



TUGAS AKHIR - TF 181801

ANALISA PENGARUH *VARIASI SUDUT LOUVER FIN* TERHADAP PERPINDAHAN PANAS PADA *COMPACT HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN *COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS*

REFINA HELDA KHEMALASARI
NRP. 02311745000046

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

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

Halaman ini sengaja dikosongkan



FINAL PROJECT - TF 181801

***ANALYSIS ON THE EFFECT OF FIN
LOUVER ANGLE ON HEAT TRANSFER
IN COMPACT HEAT EXCHANGER USING
COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS***

REFINA HELDA KHEMALASARI
NRP. 02311745000046

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

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

Halaman ini sengaja dikosongkan

PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME

Saya yang bertanda tangan di bawah ini

Nama : Refina Helda KhemalaSari
NRP : 02311745000046
Departemen/ Prodi : Teknik Fisika / S1 Teknik Fisika
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

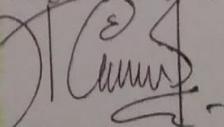
Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul "Analisa Pengaruh variasi sudut *lower fin* terhadap perpindahan panas pada *Compact heat exchanger* Menggunakan *Computational Fluid Dynamics*" adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain. Apabila di kemudian hari terbukti 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, 15 Juli 2019

Yang membuat pernyataan,




Refina Helda KhemalaSari
NRP. 02311745000046

Halaman ini sengaja dikosongkan

**LEMBAR PENGESAHAN
TUGAS AKHIR**

**ANALISA PENGARUH *VARIASI SUDUT LOUVER
FIN* TERHADAP PERPINDAHAN PANAS PADA
COMPACT HEAT EXCHANGER MENGGUNAKAN
*COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS***

Oleh:

Refina Helda KhemalaSari

NRP. 0231174500046

Surabaya, 26 Juli 2019

**Menyetujui,
Dosen Pembimbing**



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

NIP. 19771127 200212 1 002

**Menyetujui,
Ketua Departemen
Teknik Fisika FTI-ITS**



Agus Muhammad Hatta, S.T., M.Si., Ph.D.

NIP. 19780902 200312 1 002

Halaman ini sengaja dikosongkan

**ANALISA PENGARUH VARIASI SUDUT LOUVER
FIN TERHADAP PERPINDAHAN PANAS PADA
COMPACT HEAT EXCHANGER MENGGUNAKAN
COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS**

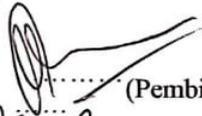
TUGAS AKHIR

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:

REFINA HELDA KHEMALASARI
NRP. 0231174500046

Disetujui Oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

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

**SURABAYA
JULI 2019**

Halaman ini sengaja dikosongkan

**ANALISA PENGARUH VARIASI SUDUT *LOUVER FIN*
TERHADAP PERPINDAHAN PANAS PADA
COMPACT HEAT EXCHANGER MENGGUNAKAN
*COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS***

Nama : Refina Helda KhemalaSari
NRP : 02311745000046
Departemen : Teknik Fisika FTI-ITS
Dosen Pembimbing : GunawanNugroho,S.T.,M.T.,Ph.D.

Abstrak

Pada tugas akhir ini dilakukan analisa pengaruh variasi sudut louver fin terhadap perpindahan panas pada Compact Heat Exchanger. Compact Heat Exchanger merupakan salah satu jenis penukar kalor yang memiliki rasio antara luas bidang permukaan perpindahan panas dan volume tinggi. Pemilihan dan design heat exchanger dibutuhkan untuk menghasilkan perpindahan panas yang baik. Simulasi pada tugas akhir ini dilakukan dengan memvariasikan sudut louver fin yaitu sebesar 31° , 36° , 41° , 46° disertai dengan variasi kecepatan udara yang masuk sebesar 2.5 m/s dan 7.5 m/s. Karakteristik aliran yang terjadi berdasarkan hasil simulasi meliputi fenomena louver yang terjadi pada area disekitar louver fin. Hal ini terjadi karena adanya olakan yang disebabkan karena pemasangan louver fin yang dapat mengganggu pola aliran fluida yang mengalir, akibatnya lintasan dan luasan bebas alir fluida berkurang. Hasil simulasi menunjukkan adanya peningkatan nilai perpindahan panas pada compact heat exchanger dengan memvariasikan sudut louver fin disertai variasi kecepatan udara masuk. Dimana dihasilkan nilai perpindahan panas paling baik pada sudut louver fin 41° untuk variasi kecepatan udara masuk 2.5 m/s dan 7.5 m/s yaitu sebesar 21.8 watt/m² dan 78.8 watt/m².

Kata Kunci: *compact heat exchanger, louver fin, computational fluid dynamics*

Halaman ini sengaja dikosongkan

***ANALYSIS ON THE EFFECT OF FIN LOUVER ANGLE
ON HEAT TRANSFER IN COMPACT HEAT
EXCHANGER USING COMPUTATIONAL FLUID
DYNAMICS METHOD***

Name : Refina Helda KhemalaSari
NRP : 02311745000046
Department : Engineering Physics FTI-ITS
Supervisor : GunawanNugroho,S.T.,M.T.,Ph.D

Abstract

This final project presents an analysis on the effect of variations in louver fin angle on heat transfer of the Compact Heat Exchanger. Compact Heat Exchanger is a type of Heat Exchanger which has a ratio between the area of the heat transfer surface and high volume. The selection and design of a heat exchanger is needed to produce good performance of heat transfer. The simulation in this final project is done by varying the fin louver angle which is equal to 31, 36, 41, 46 accompanied by variations in the incoming air velocity of 2.5 m/s and 7.5 m/s. flow characteristics that occur based on simulation results include the phenomenon of louvers that occur in the area around the fin louver. This happens because of the processing caused by the installation of the fin louver which can disrupt the flowing pattern of fluid flow, consequently the trajectory and the area of fluid free flow are reduced. The simulation result show an increase in heat transfer value in the compact heat exchanger by varying the angle of the louver fin along with variations in the air intake. Where the best heat transfer value is produced at the fin louver angle 41 for variation in inlet air velocity of 2.5 m/s and 7.5 m/s that is equal 21.8 watts/m² and 78.8 watts/m².

Keywords: compact heat exchanger, louver fin, computational fluid dynamics

Halaman ini sengaja dikosongkan

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT atas rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul “**Analisa Pengaruh Variasi Sudut *Louver fin* Terhadap Perpindahan Panas pada *Compact heat exchanger* Menggunakan *Computational Fluid Dynamics***”. Tugas akhir ini membahas mengenai efek perubahan sudut serang pada *louver fin* 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 Ketua Departemen Teknik Fisika FTI ITS.
2. Bapak Gunawan Nugroho, S.T., M.T., Ph.D. selaku dosen pembimbing yang telah memberikan banyak ilmu selama penulis menyelesaikan tugas akhir.
3. Bapak Gunawan Nugroho S.T., M.T., Ph.D. selaku kepala Laboratorium Rekayasa Energi dan Pengondisian Lingkungan.
4. Dyah Sawitri, S.T.,M.T. selaku dosen wali yang telah memberikan pengalaman hidup dan bimbingan selama penulis berkuliah di Teknik Fisika ITS.
5. Kedua orang tua, Bapak Adi Santoso dan Ibu Lusi Ayu Nanita serta kakak kandung penulis yaitu Nalsa Cintya Resti yang memberikan dukungan dan doa kepada penulis selama menjalani perkuliahan.
6. Seluruh dosen dan karyawan Teknik Fisika ITS yang telah turut membantu penulis menyelesaikan kuliah.
7. Kepada teman-teman Lintas Jalur Teknik Fisika 20117 yang telah mengisi dan mewarnai hidup penulis selama berkuliah di Surabaya.

8. Kepada 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, 15 Juli 2019

Penulis

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	(a) brazed plate heat exchanger (b) circular finned tube heat exchanger (c) plate fin heat exchanger (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2011).	6
Gambar 2.2	Konfigurasi Bentuk Fin.....	7
Gambar 2.3	Flat-Tube Heat Exchanger (Wang et al, 1999)	7
Gambar 2.4	Macam Fin pada Plate Fin Heat Exchanger (a) plain triangular fin (b) plain rectangular fin (c) wavy fin (d) offset strip fin (e) multilouver fin (f) perforated fin (R. K. Shah dan D. P. Sekulic, 1998).	8
Gambar 2.5	Konfigurasi Aliran pada Plate Fin Heat Exchanger (Taylor,1982).	9
Gambar 2.6	Macam Finned Tube Heat Exchanger (R. K. Shah dan D. P. Sekulic, 1998)	10
Gambar 2.7	Radiator (Riyanto, 2016)	12
Gambar 2.8	Profil Kecepatan pada Aliran internal (Incropera).14	
Gambar 2.9	Profil Temperature pada aliran internal (Incropera) ..	
Gambar 3.1	Diagram Alir Penelitian	19
Gambar 3.2	Geometri <i>Fin</i> Acuan	20
Gambar 3.3	Konfigurasi Fin dan Tube	21
Gambar 3.4	Geometri Simulasi	22
Gambar 3.5	Louver fin tampak atas dan samping	23
Gambar 3.6	Meshing pada daerah sekitar <i>louver</i>	23
Gambar 3.7	Mesh metric spectrum.....	24
Gambar 4.1	Distribusi temperature setiap variasi kecepatan udara 2.5 m/s (a) sudut louver 31° (b) sudut louver 36° (c) sudut louver 41° (d) sudut louver 46°	
Gamaba 4.2	Distribusi temperature setiap variasi kecepatan udara 7.5 m/s (a) sudut louver 31° (b) sudut louver 36° (c) sudut louver 41° (d) sudut louver 46°	
Gambar 4.3	Distribusi kecepatan setiap variasi kecepatan udara 2.5 m/s (a) sudut louver 31° (b) sudut louver 36° (c) sudut louver 41° (d) sudut louver 46°	30

Gambar 4.4 Distribusi kecepatan setiap variasi kecepatan udara
7.5 m/s (a) sudut louver 31° (b) sudut louver 36° (c)
sudut louver 41° (d) sudut louver 46°32

Gambar 4.5 Terjadinya olakan didaerah louver fin33

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Desain Dimensi Compact Heat Exchanger.....	22
Tabel 3.2 Hasil meshing untuk semua variasi	23
Tabel 3.3 Kondisi batas pada tugas akhir	25
Tabel 4.1 Input Data Validasi.....	27
Tabel 4.2 Hasil Validasi Simulasi	27
Tabel 4.3 Data untuk Compact Heat Exchanger Louver fin.....	35
Tabel 4.4 Perhitungan pada sisi air.....	35
Tabel 4.5 Nilai Koefisien Konveksi Air	35
Tabel 4.6 Perhitungan pada sisi udara.....	35
Tabel 4.7 Perhitungan Mass Velocity dan Koefisien Konveksi..	36
Tabel 4.8 Perhitungan Overall Heat Transfer	36
Tabel 4.9 Perhitungan Perpindahan Panas	37

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR SIMBOL

Penamaan (Nomenclatur)

A	Area (m^2)
Cp	Kalor spesifik (J/ kg.K)
Dh	Diameter Hydraulic (m)
E	Energi (J)
f	Fanning friction factor
J	Colburn factor
g	Body force
G	Mass Velocity (kg/m^2s)
h	Koefisien Konveksi (W/m^2K)
Hc	Specific enthalpy (J/kg)
K	Konduktifitas thermal ($W/m.K$)
p	Tekanan (N/m^2)
T	Temperature (C)
u	Kecepatan fluida sepanjang x (m/s)
v	Kecepatan fluida sepanjang y (m/s)
w	Kecepatan fluida sepanjang z (m/s)
Pr	Prandtl number
Re	Reynolds number
St	Stanton number
VC	Validasi Case
Δp	Pressure drop (N/m^2)
ΔT	Perbedaan temperature (C)

Greek symbols

θ	Sudut louver
ρ	Densitas (kg/m^3)
μ	Viskositas dinamik (Ns/m^2)
τ	Gaya geser (N/m^2)

Subscripts

a	Air
i	Inlet
f	Frontal
o	Outlet
s	Surface
w	Water
in	Inlet
min	minimum

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Heat exchanger adalah alat yang umum digunakan sebagai media perpindahan panas antara dua fluida yang memiliki perbedaan temperatur dan dipisahkan oleh sebuah dinding padat. *Heat Exchanger* dirancang sebisa mungkin agar perpindahan panas antar fluida dapat berlangsung secara efisien. Dalam perkembangannya *heat exchanger* digunakan dalam teknik peningkatan perpindahan panas atau heat transfer enhancement pada berbagai bidang seperti pada heat recovery process, otomotif, sistem refrigerasi, dan proses produksi [Bergles, 1999].

