TUGAS AKHIR - TF 141581

ANALISA PENGARUH *VORTEX GENERATOR* TERHADAP KINERJA *HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN METODE *COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS*

IRAWAN ARI WIBOWO
NRP. 02311440000007

Dosen Pembimbing :
Ir. Roekmono, M.T.

DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018

*FIN*AL *PROJECT* - TF 141581

ANALYSIS ON THE EFFECT OF VORTEX GENERATOR ON HEAT EXCHANGER PERFORMANCE USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS METHOD

IRAWAN ARI WIBOWO
NRP. 02311440000007

Supervisor :
Ir. Roekmono, M.T.

DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS
Faculty of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018

PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME

Saya yang bertanda tangan di bawah ini

Nama	: Irawan Ari Wibowo
NRP	: 02311440000007
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 *Vortex Generator* Terhadap Kinerja *Heat Exchanger* 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, 19 Juli 2018
Yang membuat pernyataan,

Irawan Ari Wibowo
NRP. 02311440000007

LEMBAR PENGESAHAN
TUGAS AKHIR

ANALISA PENGARUH *VORTEX GENERATOR* TERHADAP KINERJA *HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN METODE *COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS*

Oleh:
Irawan Ari Wibowo
NRP. 02311440000007

Surabaya, 19 Juli 2018

Menyetujui,
Dosen Pembimbing

Ir. Roekmono M.T
NIP. 19580908 198601 1 001

Menyetujui,
Kepala Departemen
Teknik Fisika FTI-ITS

Agus Muhamad Hatta, S.T., M.Si., Ph.D.
NIP. 19780902 200312 1 002

ANALISA PENGARUH *VORTEX GENERATOR* TERHADAP KINERJA *HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN METODE *COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS*

TUGAS AKHIR

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

Oleh:

IRAWAN ARI WIBOWO
NRP. 02311440000007

Disetujui Oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Ir. Roekmono M.T. ..... (Pembimbing)
2. Ir. Harsono Hadi, M.T. P.hD ..... (Penguji I)
3. Ir. Sarwono, M.M. ..... (Penguji II)
4. Detak Yan Pratama, S.T. M.Sc. ..... (Penguji II)

SURABAYA
JULI 2018

ANALISA PENGARUH *VORTEX GENERATOR* TERHADAP KINERJA *HEAT EXCHANGER* MENGGUNAKAN METODE *COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS*

Nama	**: Irawan Ari Wibowo**
NRP	**: 02311440000007**
Departemen	**: Teknik Fisika FTI-ITS**
Dosen Pembimbing	**: Ir. Roekmono M.T**

Abstrak

Heat exchanger merupakan alat penukar panas yang umum digunakan pada bidang industri. Peningkatan laju perpindahan panas diperlukan agar kinerja *heat exchanger* semakin optimal, salah satunya adalah dengan menggunakan *vortex generator*. *Vortex generator* dapat menimbulkan olakan-olakan membujur pada aliran udara yang menuju bagian belakang *tube* sehingga udara yang melewati sisi kiri dan kanan *tube* dapat tercampur. Pada penelitian ini dilakukan dengan metode *computational fluid dynamics* (CFD) dengan tiga variasi susunan *vortex generator* yaitu *single row, three rows* dan *staggered* disertai variasi sudut serang sebesar 155°, 160°, 165° dan 170°. Hasil simulasi menunjukkan bahwa dengan adanya penambahan *vortex generator* laju perpindahan panas dapat ditingkatkan. Penambahan *vortex generator* dengan susunan *single row* dan sudut serang 170° menghasilkan laju perpindahan panas paling tinggi diantara variasi lain yaitu 3241,79 Watt/m atau terjadi peningkatan laju perpindahan panas sebesar 37,13% dibanding variasi tanpa *vortex generator*.

Kata Kunci: ***heat exchanger, vortex generator, computational fluid dynamics***

ANALYSIS ON THE EFFECT OF VORTEX GENERATOR ON HEAT EXCHANGER PERFORMANCE USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS METHOD

Name	**: Irawan Ari Wibowo**
NRP	**: 02311440000007**
Department	**: Engineering Physics FTI-ITS**
Supervisor	**: Ir. Roekmono M.T**

Abstract

Heat exchanger is a common device used in industrial field. An enhancement of heat transfer is required to optimize the heat exchanger performance. Additional vortex generator can be used because it creates longitudinal vortex on the air flow field and changes the direction of air passing tubes so the air will be mixed. In this research, a computational fluid dynamics (CFD) simulation study was conducted using three variations of vortex generator arrangement, single row, three rows and staggered with four angle of attack variation, 155°, 160°, 165° and 170°. The results show that additional single row vortex generator with 170° angle of attack yield highest heat flux over all variation, 3241,79 Watt/m or its enhance 37,13% heat flux compared than base variation (no vortex generator applied).

Keywords: ***heat exchanger, vortex generator, computational fluid dynamics***

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT atas rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir yang berjudul "**Analisa Pengaruh *Vortex Generator* Terhadap Kinerja *Heat Exchanger* Menggunakan Metode *Computational Fluid Dynamics***". Tugas akhir ini membahas mengenai efek pemasangan dan sudut serang *vortex generator* 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 Ir. Roekmono M.T., 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. Ibu Ir. Apriani Kusumawardhani M.Sc., selaku dosen wali yang telah memberikan pengalaman hidup dan bimbingan selama penulis berkuliah di Teknik Fisika ITS.
5. Kedua orang tua, Bapak Sriyanto dan Ibu Tuginem serta adik kandung penulis yaitu Krisnadi Pandu Wibowo dan Wisnu Ari Wibowo 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 F49 Teknik Fisika 2014 yang telah mengisi dan mewarnai hidup penulis selama berkuliah di Surabaya.
8. Kepada Ferry, Alif, Deni dan Mas Mido yang telah menemani penulis selama hidup empat tahun di Kejawan Gebang.

9. Kepada teman-teman Kelompok Studi Energi Lakone TF yang telah menjadi rumah dan keluarga penulis selama tiga tahun terakhir.
10. Kepada senior Teknik Fisika ITS angkatan 2010, 2011, 2012 dan 2013 yang telah membantu penulis untuk beradaptasi dan belajar banyak hal selama empat tahun di Surabaya.
11. Kepada Layla, Lesley, Vexana, Akai, Xenomatum, Downwar, Sheriff, Sakana, dan Captionist yang telah membantu penulis melewati masa-masa sulit dalam pengerjaan tugas akhir.
12. Kepada jamaah Ar Royyan dan Al Iman yang menemani bulan Ramadhan di kampus selama dua tahun terakhir.
13. 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, 19 Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

Halaman Judul i
Title Page iii
Lembar Pengesahan I vii
Lembar Pengesahan II ix
Abstrak xi
Abstract 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 2
1.3 Tujuan Penelitian 2
1.4 Batasan Masalah 3
1.5 Sistematika Laporan 3
Bab II Dasar Teori 5
2.1 Heat exchanger 5
2.2 Aliran Fluida Eksternal 5
2.3 Perpindahan Panas Secara Konveksi 10
2.4 Computational Fluid Dynamics 12
Bab III Metodologi Penelitian 15
3.1 Diagram Alir Penelitian 15
3.2 Studi Literatur 16
3.3 Simulasi CFD 16

3.4 Analisa Data 21
Bab IV Hasil Dan Pembahasan 23
4.1 Validasi Hasil Simulasi 23
4.2 Pengaruh Sudut Serang dan Susunan *Vortex Generator* Terhadap Distribusi Temperatur.....24
4.3 Pengaruh Sudut Serang dan Susunan *Vortex Generator* Terhadap Distribusi Kecepatan 27
Bab V Penutup.....37
5.1 Kesimpulan.....37
5.2 Saran.....37
Daftar Pustaka 39
Lampiran.....41

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 (a) finned tube heat exchanger (b) unfinned tube heat exchanger (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2011).....5
Gambar 2.2 Fluida melalui silinder. 6
Gambar 2.3 Profil kecepatan yang berhubungan dengan separation point. 6
Gambar 2.4 Efek turbulensi terhadap pemisahan. 7
Gambar 2.5 Susunan tube (a) aligned (b) staggered. 8
Gambar 2.6 Kondisi aliran fluida (a) aligned (b) staggered. 9
Gambar 2.7 Susunan vortex generators (a) common-flow-down (b) common-flow-up 9
Gambar 2.8 Hubungan antara bilangan Nusselt dengan θ.....10
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian 15
Gambar 3.2 Geometri *Fin* Acuan 16
Gambar 3.3 Geometri pada simulasi.....17
Gambar 3.4 *Vortex generator* tampak atas dan samping. 17
Gambar 3.5 Susunan *winglet single row* dan *three rows*.....18
Gambar 3.6 Meshing pada daerah sekitar *tube*.....19
Gambar 3.7 Mesh metric spectrum.....19
Gambar 4.1 Kontur kecepatan (a) jurnal Sinha (b) tugas akhir .23
Gambar 4.2 Distribusi temperatur pada (a) base (b) single row 155° (c) single row 160° (d) single row 165° (e) single row 170°.....24
Gambar 4.3 Distribusi temperatur pada (a) base (b) three rows 155° (c) three rows 160° (d) three rows 165° (e) three rows 170°.....25
Gambar 4.4 Distribusi temperatur pada (a) base (b) staggered 155° (c) staggered 160° (d) staggered 165° (e) staggered 170° 26
Gambar 4.5 Distribusi kecepatan pada (a) base (b) single row 155° (c) single row 160° (d) single row 165° (e) single row 170° 27
Gambar 4.6 Vektor kecepatan udara di sekitar tube dan vortex generator.....28

Gambar 4.7 Munculnya olakan yang diakibatkan oleh vortex generator 29
Gambar 4.8 Distribusi kecepatan pada (a) base (b) three rows 155° (c) three rows 160° (d) three rows 165° (e) three rows 170°.....30
Gambar 4.9 Distribusi kecepatan pada (a) base (b) staggered 155° (c) staggered 160° (d) staggered 165° (e) staggered 170°.....31

