.66
3			5419.039
4		<i>Finned Tubes</i>	9756.28
5	<i>Helical Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	7827.263
6			7809.93
7			7846.213
8		<i>Finned Tubes</i>	10428.6
9	<i>Staggered Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	6462.367
10			6439.202
11			6404.741
12		<i>Finned Tubes</i>	8765.742

Data *pressure drop* tertinggi didapatkan pada variasi *heat exchanger* menggunakan *helical baffle* yakni 10428.6 Pa.

Tingginya *pressure drop* tersebut dipengaruhi oleh tingginya kecepatan fluida yang ada di dalam *shell*. Semakin lama kontak fluida antar *shell* dan *tube* maka kecepatan fluida juga akan semakin meningkat dimana hal tersebut diiringi dengan meningkatnya nilai *pressure drop*. Sedangkan data *pressure drop* terkecil berada pada *heat exchanger* jenis *staggered baffle* yaitu 8765.742 Pa.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisa data yang telah dilakukan, maka pada penelitian ini dapat disimpulkan bahwa: penambahan *fins* pada jenis *helical baffle heat exchanger* menghasilkan laju perpindahan panas tertinggi yaitu 67416.9522 Watt dengan *pressure drop* yang dimiliki sebesar 10428.6 Pa

5.2 Saran

Adapun saran yang dapat penulis berikan dalam tugas akhir ini adalah diperlukan penelitian dengan melakukan optimasi terhadap jumlah dan jarak antar baffle serta jumlah dan jarak antar fins sehingga dapat menghasilkan laju perpindahan yang paling optimal.

Halaman ini sengaja dikosongkan

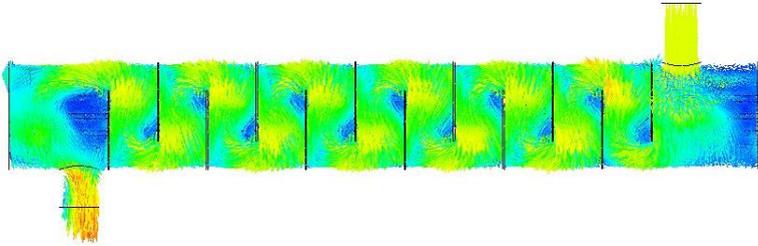
DAFTAR PUSTAKA

- [1] Anonim, Sejarah PT. Pertamina (Persero) Unit Pengolahan IV Cilacap, diakses di laman <http://www.pertaminaup4.co.id/> pada tanggal 01 Agustus 2018
- [2] Basyirun, Winarno and Karnowo, Mesin Konversi Energi, Semarang: Universitas Negeri Semarang, 2008
- [3] Shaded, Ahmed K, and Ahsan, Harvesting Electrical Power from Waste Heat Using Stirling Engine, Bangladesh: Chittagong University of Engineering & Technology, 2014
- [4] <http://www.ener-g-rotors.com/waste-heat/> (Desember 9, 2018)
- [5] Wang X, Zheng N, and Liu Z, Numerical Analysis and Optimization on Shell-Side Performances of a Shell and Tube Heat Exchanger with Staggered Baffles, 2018
- [6] Thulukkanam K, Heat Exchanger Design Handbook, Columbus: Ohio State University, 2013
- [7] Kumar D, Muchrikar A, Analysis of Shell and Tube Heat Exchanger with and without Fins for Waste Heat Recovery Application Using CFD, India: Corporate Institute of Science & Technology, 2017.
- [8] B.I. Master, K.S. Chunaged, A.J. Boxma, D. Kral, P. Stehlik, Most Frequently Used Heat Exchanger from Pioneering Research to Worldwide Application, Heat Transfer. Eng, 27, 2006
- [9] Bell K. J., Heat Exchanger Design for The Process Industries, J. Heat Transf. 126 (877-885), 2004
- [10] Adhitiya A, Djatmiko Ichsani. Simulasi Performansi Heat Exchanger Type Shell and Tube Dengan Double Segmental Baffle Terhadap Helical Baffle. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember. 2018
- [11] M.Y. Wen, C.Y. Ho, Heat-Transfer Enhancment in Fin and Tube Heat Exchanger with Improved Design, Appl. Therm. Eng (1050-1057), 2009