Salah satu klasifikasi dari alat penukar panas adalah *Compact Heat Exchanger* [R. K. Shah, 1994] dimana aplikasi untuk *Compact Heat exchanger* biasanya digunakan untuk radiator mobil ($1000\text{m}^2/\text{m}^3$), turbin gas penukar panas ($6000\text{m}^2/\text{m}^3$), regenerator dari mesin stirling ($15.000\text{ m}^2/\text{m}^3$).

Salah satu cara untuk meningkatkan efisiensi perpindahan panas adalah dengan menambah luas permukaan perpindahan panas, yakni dengan menggunakan sirip atau fin. Menurut penelitian [Yang dkk, 2007] membuktikan bahwa pengaturan geometri sirip *louver* memberikan peningkatan kinerja perpindahan panas sebesar 9.3% dan penurunan pressure drop sebesar 18.2% bila dibandingkan dengan pengaturan sirip *louver* yang asimetris [A.Vaisi, 2011] Prinsip dasarnya, dengan adanya sirip atau fin ini maka permukaan kontak terjadinya perpindahan panas semakin luas sehingga meningkatkan efisiensi perpindahan panas pada fluida mengalir, dan dengan adanya sirip ini maka aliran fluida akan sedikit terhambat sehingga didapatkan waktu untuk transfer panas yang lebih lama dan efektif.

Permukaan perpindahan panas pada *compact heat exchanger* yang menggunakan flat tube, *louver fin* sangat sering digunakan pada industri otomotif dimana cairan fluida dengan tekanan rendah harus didinginkan secara cepat. Menambah luas permukaan melalui sirip adalah metode umum untuk

meningkatkan perpindahan panas dan penambahan fin atau sirip dapat meningkatkan luas area permukaan perpindahan panas sebanyak 5 hingga 12 kali [J. Dong, 2007]. Dari berbagai penelitian oleh [P. Karthik dkk, 2015] geometri fin *louvered* memberikan peningkatan yang lebih baik dibandingkan dengan jenis fin lainnya, dengan mengurangi hambatan termal sisi udara pada *compact heat exchanger*. Ini diperlukan untuk memilih bentuk dan ukuran optimal dari *louvered* sirip dalam desain efektif penukar panas kompak untuk lebih baik kinerja termo-hidrolik. [Nuntaphan dkk, 2007] menyimpulkan peningkatan kinerja perpindahan panas yang cukup besar pada kemiringan sudut 30° sampai 45° , karena fenomena *louver ducted* di sisi udara dan diprediksi mempengaruhi sampai 71,4% dilihat dari percobaan.

[Leu et al, 2001] menganalisa kinerja penukar panas tabung secara numerik dengan peningkatan sudut *louver*. Efek dari *reynolds number*, pitch sirip, ketebalan *louver*, dan sudut *louver* terhadap efisiensi sirip *louvered* dianalisa oleh [Zhang dan Tafti, 2003] hasilnya jelas menunjukkan efisiensi aliran sangat bergantung pada parameter geometris, terutama pada angka *reynolds number*.

Oleh karena itu, diperlukan penelitian untuk mengetahui pengaruh sudut *louver fin* terhadap peningkatan perpindahan panas pada *compact heat exchanger*. Pada penelitian ini akan dianalisis pengaruh sudut *louver fin* bentuk *multilouver* dengan susunan inline pada *heat exchanger*. *Heat exchanger* yang digunakan adalah tipe *flat tube and louver fin compact heat exchanger*.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, permasalahan yang diangkat pada tugas akhir:

Berdasarkan latar belakang diatas, permasalahan yang diangkat pada tugas akhir ini adalah:

1. Bagaimana pengaruh variasi sudut *louver fin* terhadap nilai perpindahan panas pada *compact heat exchanger*?
2. Bagaimana pengaruh variasi kecepatan pada sisi udara terhadap nilai perpindahan panas pada *compact heat exchanger*?

1.3 Tujuan Penelitian

Untuk menyelesaikan permasalahan diatas maka dilakukan tugas akhir dengan tujuan menganalisa pengaruh variasi kecepatan sisi udara dan pengaruh variasi sudut *louver fin* terhadap perpindahan panas pada *Compact Heat Exchanger*.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah pada tugas akhir ini adalah:

Adapun batasan masalah pada tugas akhir ini adalah:

1. *Heat exchanger* yang digunakan adalah *compact heat exchanger*.
2. Fin bentuk *multilouver* dan susunan *inline* pada *heat exchanger*.
3. Asumsi hanya terjadi perpindahan panas konveksi.
4. Pemodelan geometri *heat exchanger* dilakukan dalam domain 3 dimensi.
5. Aliran pada *heat exchanger* adalah *steady flow*, *incompressible flow* dan *uniform* pada sisi *inlet*.
6. Kondisi batas pada sisi *inlet* berupa *velocity inlet* dan pada sisi *outlet* berupa *pressure outlet*.

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.

BAB II DASAR TEORI

2.1 Compact heat exchanger

Compact Heat exchanger merupakan alat penukar panas yang memiliki bidang perpindahan panas dengan kerapatan yang tinggi, dimana rasio antara luas permukaan bidang yang mengalami perpindahan panas terhadap volume *heat exchanger*. *Compact heat exchanger* memiliki rasio volume luas permukaan perpindahan panas sekitar $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ($200\text{ft}^2/\text{ft}^3$).



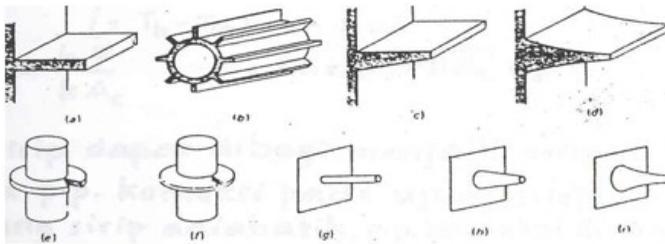
Gambar 2.1 (a) brazed plate heat exchanger (b) circular-finned tube heat exchange (c) plate fin heat exchanger (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2011).

Compact Heat exchanger biasanya digunakan untuk radiator mobil ($1000\text{m}^2/\text{m}^3$), turbin gas penukar panas ($6000\text{m}^2/\text{m}^3$), regenerator dari mesin stirling ($15.000 \text{ m}^2/\text{m}^3$). *Compact heat exchanger* digunakan pada penukar panas dari gas ke gas dan gas ke cair untuk melawan koefisien perpindahan panas yang rendah. Alat ini menggunakan udara sebagai fluida kerjanya membutuhkan luas permukaan yang lebih besar daripada penukar kalor yang memakai cairan sebagai fluidanya. (Kays and London, 1998)

Fin (sirip) merupakan ciri khusus dari *compact heat exchanger*. Pada umumnya fluida cair mengalir sepanjang pipa dan gas mengalir pada celah diantara fin. Untuk mendapatkan

efisiensi fin yang tinggi perlu diperhatikan bahan dan geometri dari fin tersebut.

Beberapa konfigurasi fin dapat dilihat pada gambar dibawah ini :



Gambar 2.2 Konfigurasi Bentuk Fin

Keterangan :

- a. Sirip longitudinal memanjang dengan profil siku empat
- b. Tabung silinder dengan sirip berprofil siku empat.
- c. Sirip longitudinal dengan profil trapezoida.
- d. Sirip longitudinal dengan profil parabola.
- e. Tabung silinder dengan sirip radial berprofil siku empat.
- f. Tabung silinder dengan sirip radial berprofil kerucut terpotong
- g. Duri berbentuk silinder.
- h. Duri berbentuk kerucut terpotong.
- i. Duri berbentuk parabola.

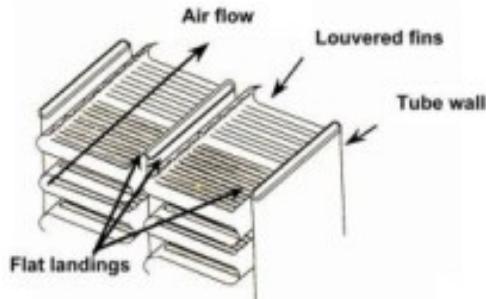
2.2 Klasifikasi *Compact Heat exchanger*

Compact heat exchanger dibedakan menjadi 2 jenis yaitu jenis pelat sirip (plate fin) dan pipa sirip (finned tube).

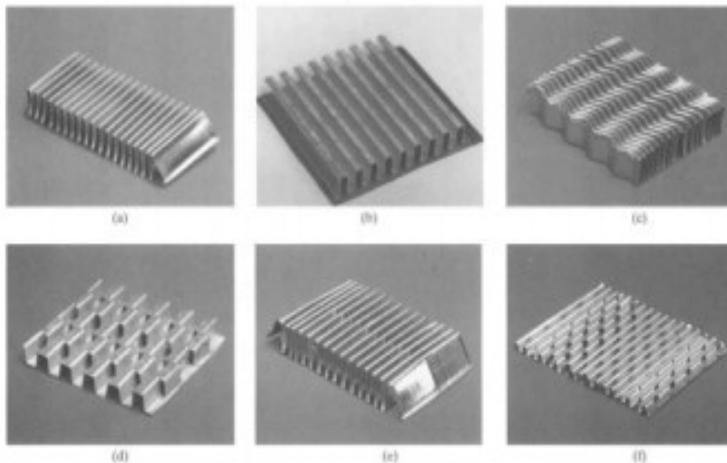
1. Plate Fin *Heat exchanger*

Salah satu bentuk *compact heat exchanger* yang terdiri dari blok lapisan sirip bergelombang dan pelat pemisah. Pada alat penukar kalor jenis plat sirip, sirip diapit oleh pelat secara paralel dan terkadang sirip digabungkan dengan pipa yang bentuknya telah disesuaikan. Pada umumnya jenis ini memiliki kerapatan sirip antara 120-700 sirip/m namun pada aplikasinya

memungkinkan hingga 2100 sirip/m. Ketebalan sirip pada umumnya antara 0,05 sampai 0,25 mm. Ketinggian puncak sirip antara 2-20 mm.pada plate fin heat exchnager dengan luas permukaan perpindahan panas $1300\text{m}^2/\text{m}^3$ mampu ditempati sirip dengan kerapatan 600 sirip/m.

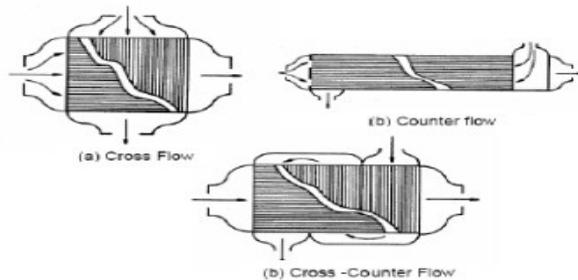


Gambar 2.3 Flat-Tube Heat Exchanger (sumber Wang et al, 1999)



Gambar 2.4 Macam Fin pada Plate Fin Heat exchanger (a) plain triangular fin (b) plain rectangular fin (c) wavy fin (d) offset strip fin (e) multilouvere fin (f) perforated fin (Sumber: R. K. Shah dan D. P. Sekulic, 1998).