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Konstanta C dan m pada persamaan 2.2 11
Tabel 3.1 Hasil meshing untuk semua variasi 20
Tabel 3.2 Kondisi batas pada tugas akhir 21
Tabel 4.1 Perhitungan bilangan Reynolds 32
Tabel 4.2 Perhitungan bilangan Nusselt 33
Tabel 4.3 Nilai Koefisien Konveksi 34
Tabel 4.4 Perhitungan Nilai Perpindahan Panas 35

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. Alat ini digunakan secara umum pada bidang industri, namun juga banyak diaplikasikan pada pembangkit listrik, peralatan elektronik dan sistem pendinginan udara. *Heat exchanger* yang digunakan pada sistem pendinginan udara memiliki jarak antar *fin* yang lebar (5-10 mm) karena pertimbangan biaya yang murah dan lebih tahan terhadap embun beku (Jacobi & Sommers, 2005). Embun beku dapat mengurangi efisiensi perpindahan panas karena terjadi penyempitan saluran udara serta menyebabkan *pressure drop* yang lebih besar (Ye & Lee, 2013). *Heat exchanger* dengan jarak *fin* yang lebar tersebut kurang efisien dari segi termal karena koefisien konveksi pada sisi udara yang relatif lebih kecil dibandingan dengan desain lain yang lebih kompleks. Susunan *tube* pada *heat exchanger* dibagi menjadi dua macam yaitu *in-line* dan *staggered*. Menurut penelitian Jang dkk pada tahun 1996 membuktikan bahwa pada rentang bilangan *Reynolds* 60 sampai 900, susunan *staggered* dapat menghasilkan koefisien perpindahan panas rata-rata 15%-27% lebih besar dari susunan *in-line* dan *pressure drop* yang dihasilkan oleh susunan *staggered* lebih besar 20%-25% daripada susunan *in-line* (Jang, Wu, & Chang, 1996).

Koefisien perpindahan panas pada sisi udara dapat ditingkatkan dengan menggunakan *vortex generator*. *Vortex generator* dapat meningkatkan turbulensi aliran pada *heat exchanger* dengan menimbulkan olakan-olakan yang membujur pada medan aliran. Dengan adanya olakan-olakan tersebut lapisan batas termal menjadi tidak stabil akibat adanya perpindahan momentum (Välikangas, Singh, Sørensen, & Condra, 2017). Berbagai penelitian tentang penggunaan *vortex generator* pada *heat exchanger* telah dilakukan dengan memperhatikan bentuk *vortex generator*, sudut serang dari *vortex generator* maupun

susunan *tube* pada *heat exchanger*. Pada aliran laminar, *delta winglet* dinggap sebagai model yang paling efisien dibandingkan dengan model lain (Fiebig, Tiggelbeck, & Mitra, 1993). Penelitian lain yang dilakukan oleh Hiravennavar dkk membandingkan efek pemasangan *winglet* terhadap perpindahan panas dan bidang aliran. Jika dibandingkan tanpa *winglet*, terjadi peningkatan perpindahan panas sebesar 33% dengan menggunakan *winglet* tunggal dan 67% jika menggunakan *winglet* berpasangan (Hiravennavar, Tulapurkara, & Biswas, 2007). Pengaruh *vortex generator* terhadap peningkatan perpindahan panas tidak terlepas dari konfigurasi dan sudut serang. Terdapat 2 macam konfigurasi dasar yang digunakan pada *vortex generator* yaitu *common-flow-up* dan *common-flow-down*. Sedangkan sudut serang dari *vortex generator* dapat divariasikan agar diperoleh hasil yang optimal.

Oleh karena itu, diperlukan penelitian untuk mengetahui pengaruh *vortex generator* terhadap peningkatan perpindahan panas pada *heat exchanger*. Pada penelitian ini akan dianalisis pengaruh *vortex generator* tipe *delta winglet* dan susunan *tube* pada *heat exchanger*. *Heat exchanger* yang digunakan adalah tipe *fin and tube heat exchanger*. Selain itu, pengaruh sudut serang dan susunan *vortex generator* terhadap peningkatan perpindahan panas akan diteliti dengan melakukan variasi sudut serang serta susunan *vortex generator*.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, permasalahan yang diangkat pada tugas akhir ini adalah bagaimana pengaruh sudut serang dan susunan *vortex generator* terhadap perpindahan panas di luar *tube heat exchanger*?

1.3 Tujuan Penelitian

Untuk menyelesaikan permasalahan diatas maka dilakukan tugas akhir dengan tujuan mengetahui pengaruh sudut serang dan susunan *vortex generator* terhadap perpindahan panas di luar *tube heat exchanger*.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah pada tugas akhir ini adalah:

1. *Heat exchanger* yang digunakan adalah *fin* and *tube heat exchanger*.
2. *Vortex generator* yang digunakan adalah *delta winglet*.
3. Pemodelan geometri *heat exchanger* dilakukan dalam domain 3 dimensi.
4. Aliran pada *heat exchanger* adalah *steady flow*, *incompressible flow* dan *uniform* pada sisi *inlet*.
5. Persamaan model turbulensi yang digunakan adalah K-epsilon.
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

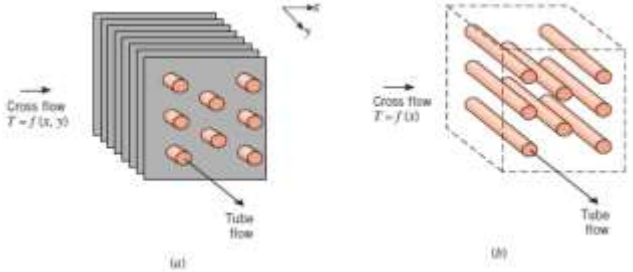
Bab ini berisi kesimpulan dari keseluruhan Tugas Akhir serta saran untuk pengembangan penelitian selanjutnya.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II
DASAR TEORI

2.1 Heat exchanger

Perpindahan panas diantara dua fluida yang memiliki perbedaan suhu dan dipisahkan oleh sebuah dinding banyak dijumpai di berbagai teknologi. Proses perpindahan panas tersebut dapat terjadi dengan adanya sebuah alat yang disebut *heat exchanger*. Alat ini biasa diaplikasikan dalam sistem pemanasan dan pendinginan ruangan, pembangkit listrik dan pemrosesan kimia. Berdasarkan tipe konstruksinya, *heat exchanger* dibedakan menjadi 2 yaitu *finned and unfinned tube heat exchanger* dan *shell and tube heat exchanger*. Pada *shell and tube heat exchanger* yang paling sederhana, terdapat satu *tube* didalam *shell*. Fluida masuk melalui *shell inlet* dan keluar melewati *shell outlet*.



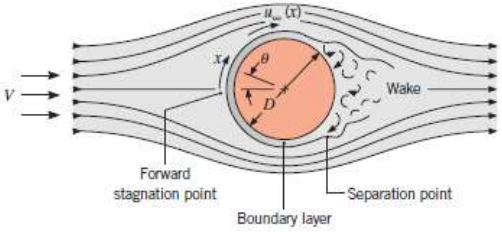
Gambar 2.1 (a) *finned tube heat exchanger (b) unfinned tube heat exchanger (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2011)*.

Pada *finned* and *unfinned heat exchanger* terdapat perbedaan dalam perlakuan terhadap fluida. Aliran fluida pada *finned tube heat exchanger* dipisahkan oleh *fin-fin* yang ada, sehingga fluida yang mengalir dikatakan tidak bercampur. Pada *unfinned heat exchanger*, tidak adanya *fin* menyebabkan fluida yang mengalir bercampur. Percampuran inilah yang mempengaruhi performa dari *heat exchanger*.

2.2 Aliran Fluida Eksternal

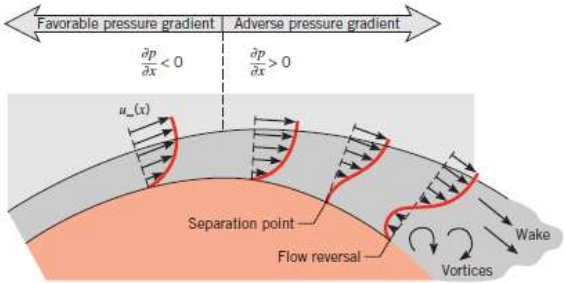
a. Aliran Fluida pada Silinder

Aliran fluida eksternal yang melewati sebuah silinder sering ditemukan dalam banyak aplikasi. Pada **Gambar 2.2** fluida mulai bergerak dari *forward stagnation point* karena adanya peningkatan tekanan. Tekanan akan berkurang seiring bertambahnya nilai x (koordinat *streamline*) dan *boundary layer* yang dipengaruhi oleh gradien tekanan (dp/dx < 0).



Gambar 2.2 Fluida melalui silinder.

Berdasarkan persamaan Euler, pada $u_\infty = 0$ yaitu *stagnation point*, fluida mengalami percepatan dikarenakan *favorable pressure gradient* ($du_\infty/dx > 0$ ketika $dp/dx < 0$), dan akan mencapai kecepatan maksimal ketika $dp/dx = 0$. Penurunan kecepatan juga akan terjadi karena pengaruh *adverse pressure gradient* ($du_\infty/dx < 0$ ketika $dp/dx > 0$). Hal ini mengakibatkan gradien kecepatan pada permukaan menjadi 0. Pada titik ini, seperti yang ditunjukkan oleh **Gambar 2.3**, terbentuk *separation point* dimana fluida tidak memiliki cukup momentum untuk melewati gradien tekanan.

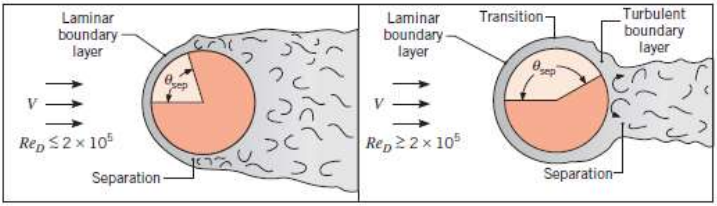


Gambar 2.3 Profil kecepatan yang berhubungan dengan separation point.