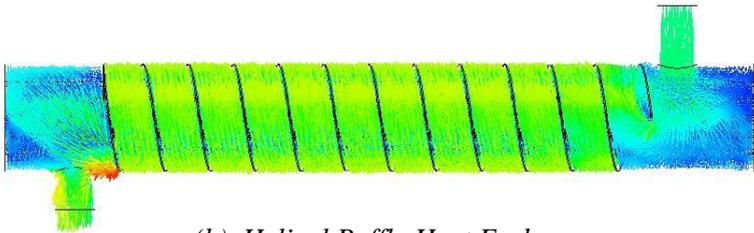
- [12] Ajaykumar V. and Titus R, Computational and Experimental Investigation of Shell and Tube Heat Exchanger with Finned Tubes Under Various Flow Rates, Coimbatore: RVS College of Engineering & Technology, 2016
- [13] Incropera, F. et al. *Fundamentals of Heat and Mass Transfers*. 7th edition. New York: John Wiley & Sons, Inc. 2011.
- [14] Golder, A. K., Goud, V. V. IIT Guwahati: *NPTEL Online Course: Chemical Engineering: Chemical Engineering Design*.
- [15] Tuakia, F. Dasar-Dasar CFD Menggunakan Fluent. Bandung: Informatika. 2008.
- [16] Pandiyarajan V., M. Chinna Pandian., E. Malan., Experimental Investigation On Heat Recovery From Diesel Engine Exhaust Using Finned Shell And Tube Heat Exchanger And Thermal Storage System, Mech. Eng., India: Anna University, 2011.
- [17] Versteeg H. K. and Malalasekera, An Introduction to Computational Fluid Dynamics, Second Edition, England: Pearson Education, 2007

LAMPIRAN

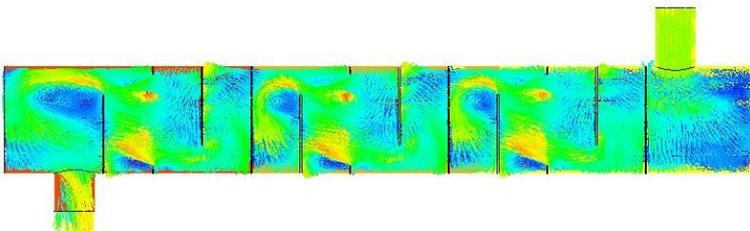
Vektor Kecepatan Variasi Ketiga Jenis *Baffle Heat Exchanger* Tampak Samping.



(a) *Segmental Baffle Heat Exchanger*



(b) *Helical Baffle Heat Exchanger*



(c) *Staggered Baffle Heat Exchanger*

Perhitungan Bilangan Reynolds

No	Variasi <i>baffle</i> dan <i>finned tubes</i> di dalam <i>Shell</i>	V_{maks}	$Re_D = \frac{VD}{\nu}$	Reynolds Number
1	<i>Segmental Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	$\frac{1.5294 \times 0.008}{1.0995 \times 10^{-5}}$	11127.9529
2			$\frac{1.5444 \times 0.008}{1.0995 \times 10^{-5}}$	11237.0926
3			$\frac{1.5540 \times 0.008}{1.0995 \times 10^{-5}}$	11307.5241
4		<i>Finned Tubes</i>	$\frac{1.5891 \times 0.008}{1.0995 \times 10^{-5}}$	11562.8381
5	<i>Helical Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	$\frac{1.7536 \times 0.008}{1.0995 \times 10^{-5}}$	12759.3726
6			$\frac{1.7454 \times 0.008}{1.0995 \times 10^{-5}}$	12699.8552
7			$\frac{1.8366 \times 0.008}{1.0995 \times 10^{-5}}$	13363.4243
8		<i>Finned Tubes</i>	$\frac{2.0927 \times 0.008}{1.0995 \times 10^{-5}}$	15226.4384
9	<i>Staggered Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	$\frac{1.5148 \times 0.008}{1.0995 \times 10^{-5}}$	11022.2330
10			$\frac{1.5096 \times 0.008}{1.0995 \times 10^{-5}}$	10983.8886
11			$\frac{1.5088 \times 0.008}{1.0995 \times 10^{-5}}$	10978.5771
12		<i>Finned Tubes</i>	$\frac{1.7557 \times 0.008}{1.0995 \times 10^{-5}}$	12774.4339