Plate fin *heat exchanger* menerima dua atau lebih aliran yang mungkin mengalir dalam arah paralel atau tegak lurus satu sama lain. Ketika arah arus sejajar, fluida dapat mengalir pada aliran yang sama atau berlawanan. Plate fin *heat exchanger* ini digunakan pada 3 konfigurasi yaitu: cross flow, counter flow, dan cross-counter flow. Untuk aliran cross flow biasanya hanya memiliki dua aliran sehingga menghilangkan faktor distribusi dan pengaturan ini sederhana, murah dan hanya digunakan jika tidak diperlukan efektifitas yang tinggi dari dua *stream* yang sangat berbeda tingkat volume alirannya.



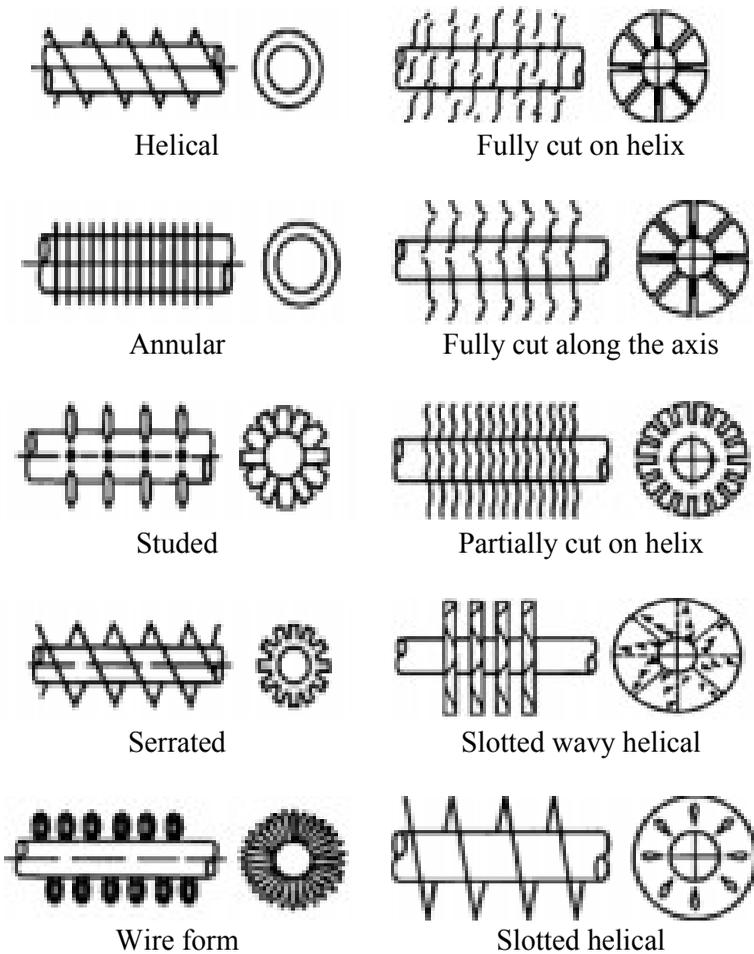
Gambar 2.5 Kofigurasi Aliran pada Plate Fin Heat Exchanger
(Sumber: Taylor,1982)

2. Finned Tube *Heat exchanger*

Pada finned tube *heat exchanger* umumnya menggunakan pipa berpenampang lingkaran dan persegi panjang. Beberapa jenis sirip yang digunakan pada pipa sirip yaitu:

- a. Sirip kontinu pada susunan pipa yang terbagi lagi dalam sirip sederhana dan sirip bergelombang.
- b. Sirip normal pada pipa tunggal atau pipa tunggal bersirip.
- c. Sirip longitudinal pada pipa tunggal.

Khusus sirip kontinu, ciri ciri untuk jenis ini memiliki kerapatan sirip antara 300-600 sirip/m, ketebalan sirip antara 0,1-0,25mm, panjang alir sirip antara 25-250 mm, kerapatan penukar panas pipa-sirip $725\text{m}^2/\text{m}^3$ pada 400 sirip/m.



Gambar 2.6 *Macam-macam Finned Tube Heat Exchanger (Sumber: R. K. Shah dan D. P. Sekulic, 1998).*

2.3 Aplikasi *Compact Heat exchanger*

Compact Heat exchanger sudah banyak digunakan dalam industri seperti cryogenic, petrokimia, aerospace, sistem

refrigerasi, perminyakan, pengelolaan gas alam dan automotive dimana salah satu pengaplikasiannya yaitu pada radiator.



Gambar 2.7 Radiator (sumber: Riyanto, 2016)

Radiator adalah alat penukar panas yang menggunakan cairan dan gas sebagai fluida kerjanya yang secara luas digunakan pada kendaraan otomotif. Dalam radiator aliran fluida panas (air) bersilangan tegak lurus dengan arah aliran fluida dingin (udara) dan kedua fluida tersebut tidak bercampur (Riyanto, 2016).

Menurut (Suyono, 2010) konstruksi radiator terdiri dari tiga bagian yaitu:

1. Tangki Atas

Tangki atas berfungsi untuk menampung air yang telah panas dari mesin. Tangki atas dilengkapi dengan lubang pengisian, pipa pembuangan dan saluran masuk ke mesin.

2. Tabung Radiator

Tabung radiator berfungsi untuk membuang panas dari air ke udara agar suhu air lebih rendah dari sebelumnya. Tabung radiator terdiri dari pipa yang mengalirkan air dari tangki atas ke tangki bawah dan sirip sirip pendingin, untuk membuang panas air dalam pipa pipa air.

3. Tangki Bawah

Tangki Bawah berfungsi untuk menampung air yang telah didinginkan oleh tabung radiator, kemudian disalurkan ke mesin melalui pompa.

4. Inti Radiator

Inti radiator merupakan bagian yang paling banyak berperan sebagai penukar kalor. Pada bagian ini fluida air yang telah mengalami kenaikan suhu setelah keluar dari water jacket akan masuk kedalam tube, dan secara konveksi akan memindahkan panasnya ke dinding pipa. Selanjutnya panas yang diserap oleh dinding pipa akan diserap lagi secara konduksi kepada fin dan dengan bantuan udara(kipas), udara didorong dengan arah menyilang dengan tujuan melepas kalor yang ada pada fin ke lingkungan secara konveksi.

5. Tube Radiator

Elemen untuk menyalurkan fluida panas dari tangki atas ke tangki bawah dan sebagai element untuk memperluas bidang yang akan mengalami perpindahan kalor sehingga laju perpindahan panasnya meningkat.

6. Fin

Salah satu cara untuk meningkatkan laju perpindahan panas dengan cara memperluas bidang yang mengalami konveksi. Ini dapat dilakukan dengan menggunakan sirip agar dindingnya lebih luas terhadap fluida lingkungan

2.4 Dasar Perhitungan pada *Louvered Fin Flat Tube Heat Exchanger*

Untuk menganalisa performa dari *Louvered-Fin Flat Tube Compact Heat exchanger* dibutuhkan beberapa parameter yang harus dikalkulasi terlebih dahulu diantaranya adalah luas permukaan tube efektif(A_f), luas permukaan efektif total(A_{HE}), luas frontal(A_{fr}), free flow area(A_{ff}), rasio free flow area dengan luas frontal, dan rasio luas perpindahan panas dengan volume total(α).

Berdasarkan berbagai parameter yang telah disebutkan diatas dapat dihitung dengan mengacu pada tipe *Louvered Finned Flat Tube Compact Heat exchanger* yang ada pada buku *Compact Heat exchanger* yang ditulis oleh W. M. Kays dan A. L. London sehingga menghasilkan rumusan sebagai berikut:

1) Luas Permukaan Tube Efektif (A_{tube})

Luas permukaan tube efektif adalah luasan selimut tube yang bersinggungan dengan fluida yang mengalir di luar tube.

$$A_{tube} = \pi x \left(\frac{4(t_{tube} x L_{tube})}{2x t_{tube} + (2x L_{tube})} \right) x P_{tube} x N_{tube} \dots\dots\dots(2.1)$$

Dimana:

- N_{tube} = Jumlah tube
- P_{tube} = Panjang tube
- T_{tube} = Tinggi tube
- L_{tube} = Lebar tube

2) Luas Permukaan sirip efektif (A_f)

Luas permukaan sirip efektif adalah seluruh luas permukaan sirip yang bersinggungan dengan fluida yang mengalir diantara celah celah sirip.

$$A_f = A_{HE} x \beta \dots\dots\dots(2.2)$$

Dimana:

- A_{HE} = Luasan Total Perpindahan Panas
- β = Ratio luas perpindahan panas total dengan volume *heat exchanger*.

3) Luas Permukaan Efektif Total (A_{HE})

Luas permukaan efektif total merupakan luas efektif dari sirip dan tube, yaitu penjumlahan antara luas permukaan tube efektif dan luas permukaan sirip efektif total.

$$A_{HE} = \alpha x V_{HE} \dots\dots\dots(2.3)$$

Dimana:

- α = Ratio luas perpindahan panas total dengan volume *heat exchanger*.
- V_{HE} = Volume *Heat exchanger*

4) Free flow area (A_{ff})

Luas aliran fluida bebas (*free flow area*) merupakan luas penampang *heat exchanger* yang dilalui fluida yang mengalir di luar tube.

$$A_{ff} = \sigma \times A_{fr} \dots\dots\dots(2.4)$$

Dimana:

σ = Rasio free flow area dengan luasan frontal

A_{fr} = Luasan frontal *heat exchanger*

2.5 Efisiensi Fin Tunggal

Fin adalah luasan tambahan yang diberikan pada Heat Exchanger agar menaikkan *effective surface area*. Dengan meningkatnya *effective surface area* maka perpindahan panas yang terjadi pada heat exchanger diharapkan dapat menjadi lebih besar. *Performance* dari fin dapat dinyatakan dengan efisiensi fin yang memiliki rumus sebagai berikut:

$$L_c = TP + \frac{t_{fin}}{2} \dots\dots\dots(2.5)$$

Setelah itu dihitung luasan profil fin (A_p) dengan asumsi tebal fin jauh lebih kecil dari lebarnya maka perimeternya $P = 2W$ sehingga:

$$A_p = L_c \times t_{fin} \dots\dots\dots(2.6)$$

Lalu dihitung nilai mLc dengan persamaan:

$$mLc = \left(\frac{2 \times h_{2.5}}{K \times A_p} \right)^{\frac{1}{2}} \times L_c^{\frac{3}{2}} \dots\dots\dots(2.7)$$

Dimana:

A_p = Luasan profil fin

L_c = Panjang koreksi

t_{fin} = Tebal fin

Tp = Panjang transversal tube

2.6 Konveksi Aliran Internal

Perpindahan panas konveksi pada aliran internal merupakan salah satu proses perpindahan panas yang dipengaruhi oleh banyak faktor. Koefisien perpindahan panas konveksi dipengaruhi oleh diameter, luas permukaan, bentuk objek, arah aliran terhadap

objek, massa jenis fluida, viskositas fluida dll. Faktor faktor tersebut dapat dicari dalam bilangan Nusselt, Reynolds, Prandtl dengan rumus sebagai berikut:

- Bilangan Reynolds

$$ReD = \frac{\rho V D h}{\mu} \dots\dots\dots(2.8)$$

Bilangan tersebut digunakan untuk aliran tertutup pada saluran berpenampang bulat dan untuk aliran melintang silinder.

- Bilangan Nusselt

$$NuD = \frac{hD}{k} \dots\dots\dots(2.9)$$

Bilangan tersebut digunakan untuk aliran tertutup pada saluran berpenampang bulat dan untuk aliran melintang silinder.