Lapisan batas yang terlepas dari permukaan menimbulkan adanya olakan pada daerah *downstream*. Aliran fluida pada daerah tersebut menjadi tidak beraturan. *Boundary layer transition* bergantung pada nilai bilangan *Reynolds*, yang menentukan lokasi *separation point*. Pada silinder bundar, bilangan *Reynolds* dide*fin*isikan sebagai berikut.

$$Re_D = \frac{\rho VD}{\mu} = \frac{VD}{v} \qquad 2.1$$

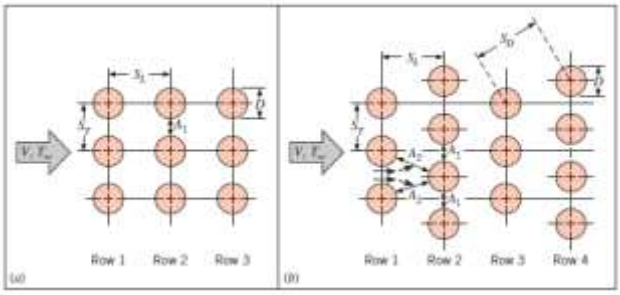
Apabila nilai $Re_D \leq 2 \times 10^5$, maka *boundary layer* tetap bersifat laminar dan pemisahan (*separation*) terjadi pada $\theta = 80°$. Sebaliknya, jika nilai $Re_D \geq 2 \times 10^5$, maka terjadi *boundary layer transition* yang menyebabkan perubahan titik pemisahan menjadi $\theta = 140°$ yang ditunjukkan oleh **Gambar 2.4** berikut.



Gambar 2.4 Efek turbulensi terhadap pemisahan.

b. Aliran pada Banks of *Tube*s

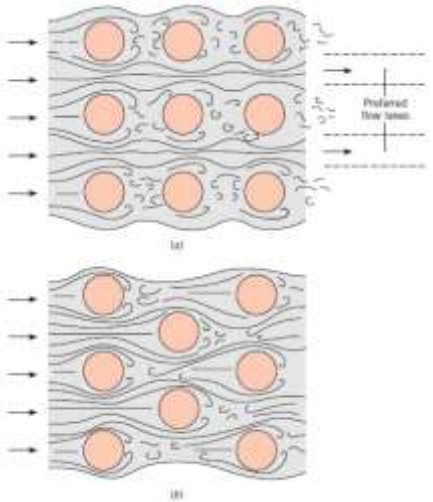
Perpindahan panas melalui beberapa *tube* pada aliran menyilang sering dijumpai pada industri seperti penguapan pada boiler atau pendinginan udara pada kumparan *Air Conditoner* (AC). Terdapat dua macam susunan pada *tube* yaitu *aligned* dan *staggered* terhadap arah gerak fluida seperti yang ditunjukkan pada **Gambar 2.5** berikut.



Gambar 2.5 Susunan *tube (a) aligned (b) staggered.*

Susunan tersebut dicirikan oleh diameter *tube D*, *transverse pitch* S_T dan *longitudinal pitch* S_L yang diukur diantara pusat *tube*. Kondisi aliran pada *bank* didominasi oleh efek *boundary layer separation* dan interaksi fluida dengan olakan yang terbentuk, sehingga kedua hal tersebut mempengaruhi perpindahan panas secara konveksi.

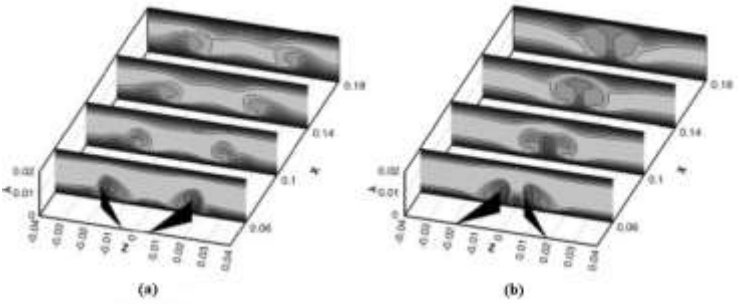
Aliran disekitar baris pertama *tube*, dikatakan sama dengan aliran pada silinder tunggal. Pada bagian *downstream*, kondisi aliran sangat bergantung pada susunan *tube*. Pada susunan *aligned*, *tube* yang berada dibelakang baris pertama berada pada daerah olakan *upstream tubes*, sehingga untuk nilai S_L yang rendah koefisien konveksi dapat ditingkatkan melalui pencampuran atau manipulasi turbulensi aliran. Sementara susunan *staggered*, jalur aliran cenderung lebih berliku dibandingkan dengan susunan *aligned* yang menyebabkan lebih besarnya peluang tercampurnya fluida yang bergerak melewati *tube-tube* tersebut. Pada umumnya peningkatan perpindahan panas lebih disukai dengan membuat jalur aliran lebih berliku, khususnya pada bilangan *Reynolds* yang kecil.



Gambar 2.6 Kondisi aliran fluida *(a) aligned (b) staggered.*

c. Aliran pada *Vortex generator*s

Vortex generators merupakan alat yang digunakan untuk meningkatkan koefisien perpindahan panas. Pemasangan *vortex generators* ini menimbulkan olakan-olakan membujur pada aliran fluida sehingga meningkatkan percampuran fluida. Pemasangan *vortex generators* umumnya dibagi menjadi dua macam yaitu *common-flow-down* (CFD) dan *common-flow-up* (CFU).

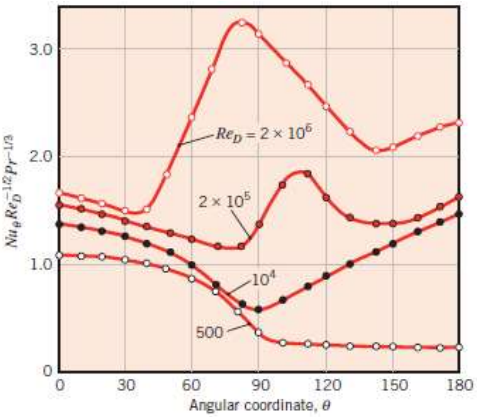


Gambar 2.7 Susunan *vortex generators (a) common-flow-down (b) common-flow-up*

Susunan *common-flow-down* menyebabkan olakan-olakan yang dihasilkan bergerak menjauhi permukaan alas. Sedangkan pada *common-flow-up*, olakan-olakan yang dihasilkan berputar berlawanan arah sehingga fluida diantaranya akan bergerak menuju permukaan alas.

2.3 Perpindahan Panas Secara Konveksi

Perubahan *boundary layer* pada permukaan silinder mempengaruhi nilai bilangan *Nusselt* untuk aliran silang (*cross flow*). Telah dilakukan eksperimen untuk mengetahui hubungan antara bilangan *Nusselt* dengan θ yang ditunjukkan pada **Gambar 2.8** berikut.



Gambar 2.8 Hubungan antara bilangan *Nusselt* dengan θ.

Untuk bilangan *Reynolds* $\leq 10^5$, nilai bilangan *Nusselt* berkurang karena semakin besarnya θ. Pada $\theta = 80°$ nilai bilangan *Nusselt* mencapai minimum karena terjadi separasi. Timbulnya olakan pada silinder menyebabkan nilai *Nusselt* bertambah besar. Sebaliknya, pada bilangan *Reynolds* $\geq 10^5$ terjadi peningkatan bilangan *Nusselt* secara tajam sebagai akibat transisi *boundary layer* menuju kondisi turbulen. Bilangan *Nusselt* pada aliran silang (*cross flow*) yang melewati sebuah silinder dirumuskan oleh Zukauskas sebagai berikut

$$Nu_D = C\, Re_{D,max}^{m}\, Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4} \qquad 2.2$$

Dengan nilai karakteristik C dan m yang dapat diperoleh pada tabel berikut.

Tabel 2.1 Konstanta C dan m pada persamaan 2.2

Konfigurasi	Re	C	m
Aligned	$10 - 10^2$	0.8	0.4
Staggered	$10 - 10^2$	0.9	0.4
Aligned	$10^2 - 10^3$	0.51	0.5
Staggered	$10^2 - 10^3$	0.51	0.5
Aligned ($S_T/S_L > 0.7$)	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ($S_T/S_L < 2$)	$10^3 - 2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.6
Staggered ($S_T/S_L < 2$)	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.4	0.6
Aligend	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.022	0.84

Persamaan 2.2 hanya berlaku jika jumlah *tube* > 20 baris. Sedangkan jika jumlah *tube* < 20 baris maka persamaan 2.2 dapat disederhanakan menjadi

$$Nu_{D_{<20}} = C_2 \, Nu_D \qquad 2.3$$

Dengan nilai C_2 sebagai berikut

N	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Aligned	0.7	0.8	0.86	0.9	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
Staggered	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

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

$$h = Nu_D \frac{k}{D} \qquad 2.4$$

dengan h adalah koefisien perpindahan panas (Watt/m^{2}K), k adalah *thermal conductivity* (Watt/m K). Dengan menggunakan metode log-mean temperature difference didapatkan nilai ΔT melalui persamaan berikut

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{surface} - T_{inlet}) - (T_{surface} - T_{outlet})}{\ln\left(\frac{T_{surface} - T_{inlet}}{T_{surface} - T_{outlet}}\right)} \qquad 2.5$$

Sehingga besarnya perpindahan panas per satuan panjang (Watt/m) dapat diketahui dengan menggunakan persamaan

$$q = N(h\pi D\Delta T_{lm}) \quad 2.6$$

N merupakan jumlah *tube* pada heat exchanger.

2.4 Computational Fluid Dynamics

Computational Fluid Dynamics (*CFD*) merupakan metode yang digunakan untuk menyelesaikan permasalahan yang melibatkan aliran fluid, 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.

