



TUGAS AKHIR – TM141585

**ANALISIS NUMERIK PENGARUH PITCH RATIO
LONGITUDINAL (SL/2a) DAN TRANSVERSAL
(ST/2b) BERTURUT-TURUT 0.9, 1, 1.1, 1.25
TERHADAP KARAKTERISTIK ALIRAN FLUIDA
DAN PERPINDAHAN PANAS MELINTASI
STAGGERED ELLIPTICAL TUBE BANK**

SAFRIDA DYAH HANIFAH
NRP. 2112100004

Dosen Pembimbing:
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh W., M.E.

PROGRAM SARJANA
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2016



FINAL PROJECT – TM141585

**NUMERICAL ANALYSIS ON THE EFFECT OF
LONGITUDINAL AND TRANSVERSAL PITCH
RATIO TO THE FLOW AND HEAT TRANSFER
CHARACTERSTIC OF STAGGERED ELLIPTICAL
TUBES-BANK**

SAFRIDA DYAH HANIFAH
NRP. 2112100004

Advisory Lecturer
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E..

BACHELOR PROGRAM
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2016

**ANALISIS NUMERIK PENGARUH PITCH RATIO
LONGITUDINAL (SL/2a) DAN TRANSVERSAL (ST/2b)
BERTURUT-TURUT 0.9; 1; 1.1 DAN 1.25 TERHADAP
KARATERISTIK ALIRAN FLUIDA DAN PERPINDAHAN
PANAS MELINTASI STAGGERED ELLIPTICAL TUBE
BANK**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada Bidang Studi Teknik Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

SAFRIDA DYAH HANIFAH

NRP. 2112 100 004

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME
(NIP. 195312191981031001)

.....
(Pembimbing)

2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng.
(NIP. 195310191979031002)

.....
(Penguji I)

3. Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng.
(NIP. 196505051990031005)

.....
(Penguji II)

4. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT
(NIP. 197104051997021001)

.....
(Penguji III)



SURABAYA
Juli, 2016

Halaman ini sengaja dikosongkan.

**ANALISIS NUMERIK PENGARUH PITCH RATIO
LONGITUDINAL (SL/2a) DAN TRANSVERSAL
(ST/2b) BERTURUT-TURUT 0.9, 1, 1.1, 1.25
TERHADAP KARAKTERISTIK ALIRAN FLUIDA
DAN PERPINDAHAN PANAS MELINTASI
STAGGERED ELLIPTICAL TUBE BANK**

Nama : Safrida Dyah Hanifah
NRP : 2112100004
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh W.,
M.E.

Abstrak

Banyak penelitian mengenai peningkatan performa penukar kalor pada sisi eksternal dengan memodifikasi bentuk tube dari silinder sirkular menjadi silinder ellips. Perubahan bentuk geometri dapat meningkatkan perpindahan panas sisi eksternal karena silinder ellips adalah termasuk dalam bentuk dari dari streamlined body dua dimensi. Pada silinder ellips fluida yang akan terlepas dari kontur ellips masih mampu untuk attach pada kontur ellips yang lebih landai, sehingga titik separasi lebih kebelakang dibandingkan pada silinder sirkular. Titik separasi yang tertunda pada ellips mengakibatkan pada berkurangnya gaya drag yang dimiliki body dibandingkan dengan silinder sirkular.

Penelitian dilakukan dengan menganalisis karakteristik aliran fluida pada sisi eksternal elliptical tube bank yang tersusun secara staggered dengan perbandingan ratio antara diameter mayor dan minor sebesar 2,5. Tube

bank disajikan dengan 16 variasi (A, B, C, D, E, F, G, H, I, J, K, L, M, N, O, P) berdasarkan 4 PT (0.9, 1, 1.1, 1.25) masing-masing 4 PL (0.9, 1, 1.1, 1.25). Fluida kerja berupa udara berkecepatan konstan sebesar 4 m/s dimodelkan sebagai gas ideal yang mengalir pada sisi eksternal dengan kondisi temperatur sebesar 300 K dan heat flux pada tube sebesar 2000 W/m². Studi numerik dilakukan secara 2 dimensi dengan kondisi aliran steady dengan prinsip Computational Fluid Dynamic (CFD) menggunakan perangkat lunak GAMBIT 2.4.6 untuk tahapan pembuatan domain dan disimulasikan dalam perangkat lunak FLUENT 6.3.26. Model turbulensi yang digunakan adalah Renormalization Group (RNG) $k-\epsilon$. Hasil studi bertujuan untuk mengetahui fenomena aliran dan perpindahan panas pada elliptical tube banks.