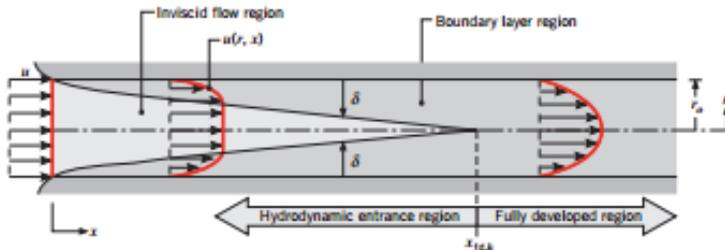
- Bilangan Prandtl

$$Pr = \frac{Cp \cdot \mu}{K} \dots\dots\dots(2.10)$$

- Diameter Hidrolik Tube (D_h)

$$D_h = \frac{4(l \times t)}{(2l+2t)} \dots\dots\dots(2.11)$$

Profil kecepatan pada aliran internal dan profil temperature dapat dilihat pada gambar dibawah :

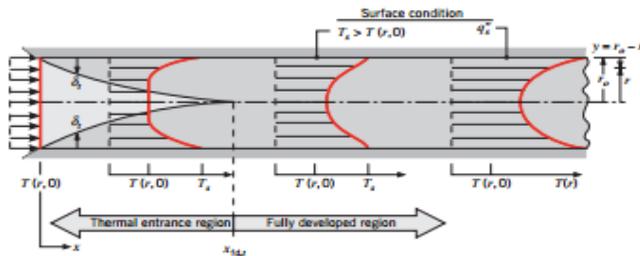


Gambar 2.8 Profil Kecepatan pada aliran internal (Sumber:Incropera)

Sifat aliran fluida pada aliran internal umumnya dikarakteristikan dengan kondisi laminar dan turbulen yang ditunjukkan dengan *Reynolds number*. Namun sifat aliran internal juga dapat dipengaruhi oleh daerah *Hydrodynamic entrance* dan daerah *fully develop flow* seperti gambar 2.7 ketika suatu fluida

bergesekan dengan suatu permukaan maka efek *viscous* mulai berpengaruh dan boundary layer berkembang seiring dengan bertambahnya panjang pipa.

Seiring dengan bertambahnya panjang pipa maka daerah *inviscid* pada boundary layer semakin mengecil sampai akhirnya boundary layer bertemu disatu titik dan tak dapat berkembang lagi. Jarak antara masukan sampai dengan titik dimana boundary layer bertemu disebut daerah *Hydrodynamic entrance* dan daerah setelahnya adalah daerah *fully develop flow*. Dibawah ini merupakan gambar atau profil penampang temperature pada aliran internal yang dikutip dari buku Incropera, yang menunjukkan letak daerah *Hydrodynamic entrance* dan daerah *fully develop flow*.



Gambar 2.9 Profil Temperature pada aliran internal
(Sumber:Incropera)

a. Aliran Laminar

Perpindahan panas pada aliran internal dapat ditinjau pada dua kondisi, yaitu pada saat heat flux permukaan konstan dan pada saat temperature permukaan konstan. Pada aliran internal dan *uniform surface heat flux* yang terjadi didalam *flat-tube*, *nusselt number* nya konstan dan tidak bergantung pada nilai Re , Pr , dan *axial location*(Sumber: Incropera, 2007, hal 507)

- $Nu = \frac{hD}{k} = 4.36$ untuk q'' konstan

- $Nu = \frac{hD}{k} = 3.66$ untuk T_s konstan

b. Aliran Turbulen

Pada aliran turbulen *Nusselt number* dapat dihitung menggunakan persamaan dari Dittus-Boelter. Dengan pengaruh faktor yang diperhitungkan (*cooling* atau *heating*). (Sumber: Incropera, 2007, hal 514)

$$\bullet N_u = 0.023 Re_d^4 Pr^n \dots\dots\dots(2.12)$$

Untuk:

$$\left[\begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_d \geq 10000 \\ \frac{l}{d} \geq 10 \end{array} \right]$$

Dimana $n = 0.4$ untuk proses heating ($T_s > T_m$) dan $n = 0.3$ untuk proses cooling ($T_s < T_m$). Setelah menghitung nilai *nusselt number*, koefisien perpindahan panas rata rata untuk aliran fluida melewati susunan *flat-tube* dapat kita dapatkan dengan persamaan berikut ini:

$$\bar{h} = \frac{Nu_d \cdot k}{d} \dots\dots\dots(2.13)$$

Perpindahan panas akibat aliran fluida diluar pipa dapat dianalisis sebagai perpindahan panas secara konveksi yang mengalir melewati fin. Koefisien perpindahan panas rata-rata untuk aliran fluida yang melewati susunan fin didapatkan dengan persamaan berikut ini (Incropera, 2007).

$$G = \frac{\rho \cdot V_{ff}}{A_{ff}} = \frac{\dot{m}}{A_{ff}} \dots\dots\dots(2.14)$$

$$h = G \times St \times cp \dots\dots\dots(2.15)$$

Dimana:

- G = Maksimum mass velocity
- St = Stanton number
- cp = Spesifik Heat

Nilai St dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$j = St \times Pr^{\frac{2}{3}} \dots\dots\dots(2.16)$$

Dimana:

- j = Colburn factor
- Pr = Prandtl number

Nilai *stanton number* dari persamaan diatas dapat dicari menggunakan rumus dibawah.

$$j = \frac{D_h}{4L} \times \ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right) \times P_r^{\frac{2}{3}} \dots\dots\dots(2.17)$$

$$s_t = \frac{D_h}{4L} \times \ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right) \dots\dots\dots(2.18)$$

Kemudian mencari Re pada sisi gas menggunakan rumus:

$$Re_{gas} = \frac{G \times D_h}{\mu} \dots\dots\dots(2.19)$$

Metode ΔT_{LMTd}

Metode yang umumnya digunakan untuk perancangan dan perhitungan unjuk kerja peralatan penukar panas. (Incropera, 2007, hal 676)

$$q = F \cdot U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTd} \dots\dots\dots(2.20)$$

Harga ΔT_{LMTd} dapat ditentukan dengan mengetahui harga suhu masuk dan suhu keluar kedua fluida kerja dalam Heat Exchanger, sehingga persamaan diatas menjadi:

$$q = F \cdot U \cdot A \cdot \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \dots\dots\dots(2.21)$$

Dimana:

- q = Heat Transfer (W)
- U = Overall Heat Transfer (kW/m²K)
- A = Luas bidang perpindahan panas (m²)

2.7 Computational Fluid Dynamics

Computational Fluid Dynamics (CFD) merupakan metode yang digunakan untuk menyelesaikan permasalahan yang melibatkan aliran fluida, perpindahan panas dan proses fisik lain secara numerik. Aliran fluida pada daerah yang terbatas akan dimodelkan dengan persamaan-persamaan tertentu sesuai dengan kondisi batas pada daerah tersebut.

Terdapat 3 tahapan dalam penggunaan *CFD* yaitu:

a. *Pre-Processing*

Tahap pre-processing merupakan tahap awal penyelesaian dari permasalahan dengan melakukan beberapa kegiatan seperti berikut.

- Pendefinisian geometri dan domain komputasi.
- *Grid generation* yaitu membagi domain komputasi menjadi lebih kecil (*cell*).
- Pendefinisian karakteristik fluida.
- Pendefinisian kondisi batas pada *cell* yang berbatasan dengan batas domain.

b. *Solver*

Solusi numerik bisa didapatkan melalui beberapa metode seperti *finite difference*, *finite element* dan *spectral method*. Metode numerik yang menjadi dasar dari *solver* dalam menyelesaikan masalah adalah sebagai berikut:

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

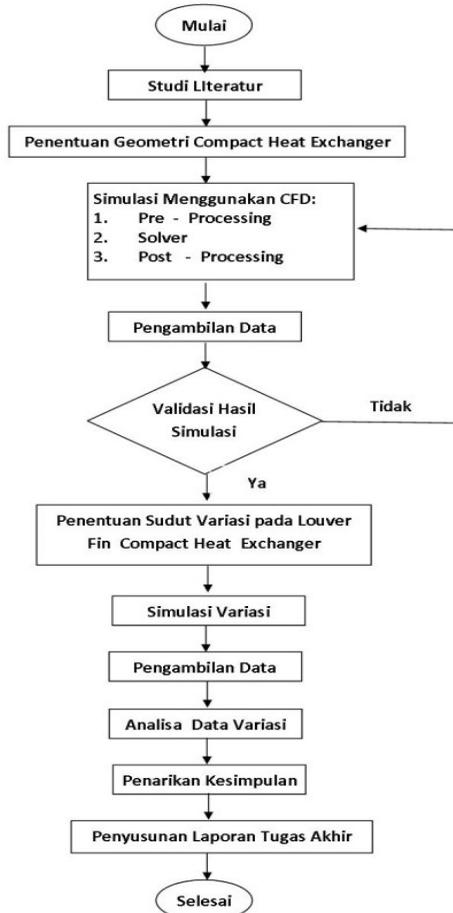
c. *Post Processing*

Post processing merupakan tahap akhir dalam CFD. Hasil pengerjaan dapat ditampilkan dalam bentuk grafik, kontur maupun animasi. Beberapa hasil yang dapat ditampilkan diantaranya adalah *display grid*, plot vector, plot kontur, *particle tracking* dan lain sebagainya.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

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



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.2 Studi Literatur

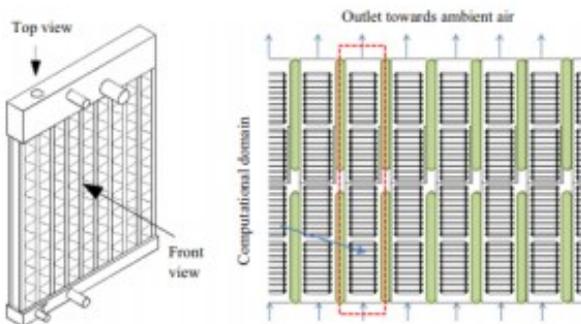
Langkah ini dilakukan untuk memberi pemahaman konsep dasar yang berkaitan dengan tugas akhir ini. Referensi yang digunakan pada tugas akhir ini berasal dari buku dan jurnal ilmiah yang berjudul “Experimental and parametric studies of a *louvered fin and flat tube Compact Heat exchanger*. Sedangkan konsep dasar yang dipelajari adalah *heat exchanger*, dan karakteristik perpindahan panas.

3.3 Simulasi CFD

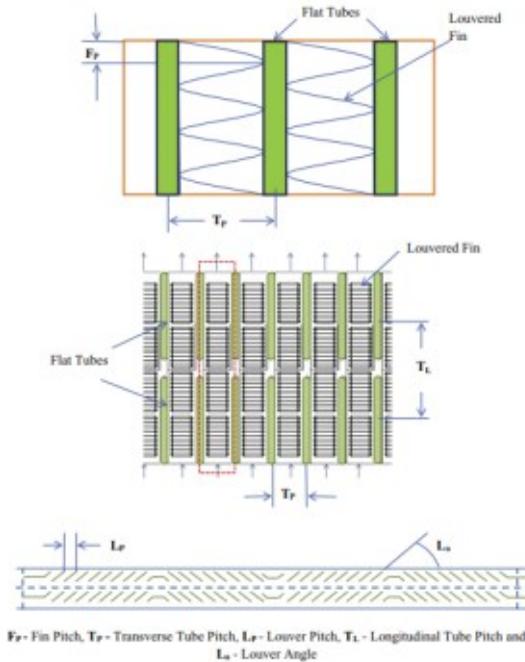
Proses simulasi dengan menggunakan CFD terdiri dari lima langkah yaitu pembuatan geometri, *meshing*, *pre-processing*, *solver*, *post-processing*. Berikut adalah penjelasan lebih lanjut mengenai langkah-langkah yang telah disebutkan.

a) Pembuatan Geometri

Geometri yang digunakan pada tugas akhir ini mengacu pada penelitian yang dilakukan oleh P.Karthik, V. Kumaresan, R. Velraj (2015). Model *heat exchanger* yang digunakan adalah *fin-and-flat tube compact heat exchanger* dengan jarak antar *fin* 1.5 mm, jarak antar *louver* 1.2 mm, sudut *louver* 26° dan ketebalan fin 0.1 mm dengan jumlah tube 2 dan susunan *tube* adalah *inline*. *Fin* yang digunakan berdimensi 67.2 mm x 51 mm seperti pada **Gambar 3.2** berikut.