- Pende*fin*isian 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 beriku:

- Pendekatan terhadap variabel aliran yang tidak diketahui, dengan menggunakan fungsi sederhana.
- Subtitusi 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

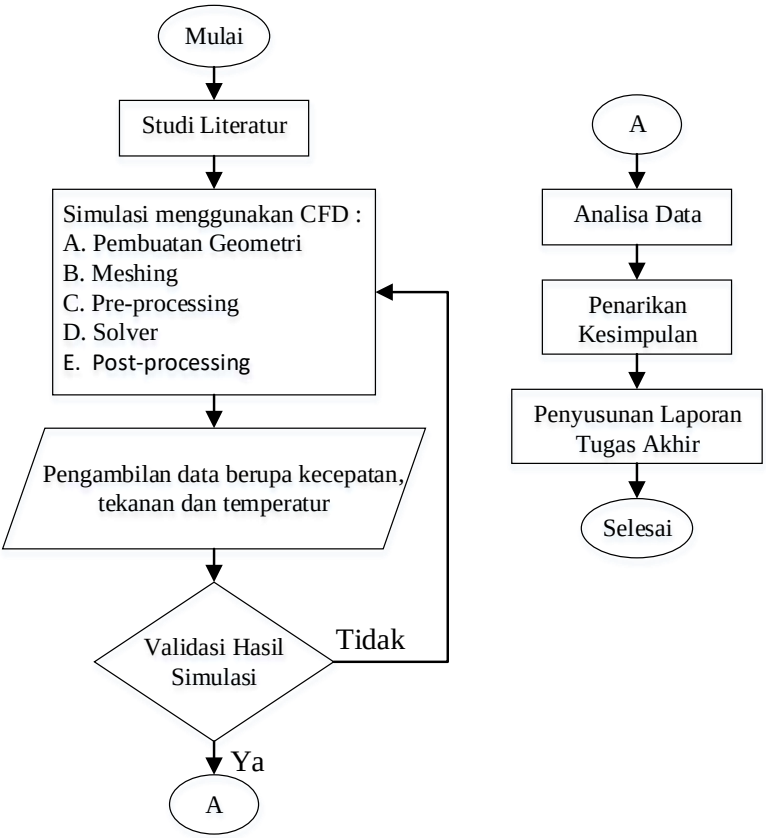
maupun animasi. Beberapa hasil yang dapat ditampilkan diantaranya adalah *display grid*, plot vector, plot kontur, *particle tracking* dan lain sebagainya.

Halaman ini sengaja dikosongkan

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. Sedangkan konsep dasar yang dipelajari adalah *heat exchanger*, aliran fluida eksternal dan perpindahan panas.

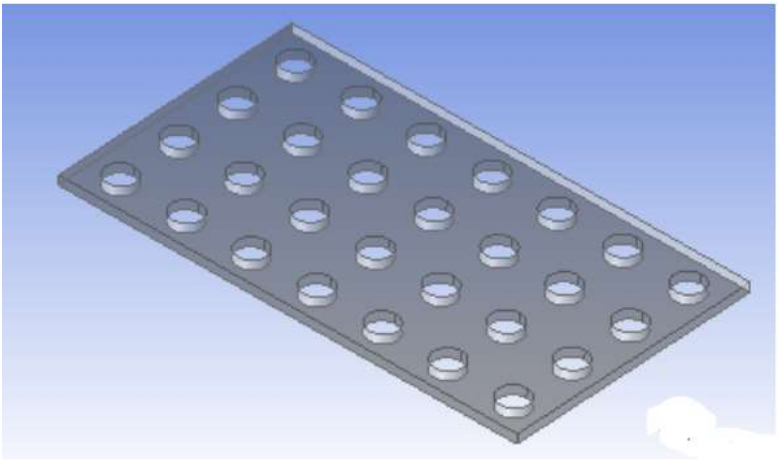
3.3 Simulasi CFD

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

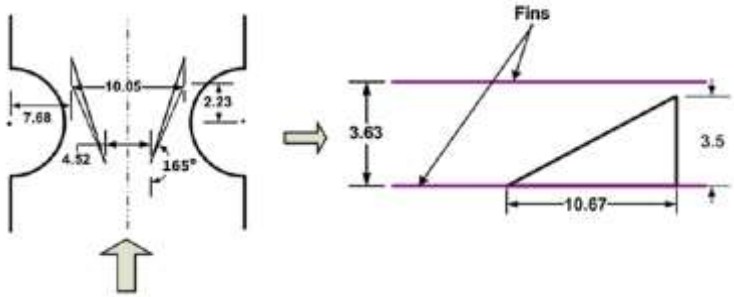
Geometri yang digunakan pada tugas akhir ini mengacu pada penelitian yang dilakukan oleh Joardar dan Jacobi (2008). Model *heat exchanger* yang digunakan adalah *fin-and-tube heat exchanger* dengan jarak antar *fin* 3.63 mm dan susunan *tube* adalah *inline*. *Fin* yang digunakan berdimensi 177.8 mm x 101.6 mm seperti pada **Gambar 3.2** berikut.

Gambar 3.2 Geometri *Fin* Acuan



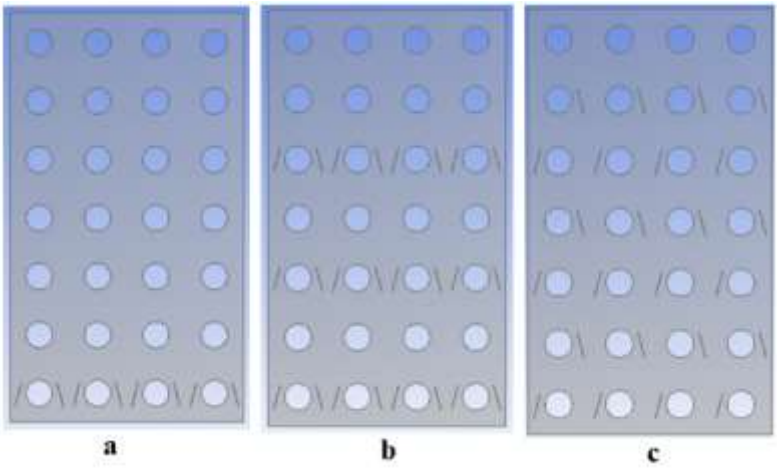
Gambar 3.3 Geometri pada simulasi

Tube yang digunakan berdiameter 10.6 mm dengan tebal 0.375 mm. Adapun *vortex generator* yang digunakan adalah tipe *delta winglet* dengan rincian seperti pada **Gambar 3.4**



Gambar 3.4 *Vortex generator* tampak atas dan samping.

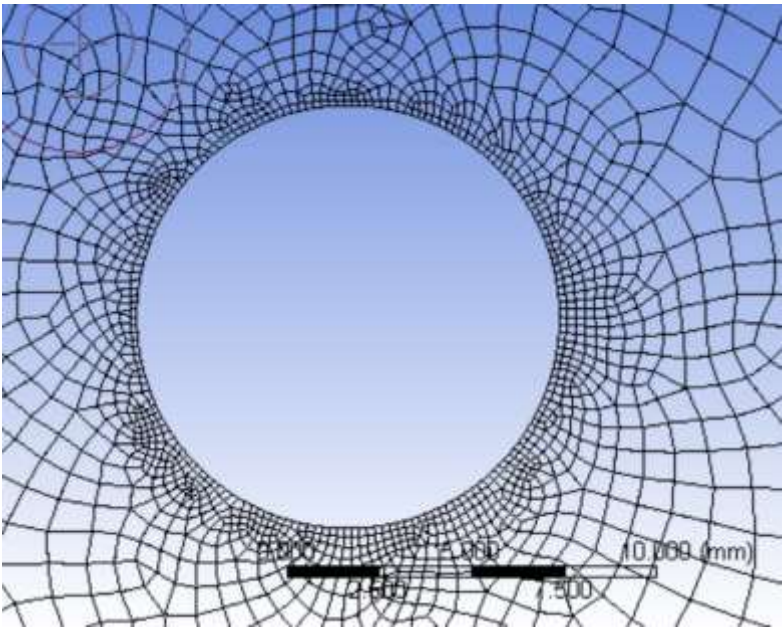
Variasi yang akan dilakukan terhadap *vortex generator* adalah sudut serang *vortex generator* yaitu 155°, 160°, 165°, dan 170°. Susunan *vortex generator* juga akan divariasikan menjadi *single row*, *three rows* dan *staggered*.



Gambar 3.5 Susunan *winglet* (a) *single row* (b) *three rows* (c) *staggered*

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*.