Perhitungan Bilangan Nusselt

No	Variasi <i>baffle</i> dan <i>finned tubes</i> di dalam <i>Shell</i>		$Nu_D = 0.023 Re_{D,max}^{0.8} Pr^{0.4}$
1	<i>Segmental Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	$0.023 \times 11127.9529^{0.8} \times 25.1335^{0.4}$
2			$0.023 \times 11237.0926^{0.8} \times 25.1335^{0.4}$
3			$0.023 \times 11307.5241^{0.8} \times 25.1335^{0.4}$
4		<i>Finned Tubes</i>	$0.023 \times 11562.8381^{0.8} \times 25.1335^{0.4}$
5	<i>Helical Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	$0.023 \times 12759.3726^{0.8} \times 25.1335^{0.4}$
6			$0.023 \times 12699.8552^{0.8} \times 25.1335^{0.4}$
7			$0.023 \times 13363.4243^{0.8} \times 25.1335^{0.4}$
8		<i>Finned Tubes</i>	$0.023 \times 15226.4384^{0.8} \times 25.1335^{0.4}$
9	<i>Staggered Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	$0.023 \times 11022.2330^{0.8} \times 25.1335^{0.4}$
10			$0.023 \times 10983.8886^{0.8} \times 25.1335^{0.4}$
11			$0.023 \times 10978.5771^{0.8} \times 25.1335^{0.4}$
12		<i>Finned Tubes</i>	$0.023 \times 12774.4339^{0.8} \times 25.1335^{0.4}$

Perhitungan Koefisien Konveksi

No	Variasi <i>baffle</i> dan <i>finned tubes</i> di dalam <i>Shell</i>		$h = Nu_D \times \frac{k}{D}$	Koefisien Konveksi (Watt/m ² K)
1	<i>Segmental Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	$789.4953 \times \frac{0,0738}{0,008}$	1330.2340
2			$795.6837 \times \frac{0,0738}{0,008}$	1340.6611
3			$799.6709 \times \frac{0,0738}{0,008}$	1347.3792
4		<i>Finned Tubes</i>	$814.0833 \times \frac{0,0738}{0,067}$	1371.6629
5	<i>Helical Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	$880.8070 \times \frac{0,0738}{0,008}$	1484.0868
6			$877.5186 \times \frac{0,0738}{0,008}$	1478.5460
7			$914.0112 \times \frac{0,0738}{0,008}$	1540.0330
8		<i>Finned Tubes</i>	$1014.6026 \times \frac{0,0738}{0,008}$	1709.5212
9	<i>Staggered Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	$783.4891 \times \frac{0,0738}{0,008}$	1320.1142
10			$781.3079 \times \frac{0,0738}{0,008}$	1316.4390
11			$781.0056 \times \frac{0,0738}{0,008}$	1315.9297
12		<i>Finned Tubes</i>	$881.6387 \times \frac{0,0738}{0,008}$	1485.4881

Data Temperatur Hasil Simulasi

No	Variasi <i>baffle</i> dan <i>finned tubes</i> di dalam <i>Shell</i>		$T_s - T_o$	$T_s - T_i$
1	<i>Segmental Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	192.14	209
2			188.16	209
3			192.23	209
4		<i>Finned Tubes</i>	201.98	209
5	<i>Helical Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	193.61	209
6			191.15	209
7			195.28	209
8		<i>Finned Tubes</i>	180.17	209
9	<i>Staggered Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	189.19	209
10			191.06	209
11			191.77	209
12		<i>Finned Tubes</i>	180.28	209