Gambar 3.2 Geometri *Fin* Acuan(Sumber:P.Karthik dkk)

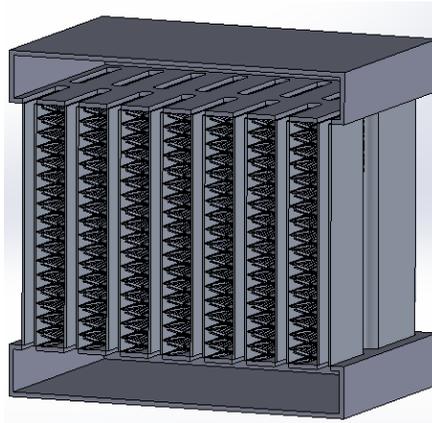


Gambar 3.3 Konfigurasi Fin dan Tube(Sumber:P.Karthik dkk)
Tabel 3.1 Desain Dimensi *Compact Heat exchanger Louvered Fin Flat Tube*.(Sumber:P.Karthik dkk)

Geometri Parameter dari radiator Flat Tube	
Tinggi Tube	2.45 mm
Lebar Tube	23 mm
Panjang Tube	41 mm
Jumlah Tube	14
Bentuk Susunan Tube	Aligned
Jarak Tube Transversal	9.6 mm
Jarak Tube Longitudinal	28 mm

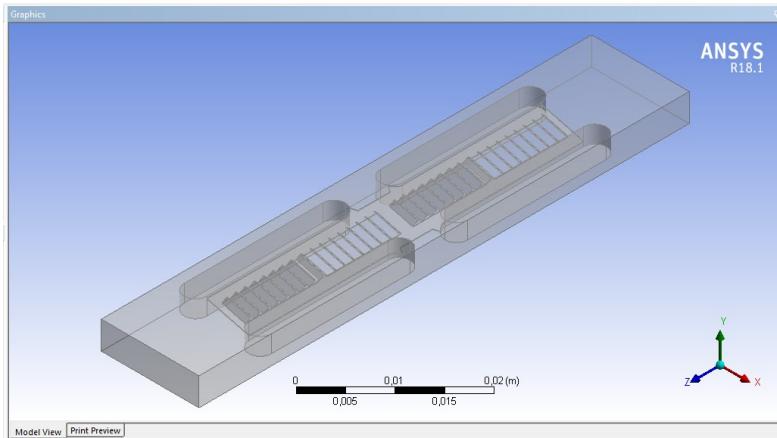
Geometri Parameter dari radiator	
Fin	
Jumlah Fin	14 x 7
Tinggi Fin	3 mm
Lebar Fin	6.25 mm
Panjang Fin	51 mm
<i>Core Compact Heat exchanger</i>	
Tinggi <i>Compact</i> HE	42 mm
Panjang <i>Compact</i> HE	67.2 mm
Lebar <i>Compact</i> HE	51 mm

Dari data dimensi yang diperoleh dari jurnal referensi P. Karthik dkk maka dibuat geometri compact heat exchanger seperti gambar dibawah:



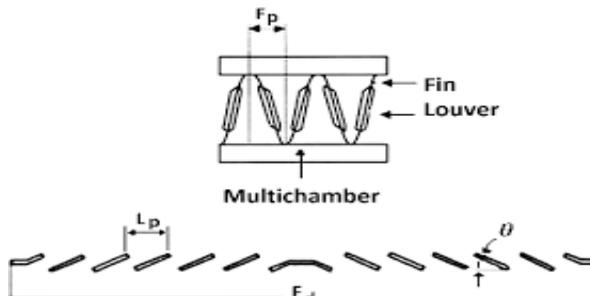
Gambar 3.4 Geometri pada simulasi

Dari data dimensi yang diperoleh dari jurnal referensi P. Karthik dkk maka dibuat geometri buatan agar lebih mudah untuk disimulasikan seperti gambar dibawah:



Gambar 3.5 Geometri pada simulasi

Tube yang digunakan berdiameter 3.2 mm dengan tinggi 2.45 mm dan panjang 19.8 mm. Adapun jenis fin yang digunakan adalah tipe *multilouver fin* dengan rincian seperti pada **Gambar 3.5**

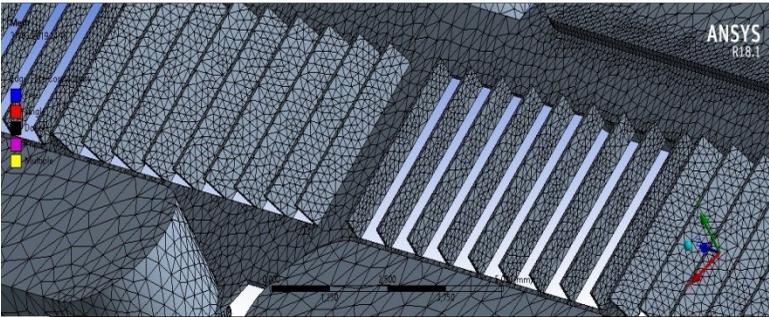


Gambar 3.6 *Louver fin* tampak atas dan samping.

Variasi yang akan dilakukan terhadap *sudut louver* yaitu 31° , 36° , 41° , dan 46° . Dengan beberapa perbedaan kecepatan aliran udara pada setiap masing masing sudut pada *louver fin*.

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 3.7 *Meshing* pada daerah sekitar *louver fin*

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*.



Gambar 3.8 Mesh metric spectrum

Tabel 3.2 Hasil meshing untuk semua variasi

Parameter	Variasi Sudut Louver Fin			
	Sudut 31	Sudut 36	Sudut 41	Sudut 46
Max(Skewness)	0,83	0,84	0.84	0.84
Nodes	299.930	149.885	171.717	150.126
Element	823.453	754.648	874.760	756.781

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 jurnal yang diterbitkan oleh P. Karthik (2015) yaitu:

Tabel 3.3 Kondisi batas pada tugas akhir

Kondisi Batas	Keterangan	
Inlet Udara	Tipe	Velocity Inlet
	Kecepatan 1	2.5 m/s
	Kecepatan 2	7.5 m/s
	Temperature	310 K
Outlet Air	Tipe	Velocity Inlet
	Temperature	363 K
Louver fin	Tipe	Stationary Wall
	Kondisi	Coupled

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* standar. Proses komputasi dikatakan selesai ketika nilai RMS berada dibawah

10^{-4} . Apabila proses komputasi selesai, maka hasil simulasi dapat dilanjutkan pada tahap *post-processing*.

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.

3.4 Analisa Data

Setelah melalui proses simulasi CFD, data hasil simulasi berupa kountur kecepatan dan temperatur setiap variasi nantinya 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 akhirdapatdimulai.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Validasi Hasil Simulasi

Validasi merupakan proses yang dilakukan untuk mengetahui apakah hasil simulasi yang dilakukan telah sesuai atau berjalan dengan benar. Proses validasi pada tugas akhir ini dilakukan dengan cara membandingkan temperatur udara yang keluar pada radiator (*compact heat exchanger*) dengan memvariasikan kecepatan pada sisi inlet air.

Tabel 4.1 Input Data Validasi(Sumber: P. Karthik dkk)

Validasi	Kecepatan Udara(m/s)	Temperature Udara masuk(K)	Water Flow Rate(m ³ /s)	Temperature Air masuk(K)
VC	5.5	310	0.110	363

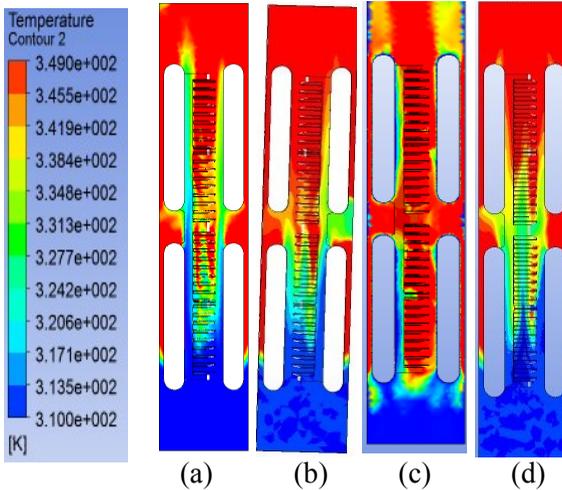
Tabel 4.2 Hasil Validasi Simulasi Tugas Akhir.

Hasil Validasi	ΔT Percobaan(C)	ΔT Simulasi(C)	Error(%)
VC 2	29.9	32.8	7%

Dari **Tabel 4.1** yang diperoleh dari referensi jurnal P. Karthik dkk menggunakan data kecepatan udara sebesar 5.5 m/s dan temperature udara sebesar 310 C. Dapat dilihat pada **Tabel 4.2** dimana perbedaan atau selisih temperatur udara antara hasil experiment yang dilakukan pada jurnal P. Karthik dkk dengan simulasi CFD didapatkan error atau penyimpangan nilai suhu sebesar 7%. Dengan hasil simulasi sebesar 32.6 C dan hasil experiment dari jurnal P. Karthik dkk sebesar 29.9 C. Penyimpangan bisa disebabkan oleh ketidakpastian dipengukuran eksperimental dan juga numerik kesalahan yang dikaitkan dengan model turbulensi yang digunakan. Oleh karena itu geometri yang ada pada tugas akhir ini sudah tervalidasi dengan jurnal referensi.

4.2 Pengaruh Sudut Kemiringan *Louver fin* Terhadap Distribusi Temperature.

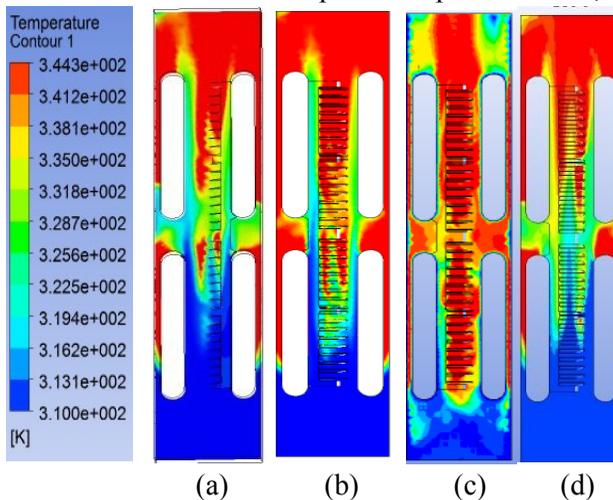
Pada sub bab ini, pengaruh sudut kemiringan terhadap distribusi temperatur pada *louver fin dan flat tube heat exchanger* akan dianalisa lebih lanjut. Hasil simulasi CFD yang telah dilakukan dapat dilihat melalui **Gambar 4.1** berikut.



Gambar 4.1 Distribusi temperatur setiap variasi pada kecepatan udara 2.5 m/s (a) sudut louver 31°, (b) sudut louver 36°, (c) sudut louver 41°, (d) sudut louver 46°

Berdasarkan **Gambar 4.1** diatas, dapat dilihat bahwa distribusi temperatur pada variasi sudut louver dari sudut 31° sampai sudut 46° dengan kecepatan udara 2.5 m/s memiliki distribusi temperature yang tidak merata mulai dari inlet udara hingga outlet udara. Hal tersebut ditunjukkan pada warna biru tua yang dominan pada inlet air sampai saat udara mulai mengalir terjadi perubahan warna countur mulai dari biru muda, hijau muda, kuning dan dominan warna merah saat akan melewati outlet air. Hal ini menandakan terjadi peningkatan beda temperature udara yang mengidentifikasi adanya peristiwa perpindahan panas (heat transfer) dari sisi air panas menuju udara.