Gambar 3.7 *Mesh metric spectrum*

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

Tabel 3.1 Hasil *meshing* untuk semua variasi

No	Variasi *Vortex generator*		Jumlah Elemen	Skewness
1	*Base*		485880	0.85
2	*Single row*	155°	3074408	0.80
3		160°	3073895	0.81
4		165°	3088024	0.77
5		170°	3099394	0.79
6	*Three rows*	155°	3629514	0.82
7		160°	3087722	0.80
8		165°	2139106	0.78
9		170°	3695878	0.78
10	*Staggered*	155°	3626392	0.82
11		160°	3619711	0.83
12		165°	3666066	0.84
13		170°	3712592	0.82

Berdasarkan **Tabel 3.1** diatas, hasil *meshing* menunjukkan nilai *skewness* pada rentang 0.77 – 0.85. Nilai *skewness* terkecil dimiliki oleh variasi *single row* dengan sudut serang 165° yaitu 0.77 dan nilai *skewness* terbesar terdapat pada variasi *base* yaitu 0.85. 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 jurnal yang diterbitkan oleh Sinha (2016) yaitu:

Tabel 3.2 Kondisi batas pada tugas akhir

Kondisi Batas	**Keterangan**	
Inlet	Tipe	*Velocity Inlet*
	Kecepatan Udara	3.02 m/s
	Temperatur	300 K
Dinding *Tube*	Tipe	*Stationary Wall*
	Temperatur	330 K
Outlet	Tipe	*Outflow*

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

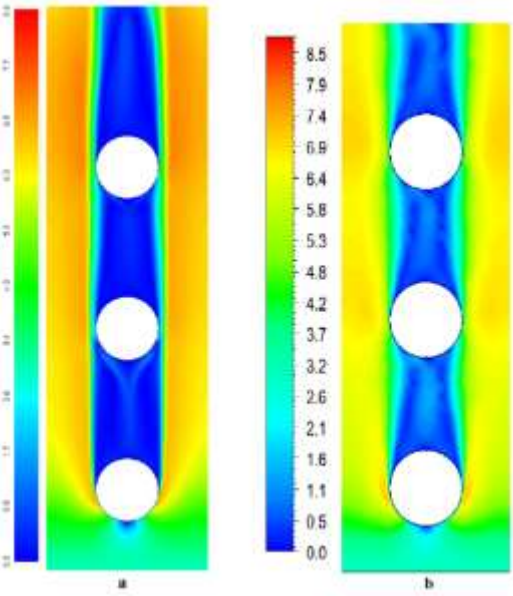
Setelah melalui proses simulasi CFD, data hasil simulasi berupa kecepatan dan temperatur akan dianalisa lebih lanjut sehingga dapat mencapai tujuan dari tugas akhir ini. Setelah analisa data dilakukan maka dapat ditarik kesimpulan dari tugas akhir ini dan penyusunan laporan tugas akhir dapat dimulai.

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 atau berjalan dengan benar. Proses validasi pada tugas akhir ini dilakukan dengan cara membandingkan kecepatan maksimal pada variasi *base* hasil simulasi dengan kecepatan maksimal pada jurnal Sinha 2016.

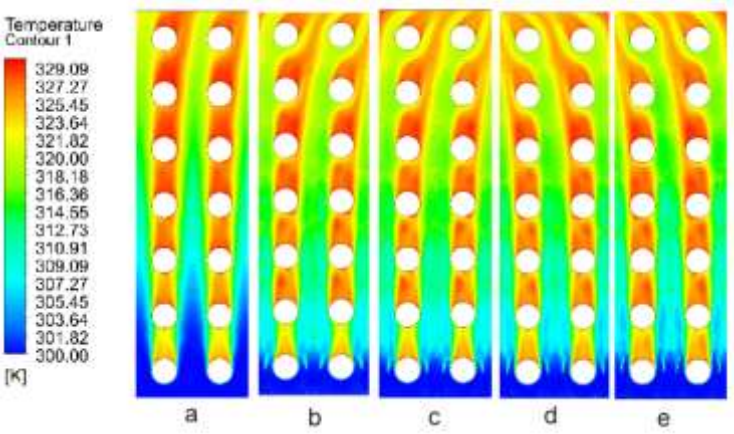


Gambar 4.1 Kontur kecepatan (a) jurnal Sinha (b) tugas akhir

Kecepatan maksimal pada jurnal Sinha adalah 8,6 m/s sedangkan pada hasil simulasi menunjukkan kecepatan maksimal sebesar 8,698 m/s. Terdapat selisih sebesar 0,098 m/s atau 1,1% yang mengindikasikan bahwa simulasi dari tugas akhir ini sudah tervalidasi.

4.2 Pengaruh Sudut Serang dan Susunan *Vortex Generator* Terhadap Distribusi Temperatur

Pada sub bab ini, pengaruh sudut serang dan susunan *vortex generator* terhadap distribusi temperatur pada *fin and tube heat exchanger* akan dianalisa lebih lanjut. Hasil simulasi CFD yang telah dilakukan dapat dilihat melalui **Gambar 4.2** berikut.

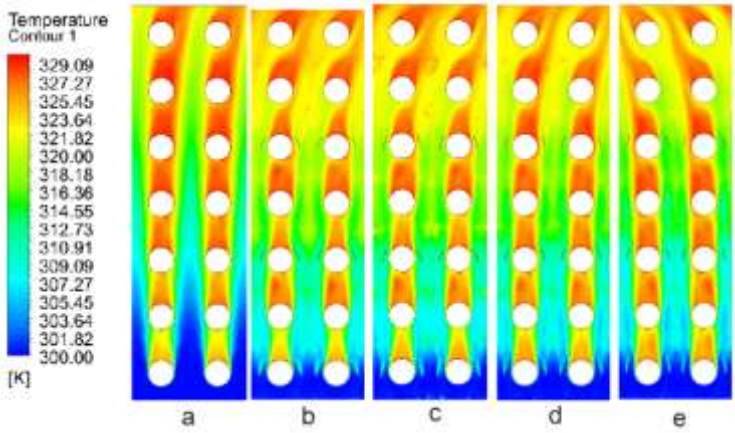


Gambar 4.2 Distribusi temperatur pada (a) *base* (b) *single row* 155° (c) *single row* 160° (d) *single row* 165° (e) *single row* 170°

Berdasarkan **Gambar 4.2** diatas, dapat dilihat bahwa distribusi temperatur pada variasi *base* atau tanpa *vortex generator* (a) memiliki distribusi temperatur yang tidak merata mulai dari *tube* baris pertama hingga baris terakhir. Hal tersebut ditunjukkan pada warna biru tua yang dominan pada sisi inlet sampai pada *tube* pada baris pertama dan kedua. Sementara pada 3 baris *tube* terakhir temperatur diantara *tube* kiri dan *tube* kanan tersebut berwarna hijau dan memiliki beda temperatur yang cukup besar jika dibandingkan temperatur udara pada belakang *tube* dengan warna merah. Hal ini menandakan bahwa persebaran udara pada variasi *base* ini tidak merata akibat efek separasi yang terjadi pada setuap *tube heat exchanger* tersebut.

Gambar 4.2 (b), (c), (d) dan (e) menampilkan distribusi temperatur pada variasi *vortex generator single row* dengan sudut

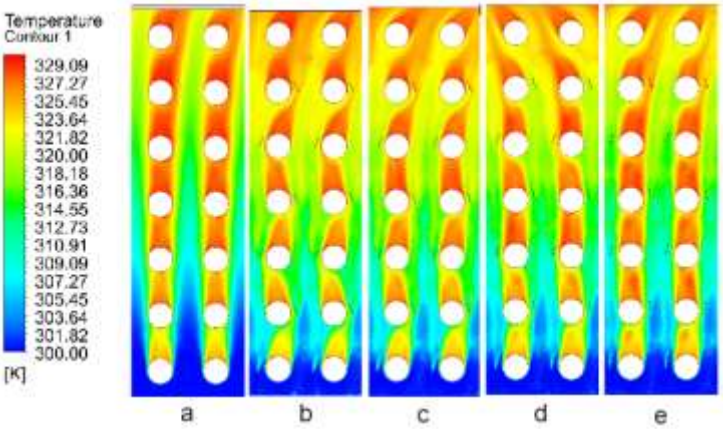
serang berturut-turut 155°, 160°, 165°, dan 170°. Pada variasi dengan sudut serang 155°, perbedaan distribusi temperatur dapat dilihat pada temperatur udara diantara empat baris pertama *tube* kiri dan *tube* kanan. *Vortex generator* yang dipasang pada *tube* baris pertama mempengaruhi pergerakan udara yang menuju *tube* baris kedua. Akibatnya separasi yang terjadi pada *tube* baris pertama lebih sempit jika dibandingkan pada variasi *base*. Fenomena tersebut juga berlaku pada sudut serang lain yaitu 160°, 165° dan 170°. Setiap sudut serang yang diterapkan pada *heat exchanger* memiliki pengaruh yang berbeda-beda. Oleh karena itu, perlu dilihat temperatur udara rata-rata pada *outlet heat exchanger* tersebut. Pada variasi dengan sudut serang 155° memiliki temperatur *outlet* rata-rata 324,942 K, sedangkan sudut serang 160°, 165° dan 170° memiliki temperatur rata-rata 325,044 K, 324,951 K dan 324,552 K. Sehingga pada susunan *vortex generator single row*, temperatur rata-rata terbesar dihasilkan oleh sudut serang 160°.



Gambar 4.3 Distribusi temperatur pada (a) *base* (b) *three rows* 155° (c) *three rows* 160° (d) *three rows* 165° (e) *three rows* 170°

Variasi *vortex generator three rows* seperti pada **Gambar 4.3** (b), (c), (d) dan (e) menunjukkan pola distribusi temperatur yang dihasilkan oleh *vortex generator* yang dipasang pada sudut 155°,

160°, 165° dan 170°. Adanya *vortex generator* pada *tube* baris pertama, baris ketiga dan baris kelima, mengakibatkan penyempitan pada daerah separasi yang terjadi pada setiap *tube*. Besarnya penyempitan daerah separasi bergantung pada sudut serang yang digunakan. Berdasarkan distribusi temperatur yang ditunjukkan diatas, sudut serang 155° memiliki persebaran temperatur yang paling baik jika dengan temperatur *outlet* rata-rata sebesar 325.947 K.