Perhitungan ΔT

No	Variasi <i>baffle</i> dan <i>finned tubes</i> di dalam <i>Shell</i>		$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln\left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}\right)}$	ΔT_{lm}
1	<i>Segmental Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	$\frac{209 - 192.14}{\ln\left(\frac{209}{192.14}\right)}$	200.4518
2			$\frac{209 - 188.16}{\ln\left(\frac{209}{188.16}\right)}$	198.3976
3			$\frac{209 - 192.23}{\ln\left(\frac{209}{192.23}\right)}$	200.4981
4		<i>Finned Tubes</i>	$\frac{209 - 201.98}{\ln\left(\frac{209}{201.98}\right)}$	205.4700
5	<i>Helical Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	$\frac{209 - 193.61}{\ln\left(\frac{209}{193.61}\right)}$	201.2069
6			$\frac{209 - 191.15}{\ln\left(\frac{209}{191.15}\right)}$	199.9422
7			$\frac{209 - 195.28}{\ln\left(\frac{209}{195.28}\right)}$	202.0623
8		<i>Finned Tubes</i>	$\frac{209 - 180.17}{\ln\left(\frac{209}{180.17}\right)}$	194.2285
9	<i>Staggered Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	$\frac{209 - 189.19}{\ln\left(\frac{209}{189.19}\right)}$	198.9306
10			$\frac{209 - 191.06}{\ln\left(\frac{209}{191.06}\right)}$	199.8958
11			$\frac{209 - 191.77}{\ln\left(\frac{209}{191.77}\right)}$	200.2614
12		<i>Finned Tubes</i>	$\frac{209 - 180.28}{\ln\left(\frac{209}{180.28}\right)}$	194.2863

Perhitungan q

No	Variasi <i>baffle</i> dan <i>finned tubes</i> di dalam <i>Shell</i>		$q = h. (N\pi DL). \Delta T_{lm}$	q (Watt)
1	<i>Segmental Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	$1330.2340 \times 9 \times 3.14$ $\times 0.008 \times 0.47 \times 200.4518$	28347.7337
2			$1340.6611 \times 9 \times 3.14$ $\times 0.008 \times 0.47 \times 200.4518$	28277.1529
3			$1347.3792 \times 9 \times 3.14$ $\times 0.008 \times 0.47 \times 200.4518$	28719.7334
4		<i>Finned Tubes</i>	$1371.6629 \times 9 \times (0.02256)$ $\times 200.4518$	57223.9006
5	<i>Helical Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	$1484.0868 \times 9 \times 3.14$ $\times 0.008 \times 0.47 \times 200.4518$	31745.5188
6			$1478.5460 \times 9 \times 3.14$ $\times 0.008 \times 0.47 \times 200.4518$	31428.2065
7			$1540.0330 \times 9 \times 3.14$ $\times 0.008 \times 0.47 \times 200.4518$	33082.3027
8		<i>Finned Tubes</i>	$1709.5212 \times 9 \times (0.02256)$ $\times 200.4518$	67416.9522
9	<i>Staggered Baffle</i>	<i>No Finned Tubes</i>	$1320.1142 \times 9 \times 3.14$ $\times 0.008 \times 0.47 \times 200.4518$	27918.5853
10			$1316.4390 \times 9 \times 3.14$ $\times 0.008 \times 0.47 \times 200.4518$	27975.9433
11			$1315.9297 \times 9 \times 3.14$ $\times 0.008 \times 0.47 \times 200.4518$	28016.2717
12		<i>Finned Tubes</i>	$1485.4881 \times 9 \times (0.02256)$ $\times 200.4518$	58599.3836

Halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Kota Gresik pada 26 Maret 1997. Penulis menempuh pendidikan di SD Nahdhatul Ulama 1 Tratee Gresik (2003-2009), SMP Negeri 1 Gresik (2009-2012), SMA Negeri 1 Gresik (2012-2015), dan pendidikan S-1 di Departemen Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industri (FTI), Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Selama menjadi mahasiswa, penulis mengambil bidang minat rekayasa energi dan pegondisian lingkungan serta menjadi asisten Laboratorium Rekayasa Energi dan Pegondisian Lingkungan di Teknik Fisika-FTI ITS, ataupun yang tergabung dalam Kelompok Studi Energi (KSE). Penulis pernah melakukan internship di PT. Pertamina (Persero) RU IV Cilacap. Pada internship tersebut, penulis melakukan analisis permasalahan *logic sequence* pada *programmable logic controller* (PLC) di slide valve Kilang RFCC PT. Pertamina RU IV Cilacap. Penulis dapat dihubungi melalui email: muhammad21yusuf@gmail.com