Gambar 4.1 (a), (b), (c) dan (d) menampilkan distribusi temperatur pada variasi kecepatan udara sebesar 2.5 m/s dengan sudut louver fin 31° sampai sudut 46° dimana pada setiap variasi sudut louver fin warna countur yang paling dominan adalah warna merah pada bagian tengah sampai akhir dari geometri radiator yang disimulasikan hal itu dikarenakan udara dingin yang masuk mulai menyerap panas dari sisi air panas yang mengalir pada tube dan kecepatan udara juga mempengaruhi perpindahan panas yang terjadi karena adanya fenomena *duct flow* dimana ketika ada aliran dengan *reynolds number* rendah aliran tersebut akan mengalir lurus atau sejajar ke arah axial dari saluran tube. Oleh karena itu, perlu dilihat temperature udara yang keluar dari masing masing variasi sudut *louver fin* yaitu sudut 31° sebesar 349 K, sudut 36° sebesar 348.8 K, sudut 41° sebesar 348 K dan sudut 46° sebesar 349.3 K. Sehingga didapatkan nilai outlet temperature udara tertinggi dan terendah yaitu pada variasi sudut louver fin 46° sebesar 349,3K dan variasi sudut 41° sebesar 348K pada kecepatan udara 2,5 m/s



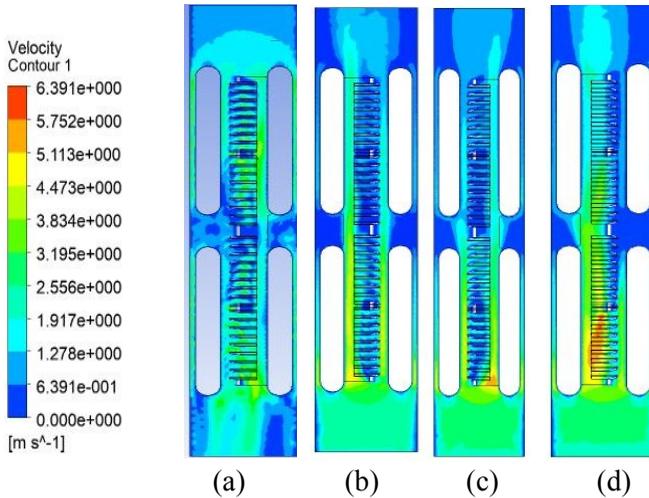
Gambar 4.2 Distribusi temperatur setiap variasi pada kecepatan udara 7.5 m/s (a) sudut louver 31° , (b) sudut louver 36° , (c) sudut louver 41° , (d) sudut louver 46°

Berdasarkan **Gambar 4.2** diatas, dapat dilihat bahwa distribusi temperatur pada variasi sudut louver dari sudut 31° sampai sudut 46° dengan kecepatan udara 7.5 m/s. Dapat dilihat bahwa setiap variasi memiliki warna countur yang berbeda dan lebih beragam jika dibandingkan dengan variasi countur temperature pada kecepatan udara 2.5 m/s, hal ini dapat dilihat dari variasi warna countur yang muncul dari biru tua, biru muda, hijau muda, kuning tua, kuning muda dan pada variasi ini warna merah tidak terlalu mendominasi. Hal ini mengidentifikasi adanya peristiwa perpindahan panas dari sisi air panas menuju udara yang cukup baik yang berpengaruh dengan nilai temperature udara yang keluar dari radiator.

Gambar 4.2 (a), (b), (c) dan (d) menampilkan distribusi temperatur pada variasi kecepatan udara sebesar 7.5 m/s dengan sudut louver fin 31° sampai sudut 46° dimana diperoleh perbedaan warna countur dengan variasi kecepatan udara sebesar 2.5 m/s. Hal ini juga mempengaruhi nilai perbedaan temperature antara udara yang masuk dan udara yang keluar dari radiator. Dimana semakin kecil perbedaan temperature udara yang masuk dan keluar maka perpindahan panas yang terjadi semakin baik, karena panas dari sisi air didalam tube dapat diserap oleh udara yang mengalir melalui fin dan tube. Pada setiap variasi sudut louver fin memiliki distribusi warna countur yang beragam dan tidak lagi didominasi dengan countur warna merah karena pada variasi kecepatan udara 7.5 m/s terjadi perpindahan panas yang lebih baik terlihat dari beberapa bagian dari louver fin memiliki warna countur beragam dari hijau muda, kuning muda, biru yang cukup banyak. Kecepatan udara juga mempengaruhi perpindahan panas, semakin cepat laju aliran udara yang masuk maka aliran udara akan mengalir ke daerah louver fin . Oleh karena itu, perlu dilihat temperature udara yang keluar dari masing masing variasi sudut *louver fin* yaitu sudut 31° sebesar 344.3K, sudut 36° sebesar 339K, sudut 41° sebesar 340.5K dan sudut 46° sebesar 343.2K. Sehingga didapatkan nilai outlet temperature udara terendah pada variasi sudut louver fin 36° pada kecepatan udara 7,5 m/s yaitu sebesar 339K

4.3 Pengaruh Sudut Kemiringan *Louver fin* Terhadap Distribusi Kecepatan

Selain distribusi temperatur, analisa data juga dilakukan terhadap distribusi kecepatan untuk setiap variasi yang disimulasikan seperti pada **Gambar 4.3** berikut.

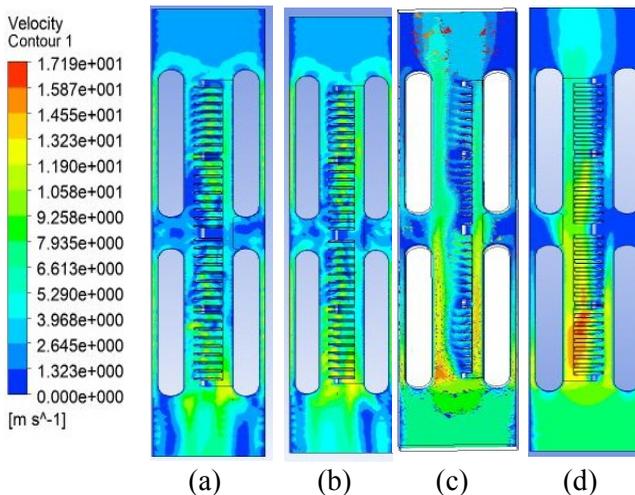


Gambar 4.3 Distribusi kecepatan setiap variasi pada kecepatan udara 2.5 m/s (a) sudut louver 31°, (b) sudut louver 36°, (c) sudut louver 41°, (d) sudut louver 46°

Distribusi kecepatan udara hasil simulasi seperti pada **Gambar 4.3** menunjukkan pengaruh variasi sudut *louver fin* dengan kecepatan udara yang masuk sebesar 2.5 m/s. **Gambar 4.3** (a) adalah distribusi kecepatan udara sudut *louver fin* 31°. Kecepatan maksimal yang dihasilkan pada konfigurasi tersebut sekitar 3.5 m/s. (b) adalah distribusi kecepatan udara sudut *louver fin* 36°. Kecepatan maksimal yang dihasilkan pada konfigurasi tersebut sekitar 4.6 m/s. (c) adalah distribusi kecepatan udara sudut *louver fin* 41°. Kecepatan maksimal yang dihasilkan pada konfigurasi tersebut sekitar 5 m/s. (d) adalah distribusi kecepatan udara sudut *louver fin* 46°. Kecepatan maksimal yang dihasilkan pada konfigurasi tersebut sekitar 5.5 m/s. Dari hasil countur yang

diperoleh kecepatan udara maximal terletak pada daerah sekitar *louver fin*, hal ini dikarenakan struktur aliran turbulen yang diakibatkan karena variasi kemiringan sudut *louver fin*, selain itu penambahan *louver fin* dapat meningkatkan laju aliran yang melewatinya yang dapat meningkatkan laju perpindahan panas.

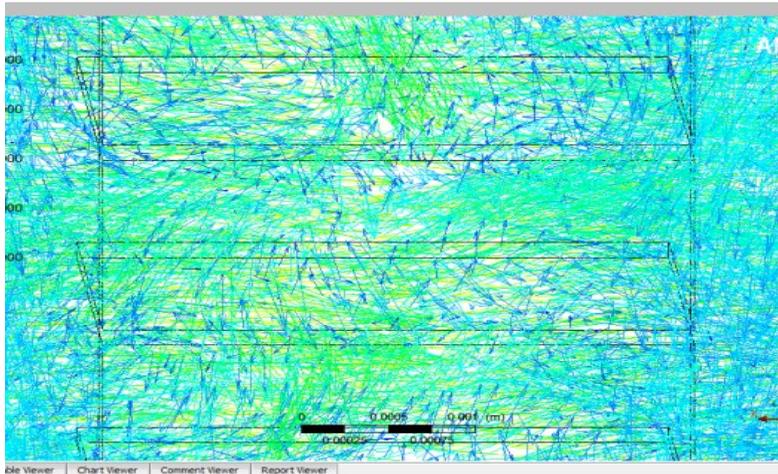
Sedangkan untuk analisa distribusi dengan variasi kecepatan udara yang masuk sebesar 7.5 m/s seperti pada **Gambar 4.4** dibawah ini:



Gambar 4.4 Distribusi kecepatan setiap variasi pada kecepatan udara 7.5 m/s (a) sudut louver 31°, (b) sudut louver 36°, (c) sudut louver 41°, (d) sudut louver 46°

Distribusi kecepatan udara hasil simulasi seperti pada **Gambar 4.4** menunjukkan pengaruh variasi sudut *louver fin* dengan kecepatan udara yang masuk sebesar 7.5 m/s. **Gambar 4.4** (a) adalah distribusi kecepatan udara sudut *louver fin* 31°. Kecepatan maksimal yang dihasilkan pada konfigurasi tersebut sekitar 12 m/s. (b) adalah distribusi kecepatan udara sudut *louver fin* 36°. Kecepatan maksimal yang dihasilkan pada konfigurasi tersebut sekitar 11.9 m/s. (c) adalah distribusi kecepatan udara sudut *louver fin* 41°. Kecepatan maksimal yang dihasilkan pada

konfigurasi tersebut sekitar 13.2 m/s. (d) adalah distribusi kecepatan udara sudut *louver fin* 46° . Kecepatan maksimal yang dihasilkan pada konfigurasi tersebut sekitar 14.5 m/s. Dari hasil countur yang diperoleh kecepatan tertinggi berada pada daerah *louver fin* karena terjadi fenomena *louver*, semakin cepat laju aliran udara yang masuk maka aliran udara akan mengalir ke daerah louver fin seperti pada **Gambar 4.5** dibawah:



Gambar 4.5 Terjadinya olakan didaerah *louver fin*

Pada gambar diatas menjelaskan bahwa *louver fin* dapat memecah dan mengganggu pola streamline dari fluida yang mengalir, akibatnya lintasan dan luasan bebas alir fluida yang mengalir antara fin dengan tube, sehingga akan meningkatkan kecepatan alir fluida. Semakin tinggi laju aliran fluida menyebabkan olakan yang terjadi pada daerah louver fin yang mengakibatkan terjadi aliran turbulen, dimana partikel-partikel fluida bergerak secara acak dengan kecepatan yang berfluktuasi sesuai dengan nilai *reynolds number* pada daerah sekitar *louver fin*.

Tabel 4.3 Data untuk *Compact Heat exchanger* tipe *Louvered plate-fin*.

Parameter	Nilai
Fin Pitch	0.0015 m
Fin Area/ Total Area(β)	0.25 m
Hidraulic Diameter	0.0044 m
Fin thickness	0.0001 m
Total Heat Transfer Area/Total volume(α)	215.27 m ² /m ³
Free Flow Area/ Frontal area(σ)	0.67
Tinggi Tube	0.00245 m
Lebar Tube	0.023 m
Panjang Tube	0.0041 m
Jarak Tube Transversal	0.0096 m
Jarak Tube Longitudinal	0.028 m
Frontal Area	0.00282 m ²
Free Flow Area(A_{ff})	0.00188 m ²
A_{fin}	0.00184 m ²
Volume HE	0.000144 m ³
Total Heat Transfer Area	0.031 m ²
Jumlah Tube	14
A_{tube}	0.008 m ²

Berdasarkan **Tabel 4.3** merupakan nilai parameter-parameter yang harus dikalkulasi terlebih dahulu sebelum menghitung nilai koefisien perpindahan panas baik dari sisi udara maupun sisi air. Selanjutnya, menghitung parameter pada sisi air dengan bilangan *Reynolds* hasil perhitungan yang akan digunakan untuk menentukan jenis aliran yang terjadi dan kemudian mencari nilai *Prandtl number* menggunakan **persamaan 2.10** selanjutnya untuk menghitung bilangan *Nusselt* menggunakan **persamaan 2.9** dan untuk perhitungan *reynolds number* (Re_d) menggunakan **persamaan 2.8**. Berikut merupakan hasil perhitungan bilangan *Nusselt* dan Re_d pada tugas akhir ini.