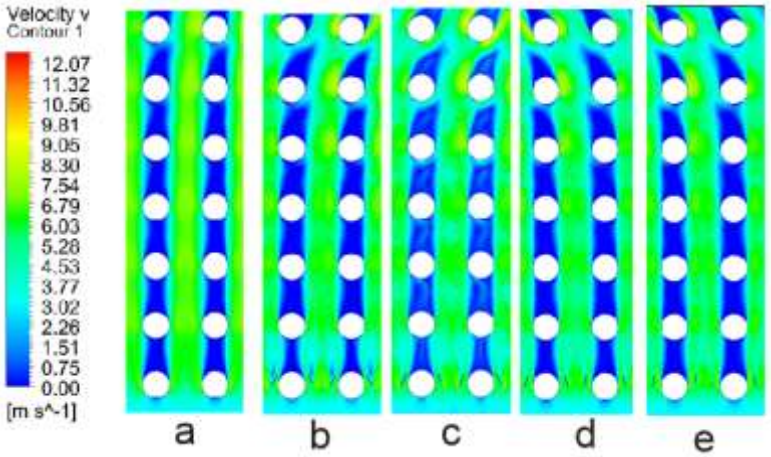


Gambar 4.4 Distribusi temperatur pada (a) *base* (b) *staggered* 155° (c) *staggered* 160° (d) *staggered* 165° (e) *staggered* 170°

Pada **Gambar 4.4** (b), (c), dan (d) ditunjukkan distribusi temperatur yang dihasilkan oleh *vortex generator* dengan susunan *staggered* sudut serang 155°, 160°, 165° dan 170°. Berbeda dengan variasi susunan *vortex generator* yang ada pada **Gambar 4.2** dan **Gambar 4.3**, *vortex generator* yang dipasang tunggal pada masing-masing *tube* menyebabkan arah gerak udara mengikuti arah dari *vortex generator*. Pada gambar diatas, terlihat sudut 155° memiliki distribusi temperatur paling baik dengan temperatur *outlet* rata-rata sebesar 326,081 K. Sedangkan penggunaan sudut serang 160°, 165° dan 170° menghasilkan temperatur udara rata-rata sebesar 325,861 K, 325,442 K dan 325,2 K.

4.3 Pengaruh Sudut Serang dan Susunan *Vortex Generator* Terhadap Distribusi Kecepatan

Selain distribusi temperatur, analisa data juga dilakukan terhadap distribusi kecepatan untuk setiap variasi yang disimulasikan seperti pada **Gambar 4.5** berikut.

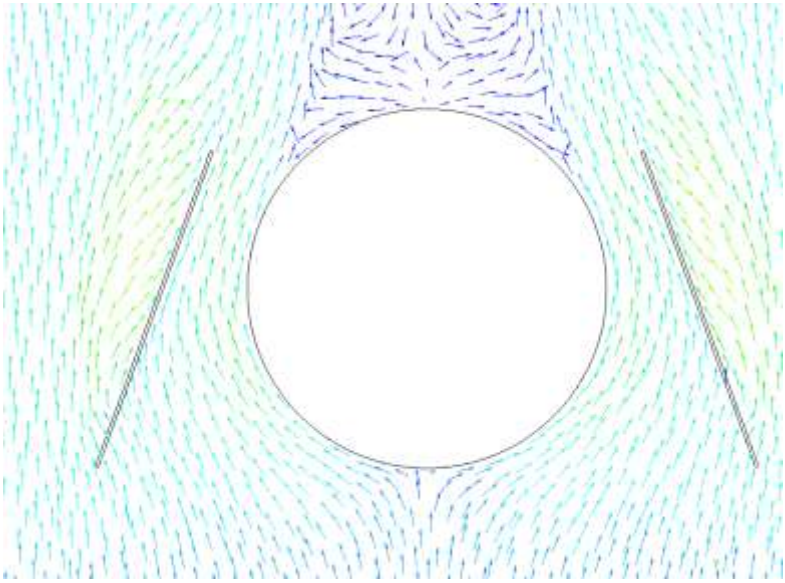


Gambar 4.5 Distribusi kecepatan pada (a) *base* (b) *single row* 155° (c) *single row* 160° (d) *single row* 165° (e) *single row* 170°

Distribusi kecepatan udara hasil simulasi seperti pada **Gambar 4.5** menunjukkan pengaruh variasi *vortex generator* susunan *single row* yang telah ditambahkan pada *fin and tube heat exchanger*. **Gambar 4.5** (a) adalah distribusi kecepatan udara *heat exchanger* tanpa adanya pengaruh *vortex generator*. Kecepatan maksimal yang dihasilkan pada konfigurasi tersebut adalah 8,698 m/s. Pada gambar tersebut juga terjadi fenomena *wake* yang diakibatkan oleh aliran udara yang melalui *tube*. Adanya *wake* ini dapat mengganggu laju aliran udara yang mengalir menuju *tube-tube* selanjutnya dan menghambat perpindahan panas pada *heat exchanger*.

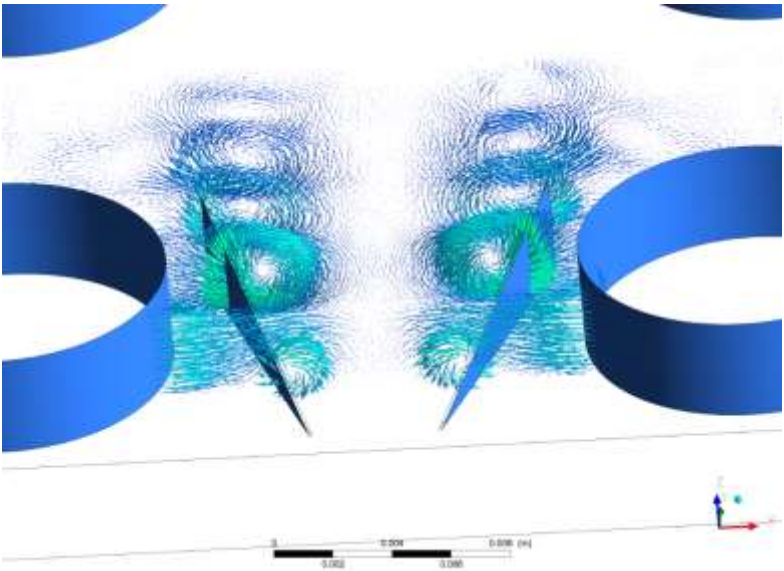
Sementara pada **Gambar 4.5** (b), (c), (d) dan (e) menampilkan distribusi kecepatan udara yang diakibatkan adanya *vortex generator* dengan susunan *single row* dengan sudut serang 155°, 160°, 165° dan 170°. Pada variasi dengan sudut serang 160°,

kecepatan udara pada sisi luar *vortex generator* mengalami peningkatan cukup besar yang ditandai dengan warna kuning seperti pada **Gambar 4.6**.



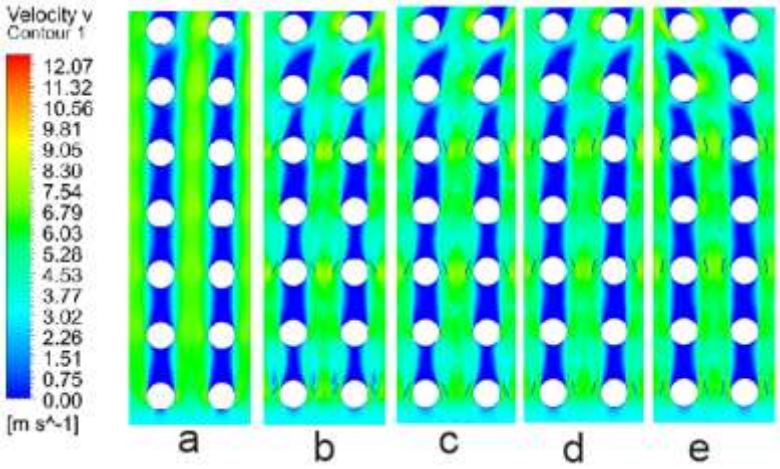
Gambar 4.6 Vektor kecepatan udara di sekitar *tube* dan *vortex generator*

Hal lain yang dapat diamati dari **Gambar 4.5** (b) dan (c) adalah penipisan *wake* yang terjadi di belakang *tube* baris pertama. Penipisan *wake* terjadi karena *vortex generator* menimbulkan olakan-olakan menuju bagian belakang *tube* seperti ditunjukkan pada **Gambar 4.7**. Dengan adanya olakan-olakan tersebut, udara yang melewati sisi kanan dan sisi kiri *tube* akan mengalami interaksi atau percampuran yang lebih baik jika dibandingkan dengan *heat exchanger* tanpa *vortex generator*.



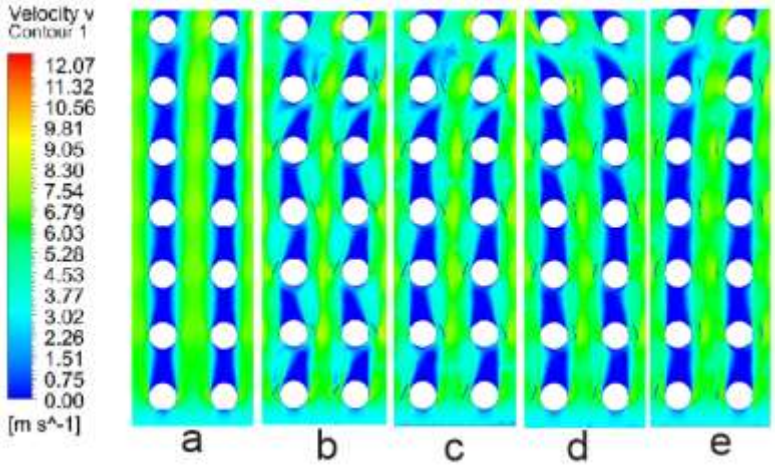
Gambar 4.7 Munculnya olakan yang diakibatkan oleh *vortex generator*

Sedangkan pada dua sudut serang lain yaitu 165° dan 170° peningkatan kecepatan pada sisi luar *vortex generator* relatif kecil sehingga kurang tampak pada kontur warna diatas. Pengaruh terhadap *wake* pada *tube* pun tidak sebesar pada sudut serang 160° seperti terlihat pada kontur kecepatan pada **Gambar 4.5** (c) dan (d). Kecepatan udara maksimal yang dihasilkan pada variasi ini yaitu 12,333 m/s, 12,404 m/s , 12,571 m/s dan 12,219 m/s untuk sudut serang 155°, 160°, 165° dan 170° secara berurutan.