Dari analisis numerik ini diperoleh hasil bahwa semakin kecil PT, semakin besar Nusselt Number rata-rata dan pressure drop. Model A memiliki Nusselt Number rata-rata paling tinggi sebesar 45.13 dan pressure drop sebesar 93.15 Pascal. Model P memiliki Nusselt Number rata-rata terendah sebesar 37.8 dan pressure drop sebesar 32.46 Pascal. Begitu juga dengan kecepatan aliran fluida, semakin kecil PT maka semakin besar kecepatan rata-rata. Model A memiliki kecepatan rata-rata paling tinggi yaitu 7.93 m/s dan model P paling rendah dengan 4.9 m/s. Rasio antara Nusselt Number dengan pressure drop yang paling optimal terjadi pada model P, dan perbandingan minimal terjadi pada model A.

Kata kunci: silinder ellips, heat transfer, staggered, tube bank.

**ANALISIS NUMERIK PENGARUH PITCH RATIO
LONGITUDINAL (SL/2a) DAN TRANSVERSAL
(ST/2b) 0.9, 1, 1.1, DAN 1.25 TERHADAP
KARAKTERISTIK ALIRAN FLUIDA DAN
PERPINDAHAN PANAS MELINTASI STAGGERED
ELLIPTICAL TUBE BANK**

Name : Safrida Dyah Hanifah
NRP : 2112100004
Department : Teknik Mesin ITS
Advisory Lecturer : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh
Widodo, M.E

Abstract

Many research has been conducted to improve the heat exchanger performance. Most of them dealt with the geometry of tube banks as the core of a heat exchanger. Within some previous decade the research of non-circular tube bank received greater attention. Elliptic tube is one of the most promising candidate to construct better heat exchanger core. It is due to aerodynamic profile characteristic of ellips. On the elliptical cylinder, fluid separated from the tube able to reattach due to the slender contours of the ellipse tube, it makes the point of separation is more backward than the circular cylinder.

This research represents a two-dimensional numerical investigation of staggered elliptical tube bank of axis ratio 2.5. Tube banks are presented with 16 variations (A, B, C, D, E, F, G, H, I, J, K, L, M, N, O, P) by 4 PT (0.9, 1, 1.1, 1.25) respectively for 4 PL (0.9, 1, 1.1, 1.25). The fluid flowing

across tube bank is air as ideal gas of constant velocity 4 m/s and temperature 308 K. The tube bank transfers uniform heat flux of 2000 W/m². The simulation is conducted with some variations of longitudinal and transversal pitch ratio. The numerical study is performed in 2 dimensional steady flow of Computational Fluid Dynamic method. GAMBIT 2.4.6 is used to build the geometry which is simulated by comercial CFD software with Renormalization Group (RNG) as the turbulence modeling. The aim of this simulation is the flow and heat transfer characteristic around elliptical tube bank. The result reveals that convection coefficient of the bank is increasing along with the decreasing of the longitudinal and transversal pitch ratio. Model A achieves the maximum value of average Nusselt Number ad pressure drop at 45.13 and 93.15 Pascal. Model P achieves the minimum value of average Nusselt Number ad pressure drop at 37.8 and 32.46 Pascal. The average velocity is increasing along with the decreasing of the transversal pitch ratio. Model A reaches maximum average velocity at 7.93 m/s and Model P achieves the lowest at 4.9 m/s. The maximum ratio of Nusselt Number and pressure drop occurs on Model P, and the minimum occurs on Model P.

Keywords: elliptical cylinder, heat transfer, staggered, tube bank.

KATA PENGANTAR

Puji syukur dihaturkan kehadiran Allah Subhanallahu WaTa'ala, hanya karena tuntunan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Keluarga tersayang, khususnya Papa dan Mama saya yang kece badai, yang telah menjadi orang-orang terbaik dalam hidup penulis dan selalu memberikan doa dan dukungan dan uang saku, *for sure*.
2. Saudara kandung penulis Faishal dan Inas yang selalu memberikan dukungan entah apapun bentuknya.
3. Tegar Aji Kuncara, ST. atas kesabarannya yang tak terkira.
4. Dr. Ir. Budi Utomo K. W., ME yang telah menjadi pembimbing tugas akhir saya.
5. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng, Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng., dan Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT, selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis tentang Tugas Akhir ini.
6. Segenap dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin FTI ITS, terima kasih atas ilmu yang disampaikan, semoga bermanfaat kedepannya bagi diri penulis dan bagi bangsa dan negara.
7. Sahabat-sahabat tercinta, Orin, Maria, Sherly, Pindi, Tria, Ranza, Lita, Adel, Aci, Yeni yang telah membantu,

menemani, menghibur dan memberikan semangat sepanjang waktu.