Tabel 4.4 Perhitungan pada sisi air

No	Kecepatan Air	<i>Nusselt number</i>	Re_d
1	0.1 m/s	367.95	134793.6
2	0.2 m/s	1542.84	808761.9

Perhitungan bilangan *Nusselt* yang sudah dilakukan menunjukkan hubungan linier antara bilangan *Reynolds* dan *Nusselt*. Kemudian, bilangan *Nusselt* yang sudah dihitung dimasukkan ke dalam **persamaan 2.13** agar didapatkan nilai koefisien konveksi pada masing-masing kecepatan pada sisi water seperti pada **Tabel 4.5** berikut.

Tabel 4.5 Nilai Koefisien Konveksi

No	Kecepatan Air	Koefisien Konveksi ($\frac{W}{m^2K}$)
1	0.1 m/s	52683.75
2	0.2 m/s	220906.64

Berdasarkan **Tabel 4.5** diatas nilai koefisien konveksi pada sisi air dimana dengan kecepatan aliran tersebut sudah termasuk dalam range aliran turbulen dengan melihat nilai *reynolds number* dan diperoleh nilai koefisien konveksi seperti yang ada diatas. Selanjutnya melakukan perhitungan pada sisi udara yaitu *Mass Velocity* menggunakan **persamaan 2.14**, *Reynolds Number* menggunakan **persamaan 2.19** dan *Stanton Number* menggunakan rumus pada **persamaan 2.18** dan didapatkan hasil seperti pada **Tabel 4.6** berikut:

Tabel 4.6 Perhitungan pada sisi udara

No	Kecepatan Udara	<i>Mass velocity</i> (kg/m ² s)	<i>Reynolds number</i>
1	2.5 m/s	2.93	650.126
2	7.5 m/s	8.83	1959.03

Berdasarkan **Tabel 4.6** diatas didapatkan nilai *Mass Velocity* dan *Reynolds Number* kemudian dari data diatas kita dapat menghitung nilai *Stanton Number* dan nilai koefisien konveksi pada setiap variasi sudut louver dengan kecepatan udara 2.5 m/s dan 7.5 m/s menggunakan rumus **pada persamaan 2.18** dan **persamaan 2.15** dan didapatkan hasil seperti pada **Tabel 4.7** berikut:

Tabel 4.7 Perhitungan pada sisi udara

No	Variasi Sudut dan Kecepatan Udara Masuk		<i>Stanton Number</i>	h (W/m ² K)
1	Sudut 31	2.5 m/s	0.0094	35.4
		7.5 m/s	0.011	97.1
2	Sudut 36	2.5 m/s	0.015	44.8
		7.5 m/s	0.012	107.63
3	Sudut 41	2.5 m/s	0.016	47
		7.5 m/s	0.014	123.4
4	Sudut 46	2.5 m/s	0.011	31.6
		7.5 m/s	0.0097	85.6

Berdasarkan **Tabel 4.7** diatas diperoleh nilai koefisien konveksi dan *Stanton Number* pada sisi udara, dari hasil diatas dapat diketahui bahwa besarnya nilai koefisien konveksi disisi udara bergantung pada kecepatan udara yang masuk, nilai *Stanton Number* dimana semakin tinggi kecepatan udara maka nilai koefisien konveksi sisi udara juga meningkat kemudian dari data diatas selanjutnya digunakan untuk perhitungan nilai perpindahan panas pada variasi sudut 41, kemudian dari nilai koefisien konveksi kita dapat menghitung nilai efisiensi fin tunggal untuk variasi sudut louver 41 dengan menggunakan **persamaan 2.5** sampai **persamaan 2.7** dan didapatkan hasil seperti pada **Tabel 4.8** berikut:

Tabel 4.8 Perhitungan Overall Heat Transfer

No	h (W/m ² K)	Efisiensi Fin Tunggal	Efisiensi Overall Fin
1	47	0.77	0.94
2	123.4	0.65	0.91

Berdasarkan **Tabel 4.8** diatas diperoleh nilai efisiensi fin tunggal dan efisiensi overall fin pada setiap nilai koefisien konveksi, dari hasil diatas dapat dilihat bahwa semakin besar nilai

koefisien konveksinya maka efisiensi fin rendah. Kemudian dari data yang telah diperoleh digunakan untuk mencari nilai perpindahan panas menggunakan rumus pada **persamaan 2.20** dengan mengetahui nilai ΔT dari setiap variasi sudut yang telah kita simulasi dan selanjutnya dari perhitungan tersebut kemudian diolah kembali dan dimasukkan kedalam **persamaan 2.20** untuk mengetahui nilai perpindahan panas dari setiap variasi sudut dan didapatkan hasil seperti pada **Tabel 4.9** berikut:

Tabel 4.9 Perhitungan perpindahan panas

No	Variasi Sudut		ΔT	q (watt/m ²)
1	Sudut 31	2.5 m/s	13.33	13.8
		7.5 m/s	15.7	48.3
2	Sudut 36	2.5 m/s	11.76	17.4
		7.5 m/s	20	66.73
3	Sudut 41	2.5 m/s	14.3	21.8
		7.5 m/s	20.6	78.8
4	Sudut 46	2.5 m/s	11.2	10.76
		7.5 m/s	16.6	44.2

Berdasarkan **Tabel 4.9** diatas diperoleh nilai perpindahan panas tertinggi pada variasi sudut louver 41 dengan kecepatan udara 7.5 m/s dengan nilai perpindahan panas sebesar 78.8 watt/m² dan untuk kecepatan udara 2.5 m/s nilai perpindahan panas sebesar 21.8 sedangkan nilai perpindahan panas terendah pada variasi sudut louver 46 dengan kecepatan udara 2.5 m/s dengan nilai perpindahan panasnya sebesar 10.76 watt/m² dan untuk kecepatan udara 7.5 m/s sebesar 44.2 watt/m². Hal ini mungkin dikarenakan karena pada sudut 41 dengan kecepatan udara 7.5 m/s memiliki perbedaan suhu (ΔT) yang tinggi dimana besarnya perbedaan suhu (ΔT) berbanding lurus dengan nilai perpindahan panas.

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:

1. Dengan memvariasi kecepatan pada sisi udara dan sisi air dapat meningkatkan nilai heat transfer pada *louver fin-flat tube compact heat exchanger*.
2. Untuk variasi kecepatan udara 2.5 m/s dan 7.5 m/s, nilai heat transfer yang paling baik pada sudut *louver fin* 41° dengan nilai heat transfer sebesar 21.8 watt/m² dan 78.8 watt/m².

5.2 Saran

Adapun saran yang dapat penulis berikan dalam tugas akhir ini adalah:

Adanya penelitian mengenai design geometri *compact heat exchanger* (ketebalan *louver*) untuk mengetahui performa atau kinerja perpindahan panas agar dapat dibandingkan sehingga dapat mengetahui hasil yang paling optimal.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

- [1] A. Nuntaphan, S. Vithayasai, T. Kiatsiriroat, C. Wang, Effect of inclination angle on free convection thermal performance of louver finned heat exchanger, *Int. J. Heat Mass transfer*. 50 (2007) 361-366.
- [2] A. Vaisi, M. Esmailpour, H. Taherian, Experimental investigation of geometry effects on the performance of a compact louvered heat exchanger, *Appl. Therm. Eng.* 31 (2011) 3337-3346.
- [3]] Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer Seventh Edition*. Canada: John Wiley and Sons.
- [4] J. Dong, J. Chen, Z. Chen, W. Zhang, Y. Zhou, Heat transfer and pressure drop correlation for the multi-louvered fin compact heat exchanger, *Energy Convers. Manage* 48 (2007).
- [5] P. Karthik, L. A. Sheik Ismail, N. Kulasekharan, R. Velraj, Experimental and numerical investigation of a louvered fin and elliptical tube compact heat exchanger, *Thermal Sci.* 19 (2015).
- [6] R. K. Shah and D. P. Sekulic, “Nonuniform Overall Heat Transfer Coefficient in Conventional Heat Exchanger Design Theory Revisited”, *ASME. Heat Transfer*, vol. 120, May 1998.
- [7] W. M. Kays and A. L. London, *Compact heat exchanger*, 3d ed., McGraw-Hill, New York, 1984.
- [8] X. Zhang, D. K. Tafti, Flow efficiency in multi-louvered fins, *J. Heat Mass transfer*, 46 (2003) 1737-1750.

LAMPIRAN

Perhitungan Luas perpindahan panas untuk menganalisa performa dari *Louvered Fin-Flat tube Compact Heat exchanger* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

- $A_{fin} = N_{fin} \times L_{fin} \times t_{fin}$
 $A_{fin} = 7 \times 14 \times 6.25 \text{ mm} \times 3 \text{ mm}$
 $A_{fin} = 1837.5 \text{ mm}^2$ atau 0.00184 m^2
- $A_{tube} = \pi \times \frac{4(t_{tube} \times l_{tube})}{(2 \times t_{tube}) + (2 \times l_{tube})} \times P_{tube} \times N_{tube}$
 $A_{tube} = 3.14 \times \frac{4(2.45 \times 23)}{(2 \times 2.45) + (2 \times 23)} \times 41 \times 14$
 $A_{tube} = 0.008 \text{ m}^2$
- $A_{\text{heat transfer}} = A_{fin} + A_{tube}$
 $A_{\text{heat transfer}} = 0.00184 \text{ m}^2 + 0.029 \text{ m}^2$
 $A_{\text{heat transfer}} = 0.031 \text{ m}^2$
- $\beta = A_{fin} : A_{HE}$
 $\beta = \frac{0.00184 \text{ m}^2}{0.031 \text{ m}^2} = 0.059$
- $A_f = A_{HE} \times \beta$
 $A_f = 0.031 \text{ m}^2 \times 0.059$
 $A_f = 0.0018 \text{ m}^2$
- $A_{HE} = \alpha \times V_{HE}$
 $\alpha = A_{\text{heat transfer}} : V_{HE}$
 $\alpha = 0.031 \text{ m}^2 : 0.000144 \text{ m}^3$
 $\alpha = 215.27 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$

- $V_{HE} = p \times l \times t$
 $V_{HE} = 51 \times 67.2 \times 42$
 $V_{HE} = 143942.4 \text{ mm}^3$ atau 0.000144 m^3
- $A_{ff} = \sigma \times A_{fr}$
 $A_{ff} = \text{Free flow area (luasan HE tanpa tube)}$
 $A_{ff} = 44.8 \times 42 = 1881.6 \text{ mm}^2$ atau 0.00188 m^2
 $\sigma = \frac{0.00188}{0.00282} = 0.67$
- $A_{fr} = \text{Luasan frontal HE}$
 $A_{fr} = 67.2 \times 42$
 $A_{fr} = 0.00282 \text{ m}^2$

Diameter Hydraulic (D_h)

- $D_h = \frac{4(L \times t)}{(2L+2t)}$, $D_h = \frac{4(23 \times 2.45)}{(2 \times 23) + (2 \times 2.45)} = \frac{225.4}{50.9} = 4.43 \text{ mm}$
 atau 0.0044 m^2

Perhitungan \dot{m}_{udara} pada kecepatan 2.5 m/s

- $Q = V \times A_{fin}$
 $Q = 2.5 \text{ m/s} \times 0.00184 \text{ m}^2$
 $Q = 0.0046 \text{ m}^3/\text{s}$
- $\dot{m}_{udara} = Q \times \rho_{udara}$
 $\dot{m}_{udara} = 0.0046 \text{ m}^3/\text{s} \times 1.2 \text{ kg/m}^3$
 $\dot{m}_{udara} = 0.00552 \text{ kg/s}$

Perhitungan \dot{m}_{udara} pada kecepatan 7.5 m/s

- $Q = V \times A_{fin}$
 $Q = 7.5 \text{ m/s} \times 0.00184 \text{ m}^2$
 $Q = 0.0138 \text{ m}^3/\text{s}$
 $\dot{m}_{udara} = 0.0138 \text{ m}^3/\text{s} \times 1.2 \text{ kg/m}^3$
 $\dot{m}_{udara} = 0.0166 \text{ kg/s}$

Perhitungan mass velocity(G) sisi udara

$$G = \frac{\rho \cdot V_{ff}}{A_{ff}} = \frac{\dot{m}_{udara}}{A_{ff}}$$

$$G_{(2.5)} = \frac{0.00552 \text{ kg/s}}{0.00188 \text{ m}^2} = 2.93 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}$$

$$G_{(7.5)} = \frac{0.0166 \text{ kg/s}}{0.00188 \text{ m}^2} = 8.83 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}$$

Perhitungan Bilangan Reynolds sisi udara

$$\begin{aligned} \circ \quad Re_{2.5} &= \frac{G \cdot D_h}{\mu} \\ Re_{2.5} &= \frac{2.93 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \times 0.0044 \text{ m}^2}{1.983 \times 10^{-5} \text{ Ns/m}^2} \end{aligned}$$

$$Re_{2.5} = 650.13$$

$$\begin{aligned} \circ \quad Re_{7.5} &= \frac{G \cdot D_h}{\mu} \\ Re_{7.5} &= \frac{8.83 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \times 0.0044 \text{ m}^2}{1.983 \times 10^{-5} \text{ Ns/m}^2} \end{aligned}$$

$$Re_{7.5} = 1959.03$$

Perhitungan Stanton number

$$j = \frac{D_h}{4L} \times \ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \right) \times P_r^{\frac{2}{3}}$$

$$s_t = \frac{D_h}{4L} \times \ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \right)$$

Dimana nilai *prandtl number* dapat dilihat pada tabel properties udara dengan suhu udara sebesar 37C didapatkan nilai 0.699.