Gambar 4.8 Distribusi kecepatan pada (a) *base* (b) *three rows* 155° (c) *three rows* 160° (d) *three rows* 165° (e) *three rows* 170°

Pola distribusi berbeda terjadi pada variasi *vortex generator* dengan susunan *three rows*. Seiring bertambahnya *vortex generator* yang ditambahkan pada *heat exchanger*, distribusi kecepatan udara menjadi lebih merata ditandai dengan menipisnya *wake* pada *tube* baris pertama, baris ketiga dan baris kelima seperti pada **Gambar 4.8** (b), (c), (d) dan (e). Kecepatan udara maksimal tertinggi dihasilkan pada susunan *three rows* adalah 12,136 m/s yang dihasilkan oleh sudut serang 170°. Sedangkan pada tiga sudut serang lain menghasilkan kecepatan udara maksimal 11,275 m/s, 11,883 m/s, dan 11,177 m/s untuk sudut serang 155°, 160° dan 165°. Untuk menganalisa lebih lanjut maka perlu dilakukan perhitungan bilangan *Reynolds* dan *Nusselt* serta koefisien perpindahan panas yang dihasilkan pada masing-masing variasi.



Gambar 4.9 Distribusi kecepatan pada (a) *base* (b) *staggered* 155° (c) *staggered* 160° (d) *staggered* 165° (e) *staggered* 170°

Variasi lain yang dilakukan adalah *vortex generator* susunan *staggered*. Seperti pada **Gambar 4.9** (b), (c) dan (d) ternyata *vortex generator* yang disusun secara *staggered* memiliki pengaruh yang kurang signifikan terhadap *wake* dikarenakan pemasangan *vortex generator* tunggal hanya menunda separasi pada satu bagian atau satu sisi dari *tube*. Distribusi kecepatan pada pemasangan *vortex generator* susunan *staggered* baik sudut serang 155°, 160°, 165° dan 170° tidak menunjukkan perbedaan yang signifikan. Hanya saja pada sudut serang 160° dapat menghasilkan kecepatan udara maksimal yang paling tinggi dengan besar kecepatan 12,548 m/s.

Dalam menganalisa pengaruh *vortex generator* terhadap koefisien perpindahan panas, maka akan lebih mudah jika analisa dengan menggunakan perhitungan bilangan *Reynolds* seperti persamaan 2.1 sehingga didapatkan nilai seperti pada **Tabel 4.1** berikut.

Tabel 4.1 Perhitungan bilangan *Reynolds*

No	Variasi *Vortex generator*		Max *Reynolds Number*
1	*Base*		5840.63
2	*Single row*	155°	8281.50
3		160°	8329.18
4		165°	8441.32
5		170°	8204.95
6	*Three rows*	155°	7571.07
7		160°	7979.33
8		165°	7505.26
9		170°	8149.22
10	*Staggered*	155°	7537.49
11		160°	8425.88
12		165°	7890.03
13		170°	7885.32

Berdasarkan **Tabel 4.1** diatas diketahui bahwa peningkatan bilangan *Reynolds* terbesar terjadi pada variasi *vortex generator* susunan *single row* dengan sudut 165° dengan peningkatan sebesar 43%. Selanjutnya, bilangan *Reynolds* hasil perhitungan akan digunakan untuk menghitung bilangan *Nusselt* menggunakan persamaan 2.2 dan 2.3. Berikut merupakan hasil perhitungan bilangan *Nusselt* pada penelitian ini.

Tabel 4.2 Perhitungan bilangan *Nusselt*

No	Variasi *Vortex generator*		*Nusselt Number*
1	*Base*		53.50
2	*Single row*	155°	66.67
3		160°	66.91
4		165°	67.47
5		170°	66.28
6	*Three rows*	155°	63.00
7		160°	65.12
8		165°	62.66
9		170°	65.99
10	*Staggered*	155°	62.83
11		160°	67.40
12		165°	64.66
13		170°	64.64

Perhitungan bilangan *Nusselt* yang sudah dilakukan menunjukkan hubungan linier antara bilangan *Reynolds* dan *Nusselt*. Sehingga variasi *vortex generator single row* dengan sudut serang 165° memiliki bilangan *Nusselt* terbesar yaitu 67.47. Bilangan *Nusselt* yang dihasilkan oleh variasi-variasi lain relatif memiliki nilai yang tidak jauh berbeda yaitu 62-67. Kemudian, bilangan *Nusselt* yang sudah dihitung dimasukkan ke dalam persamaan 2.4 agar didapatkan nilai koefisien konveksi pada masing-masing variasi seperti pada **Tabel 4.3** berikut.

Tabel 4.3 Nilai Koefisien Konveksi

No	Variasi *Vortex generator*		Koefisien Konveksi (W/m^2K)
1	*Base*		193.83
2	*Single row*	155°	241.52
3		160°	242.40
4		165°	244.45
5		170°	240.11
6	*Three rows*	155°	228.25
7		160°	235.93
8		165°	227.00
9		170°	239.08
10	*Staggered*	155°	227.61
11		160°	244.16
12		165°	234.26
13		170°	234.18

Berdasarkan **Tabel 4.3** diatas nilai koefisien konveksi pada masing-masing variasi *vortex generator* dapat diketahui. Pada variasi *vortex generator* susunan *single row*, koefisien konveksi terbesar dihasilkan pada sudut serang 165° yaitu 244,45 $Watt/m^2K$. Sementara pada variasi *vortex generator* susunan *three rows*, sudut serang 170° memiliki koefisien konveksi terbesar yaitu 239,08 $Watt/m^2K$ dan koefisien konveksi paling rendah dimiliki oleh sudut serang 165° dengan nilai 227 $Watt/m^2K$. Koefisien konveksi terbesar pada *vortex generator* susunan *staggered* terdapat pada sudut serang 160° yaitu 244,16 $Watt/m^2K$. Kemudian nilai koefisien konveksi tersebut digunakan untuk menghitung nilai *heat flux* (q) seperti pada **Tabel 4.4** berikut.

Tabel 4.4 Perhitungan Nilai Perpindahan Panas

No	Variasi *Vortex generator*		ΔT	q (Watt/m)
1	*Base*		13.0006	2363.90
2	*Single row*	155°	14.0106	3174.40
3		160°	13.9087	3162.73
4		165°	14.0016	3210.80
5		170°	14.3920	3241.79
6	*Three rows*	155°	12.9622	2775.52
7		160°	13.1104	2901.70
8		165°	13.6981	2917.00
9		170°	13.4822	3023.85
10	*Staggered*	155°	12.8139	2736.10
11		160°	13.0562	2990.55
12		165°	13.5020	2967.25
13		170°	13.7511	3020.86

Dari perhitungan nilai q, dapat diketahui bahwa dengan adanya *vortex generator* laju perpindahan panas dapat ditingkatkan. Pada variasi *single row*, laju perpindahan panas terbesar dihasilkan oleh sudut serang 170° dengan nilai 3241.79 Watt/m. Sedangkan pada susunan *three rows*, laju perpindahan panas yang dihasilkan yaitu 2775.52 Watt/m, 2901.70 Watt/m, 2917. Watt/m dan 3023.85 Watt/m2 untuk sudut serang 155°, 160°, 165° dan 170°. Bisa dilihat bahwa susunan *three rows* menghasilkan laju perpindahan panas yang lebih kecil dibanding susunan *single row*. Variasi susunan *staggered* menghasilkan laju perpindahan panas yang hampir sama dengan susunan *three rows* yaitu 2736.1 Watt/m, 2990.55 Watt/m, 2967.25 Watt/m dan 3020.86 Watt/m untuk sudut serang 155°, 160°, 165° dan 170°. Sehingga berdasarkan laju perpindahan panas yang dihasilkan oleh semua variasi yang telah dilakukan, susunan *vortex generator single row* dengan sudut 170° merupakan variasi yang dapat menghasilkan laju perpindahan paling baik yaitu 3241.79 Watt/m.

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 *vortex generator* susunan *single row* dengan sudut serang 170° menghasilkan laju perpindahan panas tertinggi yaitu 3241,79 Watt/m.

5.2 Saran

Adapun saran yang dapat penulis berikan dalam tugas akhir ini adalah diperlukan penelitian dengan menggunakan variasi jenis *vortex generator* sehingga dapat dibandingkan jenis *vortex generator* yang paling optimal.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

Fiebig, M., Tiggelbeck, S., & Mitra, N. K. (1993). Experimental investigations of heat transfer enhancement and flow losses in a channel with double rows of longitudinal vortex generators. *International Journal Heat Mass Transfer, 36*, 2327-2337.

Hiravennavar, S., Tulapurkara, E., & Biswas, G. (2007). A note on the flow and heat transfer enhancement in a channel with built-in winglet pair. *International Journal of Heat and Fluid Flow, 28*(2), 299-305.

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.

Jacobi, A., & Sommers, A. D. (2005). Air-side heat transfer enhancement of a refrigerator evaporator. *International Journal of Refrigeration, 28*, 1006-1017.

Jang, J.-Y., Wu, M.-C., & Chang, W.-J. (1996). Numerical and experimental studies of three dimensional plate-fin and tube heat exchangers. *International Journal Heat Mass Transfer, 39*, 3057-3066.

Välikangas, T., Singh, S., Sørensen, K., & Condra, T. (2017). Fin-and-tube heat exchanger enhancement with a combined. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 118*, 602-616.

Ye, H. Y., & Lee, K. S. (2013). Performance prediction of a fin-and-tube heat exchanger considering air-flow reduction due to the frost accumulation. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 67*, 225-233.