8. Teman riset, Puput, Maria, Tria, Yunida, Ijang, Aska, Mas Roni, Mas Mbeng, and Mas Raymond yang HUMORIS.
9. Teman-teman laboratorium Perpan yang telah banyak menemani penulis selama pengerjaan Tugas Akhir ini.
10. Teman-teman angkatan M55 yang senantiasa memberi motivasi dan menemani penulis selama kebersamaan empat tahun ini.

Dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut. Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Juli 2016

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
Daftar Tabel	xi
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan Penelitian.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Perpindahan Panas Konveksi Melintasi Tube	5
2.2 Aliran Eksternal melewati Tube Bank	8
2.3 Penurunan Tekanan Pada Tube Bank.....	9
2.4 Permodelan Computational Fluid Dynamics	11
2.5 Penelitian Terdahulu	14
2.5.1 Ota, dkk (1983)	14
2.5.2 Merker & Hanke (1986).....	16
2.5.3 Nazilah (2015).....	16
2.5.4 Budi Utomo (2014)	18
2.5.5 Buyruk.....	18
BAB III METODOLOGI	20
3.1 Metode Penelitian.....	20
3.2 Flowchart.....	21

3.3 Tahapan Penelitian	22
3.3.1 Pre-processing	22
3.3.2 Processing.....	25
3.3.3 Post-processing.....	28
BAB IV ANALISI DAN PEMBAHASAN	31
4.1 Analisis Visualisasi Aliran dan Perpindahan Panas dalam Numerik.....	31
4.1.1 Visualisasi Perpindahan Panas Pada Domain Secara Overall.....	31
4.2 Analisis Kecepatan Lokal Aliran pada Model Variasi PL dan PT.....	36
4.3 Analisis Bilangan Nusselt Lokal pada Tube Banks ..	43
4.4 Analisis Nusselt Rata-Rata.....	47
4.5 Analisis Pressure drop Tube banks	47
BAB V PENUTUP	51
DAFTAR PUSTAKA	53
LAMPIRAN	54

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. 1. Aliran fluida melewati tube bank pada heat exchanger	2
Gambar 2. 1. Boundary layer dan Separasi Pada Silinder (Incropera).....	6
Gambar 2. 2. Profil Kecepatan Pada Dinding Silinder (Incropera)	6
Gambar 2. 3. Pengaruh turbulensi terhadap separasi (Incropera)..	7
Gambar 2. 4. Nusselt number lokal untuk aliran udara secara normal pada silinder tunggal (Incropera)	7
Gambar 2. 5. Kondisi aliran pada konfigurasi tube bank, (a) Aligned, (b) Staggered	9
Gambar 2. 6. Friction factor (f) dan correction factor (χ) untuk susunan tube Aligned.	10
Gambar 2. 7. Friction factor (f) dan correction factor (χ) untuk susunan tube staggered. (Incropera).....	10
Gambar 2. 8. Pengaruh axis ratio pada bilangan Nusselt.	15
Gambar 2. 9. Grafik pressure drop vs Reynolds number.	16
Gambar 2. 10. Grafik penurunan tekanan pada setiap variasi Tube Banks.....	17
Gambar 2. 11. Koefisien penurunan tekanan fungsi bilangan Reynolds untuk (a) AR = 2.5 dan (b) AR=2.	18
Gambar 2.12. Distribusi Nusselt Number lokal untuk baris pertama dan baris kedua	19
Gambar 3. 1. Flowchart tahapan penelitian dan simulasi studi numerik karakteristik aliran eksternal melintasi elliptical siinder tube banks.....	21
Gambar 3. 2. Geometri Elliptical Tube Bank Tersusun Secara Staggered.....	23