Perhitungan Koefisien Konveksi sisi udara pada sudut louver 41

$$\begin{aligned} \circ \quad h &= G \cdot St \cdot c_p \\ h_{2.5} &= 2.93 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \times 0.016 \times \frac{1003.5 \text{ J}}{\text{kgK}} \\ h_{2.5} &= 47 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \circ h &= G \cdot St \cdot cp \\ h_{7.5} &= 8.83 \frac{kg}{m^2s} \times 0.014 \times \frac{1003.5J}{kgK} \\ h_{7.5} &= 123.4 W/m^2K \end{aligned}$$

Perhitungan Re_d sisi air

$$\circ Re_d = \frac{\rho \cdot \bar{v} \cdot d_h}{\mu}$$

$$Re_{d(0.1)} = \frac{\frac{965.3kg}{m^3} \times \frac{0.1m}{s} \times 0.0044m^2}{0.315 \times 10^{-5} kg/m.s}$$

$$Re_{d(0.1)} = 134793.65$$

$$Re_{d(0.2)} = \frac{\frac{965.3kg}{m^3} \times \frac{0.2m}{s} \times 0.0044m^2}{0.315 \times 10^{-5} kg/m.s}$$

$$Re_{d(0.2)} = 808761.9$$

Perhitungan Prandtl :

$$P_r = \frac{cp \times \mu}{k}$$

$$P_r = \frac{4208 j/kgK \times 0.315 \cdot 10^{-5} kg/ms}{0.63 W/mK}$$

$$P_r = 2.16$$

Perhitungan *nusselt number* untuk aliran turbulen

$$\circ Nu = 0.023 \times Re_d^{\frac{4}{5}} \times P_r^n$$

$$Nu_{0.1} = 0.023 \times 134793.65^{\frac{4}{5}} \times 2.16^{0.3}$$

$$Nu_{0.1} = 367.95$$

$$\circ Nu = 0.023 \times Re_d^{\frac{4}{5}} \times P_r^n$$

$$Nu_{0.2} = 0.023 \times 808761.9^{\frac{4}{5}} \times 2.16^{0.3}$$

$$Nu_{0.2} = 1542.84$$

Perhitungan koefisien konveksi sisi air

$$\circ h_{air} = \frac{Nu \times k}{Dh}$$

$$h_{(0.1)} = \frac{367.95 \times 0.63 \text{ W/mK}}{0.0044 \text{ m}^2}$$

$$h_{(0.1)} = 52683.75$$

$$\circ h_{air} = \frac{Nu \times k}{Dh}$$

$$h_{(0.2)} = \frac{1542.84 \times 0.63 \text{ W/mK}}{0.0044 \text{ m}^2}$$

$$h_{(0.2)} = 220906.64$$

Perhitungan \dot{m}_{air} pada kecepatan 0.1 m/s

$$\circ \dot{m}_{air} = V_{air} \times \rho \times A_{tube}$$

$$\dot{m}_{(0.1)} = 0.1 \text{ m/s} \times 997 \text{ kg/m}^3 \times 0.000021 \text{ m}^2$$

$$\dot{m}_{(0.1)} = 0.0021 \text{ kg/s}$$

Perhitungan \dot{m}_{air} pada kecepatan 0.2 m/s

$$\circ \dot{m}_{air} = V_{air} \times \rho \times A_{tube}$$

$$\dot{m}_{(0.2)} = 0.2 \text{ m/s} \times 997 \text{ kg/m}^3 \times 0.000021 \text{ m}^2$$

$$\dot{m}_{(0.2)} = 0.0042 \text{ kg/s}$$

Perhitungan efisiensi fin.

Sebelum menghitung efisiensi fin harus dihitung terlebih dahulu panjang koreksi dari Louvered Fin dengan persamaan.

$$L_c = TP + \frac{t_{fin}}{2}$$

$$L_c = 0.0096 \text{ m} + \left(\frac{0.0001}{2} \right)$$

$$L_c = 0.00965 \text{ m}$$

Setelah itu dihitung luasan profil fin (A_p) dengan asumsi tebal fin jauh lebih kecil dari lebarnya maka perimeternya $P = 2W$ sehingga:

$$A_p = L_c \times t_{fin}$$

$$A_p = 0.00965 \times 0.0001$$

$$A_p = 0.000000965 \text{ m}$$

Lalu dihitung nilai mLc dengan persamaan:

$$mLc = \left(\frac{2 \times h}{K \times Ap} \right)^{\frac{1}{2}} \times Lc^{\frac{3}{2}}$$

$$mLc = \left(\frac{2 \times 47 \text{ W/m}^2\text{K}}{171.8 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \times 0.000000965 \text{ m}} \right)^{\frac{1}{2}} \times 0.00965^{\frac{3}{2}}$$

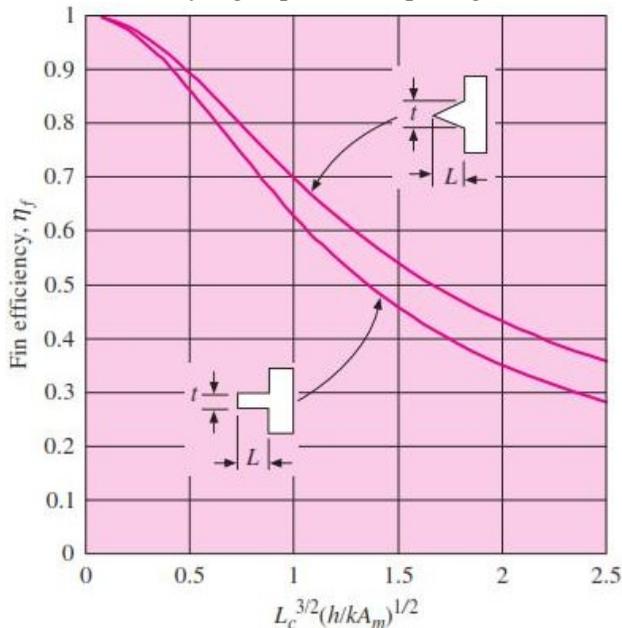
$$mLc = 0.75$$

$$mLc = \left(\frac{2 \times h}{K \times Ap} \right)^{\frac{1}{2}} \times Lc^{\frac{3}{2}}$$

$$mLc = \left(\frac{2 \times 123.4 \text{ W/m}^2\text{K}}{171.8 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \times 0.000000965 \text{ m}} \right)^{\frac{1}{2}} \times 0.00965^{\frac{3}{2}}$$

$$mLc = 1.12$$

Dari perhitungan diatas didapat nilai mLc yaitu 0.75 dan 1.12 dari nilai tersebut dapat diperoleh efisiensi fin tunggalnya sebesar 0.77 dan 0.65 yang dapat dilihat pada grafik dibawah:



Gambar diatas merupakan grafik efisiensi fin (Incropera, 2007, hal 150). Grafik tersebut untuk melihat berapa efisiensi fin atau performasi *louver fin* pada *Compact Heat Exchanger*. Kemudian melakukan perhitungan perbedaan suhu menggunakan metode ΔT_{lmtd} dan diperoleh hasil sebagai berikut:

h (W/m ² K)	η_f	$\frac{A_f}{A}$	$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A}(1 - \eta_f)$
47	0.77	0.25	0.94
123.4	0.65	0.25	0.91

Perhitungan ΔT_{lmtd}

Variasi Sudut Louver	$(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})$	$\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)$	$\frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)}$	ΔT_{lm}
Sudut 31 kecepatan udara 2.5 m/s	2	1.17	$\frac{2}{\ln(1.17)}$	13.3 3
Sudut 31 kecepatan udara 7.5 m/s	4.7	1.33	$\frac{4.7}{\ln(1.33)}$	15.7
Sudut 36 kecepatan udara 2.5 m/s	4	1.4	$\frac{4}{\ln(1.4)}$	11.7 6
Sudut 36 kecepatan udara 7.5 m/s	6	1.33	$\frac{6}{\ln(1.33)}$	20
Sudut 41 kecepatan udara 2.5 m/s	2	1.15	$\frac{2}{\ln(1.15)}$	14.3
Sudut 41 kecepatan udara 7.5 m/s	3.5	1.18	$\frac{3.5}{\ln(1.18)}$	20.6
Sudut 46 kecepatan udara 2.5 m/s	4.7	1.52	$\frac{4.7}{\ln(1.52)}$	11.2
Sudut 46 kecepatan udara 7.5 m/s	5.8	1.4	$\frac{5.8}{\ln(1.4)}$	16.6

Perhitungan nilai koefisien perpindahan panas

No	Variasi Sudut dan Kecepatan Udara Masuk		<i>Stanton Number</i>	h
			$\frac{D_h}{4L} \times \ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)$	$(G \times S_t \times Cp)$
1	Sudut 31	2.5 m/s	0.0094	35.4
		7.5 m/s	0.011	97.1
2	Sudut 36	2.5 m/s	0.015	44.8
		7.5 m/s	0.012	107.63
3	Sudut 41	2.5 m/s	0.016	47
		7.5 m/s	0.014	123.4
4	Sudut 46	2.5 m/s	0.011	31.6
		7.5 m/s	0.0097	85.6

Perhitungan nilai perpindahan panas

Variasi Sudut		ΔT LMTD	$q = F.U.A. (\Delta T)$
Sudut 31	2.5 m/s	13.33	13.8
	7.5 m/s	15.7	48.3
Sudut 36	2.5 m/s	11.76	17.4
	7.5 m/s	20	66.73
Sudut 41	2.5 m/s	14.3	21.8
	7.5 m/s	20.6	78.8
Sudut 46	2.5 m/s	11.2	10.76
	7.5 m/s	16.6	44.2

BIODATA PENULIS



Nama penulis yaitu Refina Helda KhemalaSari. Lahir di Tulungagung pada 15 Juli 1996. Penulis adalah puteri kedua dari pasangan Adi Santoso dan Lusi Ayu Nanita. Penulis sebelumnya pada tahun 2014 pernah belajar di Diploma ITS yaitu pada Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Dan pada tahun 2017 penulis meneruskan perkuliahan pada Lintas jalur di Departemen Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Bidang minat yang menjadi fokus penulis yaitu Konversi Energi. Pada bulan Juli 2019 penulis telah menyelesaikan tugas akhir dengan judul “Analisa Pengaruh Variasi Sudut Louver Fin Terhadap Perpindahan Panas pada Compact Heat Exchanger Menggunakan Computational Fluids Dynamics”.