LAMPIRAN

Perhitungan Bilangan Reynolds

No	Variasi *Vortex generator*		V_{maks}	$Re_D = \frac{VD}{v}$	Reynolds Number
1	*Base*		8.698	$\frac{8{,}698 \times 0{,}01067}{1{,}789 \times 10^{-5}}$	5840,63
2	*Single row*	155°	12.333	$\frac{12{,}333 \times 0{,}01067}{1{,}789 \times 10^{-5}}$	8281,5
3		160°	12.404	$\frac{12{,}404 \times 0{,}01067}{1{,}789 \times 10^{-5}}$	8329,18
4		165°	12.571	$\frac{12{,}571 \times 0{,}01067}{1{,}789 \times 10^{-5}}$	8441,32
5		170°	12.219	$\frac{12{,}219 \times 0{,}01067}{1{,}789 \times 10^{-5}}$	8204,95
6	*Three rows*	155°	11.275	$\frac{11{,}275 \times 0{,}01067}{1{,}789 \times 10^{-5}}$	7571,07
7		160°	11.883	$\frac{11{,}883 \times 0{,}01067}{1{,}789 \times 10^{-5}}$	7979,33
8		165°	11.177	$\frac{11{,}177 \times 0{,}01067}{1{,}789 \times 10^{-5}}$	7505,26
9		170°	12.136	$\frac{12{,}136 \times 0{,}01067}{1{,}789 \times 10^{-5}}$	8149,22
10	*Staggered*	155°	11.225	$\frac{11{,}225 \times 0{,}01067}{1{,}789 \times 10^{-5}}$	7537,49
11		160°	12.548	$\frac{12{,}548 \times 0{,}01067}{1{,}789 \times 10^{-5}}$	8425,88
12		165°	11.750	$\frac{11{,}750 \times 0{,}01067}{1{,}789 \times 10^{-5}}$	7890,03
13		170°	11.743	$\frac{11{,}743 \times 0{,}01067}{1{,}789 \times 10^{-5}}$	7885,32

Perhitungan Bilangan Nusselt

No	Variasi *Vortex generator*	$Nu_D = C_1 C_2 \, Re_{D,max}^{m} \, Pr^{0,36} (\frac{Pr}{Pr_s})^{1/4}$		Nusselt Number
1	*Base*	$0,27 \times 0,95 \times 5840,63^{0,63} \times 0,707^{0,36} (\frac{0,707}{0,7028})^{1/4}$		53,50
2	*Single row*	155°	$0,27 \times 0,95 \times 8281,5^{0,63} \times 0,707^{0,36} (\frac{0,707}{0,7028})^{1/4}$	66,67
3		160°	$0,27 \times 0,95 \times 8329,18^{0,63} \times 0,707^{0,36} (\frac{0,707}{0,7028})^{1/4}$	66,91
4		165°	$0,27 \times 0,95 \times 8441,32^{0,63} \times 0,707^{0,36} (\frac{0,707}{0,7028})^{1/4}$	67,47
5		170°	$0,27 \times 0,95 \times 8204,95^{0,63} \times 0,707^{0,36} (\frac{0,707}{0,7028})^{1/4}$	66,28
6	*Three rows*	155°	$0,27 \times 0,95 \times 7571,07^{0,63} \times 0,707^{0,36} (\frac{0,707}{0,7028})^{1/4}$	63,00
7		160°	$0,27 \times 0,95 \times 7979,33^{0,63} \times 0,707^{0,36} (\frac{0,707}{0,7028})^{1/4}$	65,12
8		165°	$0,27 \times 0,95 \times 7505,26^{0,63} \times 0,707^{0,36} (\frac{0,707}{0,7028})^{1/4}$	62,66
9		170°	$0,27 \times 0,95 \times 8149,22^{0,63} \times 0,707^{0,36} (\frac{0,707}{0,7028})^{1/4}$	65,99
10	*Staggered*	155°	$0,27 \times 0,95 \times 7537,49^{0,63} \times 0,707^{0,36} (\frac{0,707}{0,7028})^{1/4}$	62,83
11		160°	$0,27 \times 0,95 \times 8425,88^{0,63} \times 0,707^{0,36} (\frac{0,707}{0,7028})^{1/4}$	67,40
12		165°	$0,27 \times 0,95 \times 7890,03^{0,63} \times 0,707^{0,36} (\frac{0,707}{0,7028})^{1/4}$	64,66
13		170°	$0,27 \times 0,95 \times 7885,32^{0,63} \times 0,707^{0,36} (\frac{0,707}{0,7028})^{1/4}$	64,64

Perhitungan Koefisien Konveksi

No	Variasi *Vortex generator*	$h = Nu_D \times \frac{k}{D}$		Koefisien Konveksi (Watt/m^{2}K)
1	*Base*	$53{,}50 \times \frac{0{,}0263}{0{,}02067}$		193,82
2	*Single row*	155°	$66{,}67 \times \frac{0{,}0263}{0{,}02067}$	241,52
3		160°	$66{,}91 \times \frac{0{,}0263}{0{,}02067}$	242,40
4		165°	$67{,}47 \times \frac{0{,}0263}{0{,}02067}$	244,45
5		170°	$66{,}28 \times \frac{0{,}0263}{0{,}02067}$	240,11
6	*Three rows*	155°	$63{,}00 \times \frac{0{,}0263}{0{,}02067}$	228,25
7		160°	$65{,}12 \times \frac{0{,}0263}{0{,}02067}$	235,93
8		165°	$62{,}66 \times \frac{0{,}0263}{0{,}02067}$	227,00
9		170°	$65{,}99 \times \frac{0{,}0263}{0{,}02067}$	239,08
10	*Staggered*	155°	$62{,}83 \times \frac{0{,}0263}{0{,}02067}$	227,61
11		160°	$67{,}40 \times \frac{0{,}0263}{0{,}02067}$	244,16
12		165°	$64{,}66 \times \frac{0{,}0263}{0{,}02067}$	234,26
13		170°	$64{,}64 \times \frac{0{,}0263}{0{,}02067}$	234,18

Perhitungan ΔT

No	Variasi *Vortex generator*		$T_s - T_o$	$T_s - T_i$	$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o})}$	ΔT_{lm}
1	*Base*		4.088	30	$\frac{30 - 4.088}{\ln(\frac{30}{4.088})}$	13.0006
2	*Single row*	155°	5.058	30	$\frac{30 - 5.058}{\ln(\frac{30}{5.058})}$	14.0106
3		160°	4.956	30	$\frac{30 - 4.956}{\ln(\frac{30}{4.956})}$	13.9087
4		165°	5.049	30	$\frac{30 - 5.049}{\ln(\frac{30}{5.049})}$	14.0016
5		170°	5.448	30	$\frac{30 - 5.448}{\ln(\frac{30}{5.448})}$	14.392
6	*Three rows*	155°	4.053	30	$\frac{30 - 4.053}{\ln(\frac{30}{4.053})}$	12.9622
7		160°	4.189	30	$\frac{30 - 4.189}{\ln(\frac{30}{4.189})}$	13.1104
8		165°	4.748	30	$\frac{30 - 4.748}{\ln(\frac{30}{4.748})}$	13.6981
9		170°	4.54	30	$\frac{30 - 4.54}{\ln(\frac{30}{4.54})}$	13.4822
10	*Staggered*	155°	3.919	30	$\frac{30 - 3.919}{\ln(\frac{30}{3.919})}$	12.8139
11		160°	4.139	30	$\frac{30 - 4.139}{\ln(\frac{30}{4.139})}$	13.0562
12		165°	4.558	30	$\frac{30 - 4.558}{\ln(\frac{30}{4.558})}$	13.502
13		170°	4.8	30	$\frac{30 - 4.8}{\ln(\frac{30}{4.8})}$	13.7511

Perhitungan q

No	Variasi *Vortex generator*		$q = N(h\pi D\Delta T_{lm})$	q (watt/m)
1	*Base*		$28 \times 193{,}82 \times 3{,}14 \times 0{,}01067 \times 13{,}0006$	2363,9
2	*Single row*	155°	$28 \times 241{,}52 \times 3{,}14 \times 0{,}01067 \times 14{,}0106$	3174,4
3		160°	$28 \times 242{,}40 \times 3{,}14 \times 0{,}01067 \times 13{,}9087$	3162,73
4		165°	$28 \times 244{,}45 \times 3{,}14 \times 0{,}01067 \times 14{,}0016$	3210,8
5		170°	$28 \times 240{,}11 \times 3{,}14 \times 0{,}01067 \times 14{,}392$	3241,79
6	*Three rows*	155°	$28 \times 228{,}25 \times 3{,}14 \times 0{,}01067 \times 12{,}9622$	2775,52
7		160°	$28 \times 235{,}93 \times 3{,}14 \times 0{,}01067 \times 13{,}1104$	2901,7
8		165°	$28 \times 227 \times 3{,}14 \times 0{,}01067 \times 13{,}6981$	2917
9		170°	$28 \times 239{,}08 \times 3{,}14 \times 0{,}01067 \times 13{,}4822$	3023,85
10	*Staggered*	155°	$28 \times 227{,}61 \times 3{,}14 \times 0{,}01067 \times 12{,}8139$	2736,1
11		160°	$28 \times 244{,}16 \times 3{,}14 \times 0{,}01067 \times 13{,}0562$	2990,55
12		165°	$28 \times 234{,}26 \times 3{,}14 \times 0{,}01067 \times 13{,}501$	2967,25
13		170°	$28 \times 234{,}18 \times 3{,}14 \times 0{,}01067 \times 13{,}7511$	3020,86

BIODATA PENULIS

Penulis lahir di Kota Klaten pada 5 April 1996. Penulis menempuh pendidikan di SDN 3 Ceper (2002 – 2008), SMP Negeri 1 Pedan (2008 – 2011), SMA Negeri 1 Karanganom (2011 – 2014), dan pendidikan S – 1 di Departemen Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya. Selama menjadi mahasiswa, penulis mengambil bidang minat rekayasa energi dan pengkondisian lingkungan dan menjadi asisten Laboratorium Rekayasa Energi dan Pengkondisian Lingkungan di Teknik Fisika FTI ITS, yang tergabung dalam Kelompok Studi Energi (KSE). Penulis pernah melakukan *internship* di PT. GMF AeroAsia, Cengkareng. Pada *internship* tersebut, penulis melakukan analisis kalibrasi terhadap dry block calibrator di PT. GMF AeroAsia menggunakan platinum resistance thermometer dan termokopel tipe s. Penulis dapat dihubungi melalui *e – mail*: irawanariwibowo1996@gmail.com