Gambar 3. 3. Penyederhanaan geometri elliptical tube bank	23
Gambar 3. 4. Meshing	24
Gambar 3.5. Empat jenis meshing yang digunakan untuk proses Grid Independency Validation	29
Gambar 4. 1. Visualisasi Kontur Temperatur Tube Banks untuk kecepatan inlet 5 m/s pada setiap variasi.....	33
Gambar 4. 2. Visualisasi kontur temperatur pada tube banks PL = 1 dan PT = 1 baris pertama.	34
Gambar 4. 3. Grafik temperatur outlet pada variasi PL dan PT. ..	35
Gambar 4. 4. Distribusi kecepatan lokal pada tube banks model A, B, C, dan D.....	36
Gambar 4. 5. Kontur baris 3 pada (a) Model A dan(b) Model D.	37
Gambar 4. 6.. Kontur Baris 1 dan Baris 2 untuk Model A.	38
Gambar 4. 7. Aliran balik pada setelah titik separasi	39
Gambar 4. 8. Kontur baris 2 untuk Model A, B, C, dan D.....	40
Gambar 4. 9. Distribusi kecepatan lokal pada tube banks model A, E, I, dan M.....	42
Gambar 4. 10. Kontur kecepatan Baris 2 untuk Model A, E, I, dan M.	42
Gambar 4. 11. Distribusi Bilangan Nusselt lokal pada Tube Banks model A, E, I, dan M.	43
Gambar 4. 12. Boundary layer kecepatan.	45
Gambar 4. 13. Thermal Boundary Layer.....	46
Gambar 4. 14. Letak 5 titik pengambilan data ΔT	46
Gambar 4. 15. Grafik ΔT untuk Baris 1 dan Baris 3.	46
Gambar 4. 16. Grafik Nusselt rata-rata pada setiap variasi tube bank.	47
Gambar 4. 17. Grafik Pressure drop pada setiap variasi Tube Banks.....	48
Gambar 4.18. Kontur Tekanan	49

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1. Konstanta untuk persamaan silinder bulat pada cross flow.....	8
Tabel 3. 1. Geometri elliptical tube banks Model A	23
Tabel 3. 2. Variasi jarak pitch ratio longitudinal ($SL/2a$) dan transversal ($ST/2b$)	24
Tabel 3. 3. Boundary Condition Elliptical Tubes.....	25
Tabel 3. 4. Properties Fluida	27
Tabel 3.5. Grid Independency Validation untuk 4 jenis meshing model.....	29

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 1

PENDAHULUAN

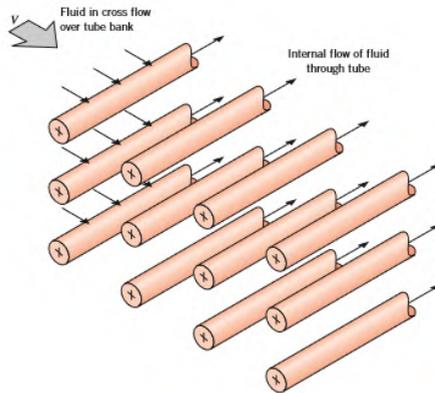
1.1 Latar Belakang

Penukar panas adalah suatu alat yang memungkinkan terjadinya proses perpindahan panas antara dua atau lebih fluida yang berbeda temperatur. Salah satu penyusun *heat exchanger* adalah *tube* yang berfungsi sebagai tempat mengalirnya fluida kerja. Susunan *tube* pada *heat exchanger* terbagi menjadi dua jenis, yaitu *aligned* dan *staggered*. Perbedaan dari kedua jenis susunan *tube* tersebut tidak hanya pada konfigurasi *tube*, namun juga pada fenomena aliran yang melalui sisi eksternal *tube*. Fenomena aliran yang melewati sisi *external tube* juga dipengaruhi oleh bentuk *tube*. Bentuk *tube* dibagi menjadi dua jenis didasarkan pada karakteristik aerodinamika di sekeliling *tube*. Dua jenis *tube* tersebut adalah *bluff body* dan *streamlined body*. Bentuk *tube* yang tergolong dalam *bluff body* adalah sirkular, sedangkan yang termasuk *streamlined body* adalah *elliptical tube*.

Banyak penelitian mengenai *elliptical cylinder*. Seperti yang dilakukan oleh Terukazu Ota (1983) yang menganalisis mengenai heat transfer dan karakteristik aliran di sekitar *elliptical cylinder tube* dengan *axis ratio* 1:3 menggunakan eksperimen *wind tunnel*. Variasi *Reynolds number* yang digunakan dari 8000-79000 dan dengan variasi *angle of attack* $0^\circ - 90^\circ$. Hasil dari eksperimen ini didapatkan bahwa *elliptical cylinder tube* dengan *axis ratio* 1:3 menunjukkan koefisien drag yang lebih rendah daripada *tube* sirkular ketika *elliptical cylinder tube* dioperasikan dengan *angle of attack* yang kecil.

Perpindahan panas dipengaruhi oleh beberapa faktor seperti *Reynolds number* dan *axis ratio*. Penelitian yang dilakukan oleh Hanke dan Merker (1986) menghasilkan bahwa *pressure drop* meningkat seiring dengan penurunan *pitch transversal* dan *Reynolds number*. Berdasarkan penelitian-penelitian yang telah dilakukan sebelumnya, maka

dipandang perlu untuk menganalisis perilaku perpindahan panas aliran udara melintasi *staggered elliptical tube bank*. Penelitian ini akan dilakukan dengan simulasi numerik *Computational Fluid Dynamics*.



Gambar 1. 1. Aliran fluida melewati *tube bank* pada *heat exchanger*.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang dibahas dalam tugas akhir ini sebagai berikut :

1. Bagaimana menganalisis karakteristik distribusi temperatur, dan kecepatan pada sisi eksternal *Elliptical cylinder tube* dengan menggunakan *computational fluid dynamic* (CFD).
2. Bagaimana kombinasi *longitudinal pitch ratio* dan *transversal pitch ratio* untuk menghasilkan *pressure drop* yang minimal dan koefisien perpindahan panas maksimal pada *staggered elliptical tube bank*

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Permodelan *tube banks* berbentuk elips menggunakan software GAMBIT dan disimulasikan dengan software FLUENT.
2. Simulasi dilakukan dengan permodelan domain 2 dimensi.
3. Kondisi operasi *steady flow*, *incompressible flow*, dan *uniform* pada sisi inlet.
4. Permukaan *fluks uniform*.
5. *Tube banks* disusun secara *staggered*.
6. Boundary condition pada sisi *inlet* berupa *velocity inlet* dan pada sisi *outlet* berupa *outflow*.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian dalam tugas akhir ini sebagai berikut :

1. Mengetahui pengaruh variasi *longitudinal pitch ratio* (S_L/D) dan *transversal* (S_T/D) 0,9 ; 1 ; 1,1 ; 1,25 terhadap karakteristik distribusi temperatur, tekanan, dan kecepatan pada sisi eksternal *elliptical cylinder tube banks* dengan menggunakan *Computational Fluid Dynamics*.
2. Mendapatkan *longitudinal pitch ratio* dan *transversal* dengan perpindahan panas maksimal dan *pressure drop* yang minimal.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Meningkatkan pengetahuan mengenai perpindahan panas dan karakteristik aliran secara 2D pada sisi eksternal *elliptical tube banks*.
2. Mendapatkan referensi dalam upaya mengoptimalkan perpindahan panas pada *elliptical tube bank*

BAB II

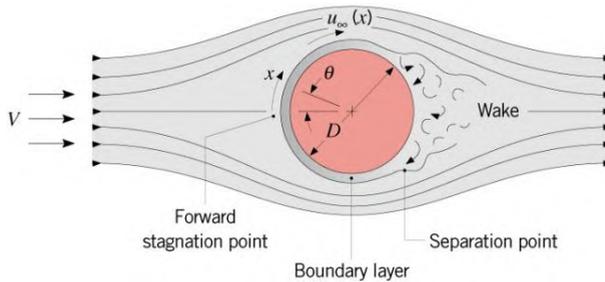
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Perpindahan Panas Konveksi Melintasi *Tube* .

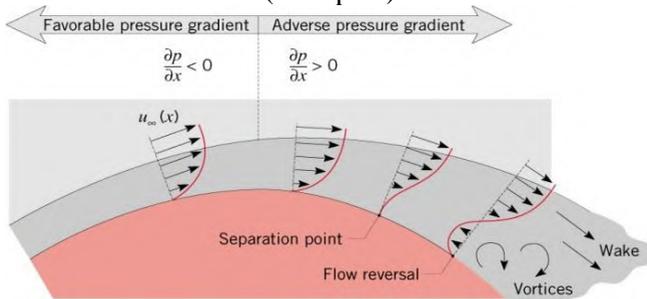
Konveksi pada silinder tunggal dipengaruhi oleh kondisi *boundary layer* pada permukaan. Fenomena *boundary layer* di sekitar *tube* ini dapat dilihat pada Gambar 2.1. Dimulai dari titik stagnasi dengan tekanan yang besar dan $u_{\infty}=0$, fluida akan mengalami percepatan karena saat itu fluida memasuki daerah *favorable pressure gradient*, hingga mencapai kecepatan maksimum. Selanjutnya fluida mengalami perlambatan karena adanya *adverse pressure gradient*. Saat fluida mengalami perlambatan, gradien kecepatan pada permukaan menjadi nol, seperti ditunjukkan pada gambar 2.2. Titik ini disebut sebagai titik separasi. Fluida di dekat permukaan kekurangan momentum untuk melawan gaya gesek yang terjadi sehingga fluida tidak akan dapat bergerak maju dan menyebabkan adanya daerah *wake*.

Terbentuknya *boundary layer* dan titik separasi bergantung pada bilangan *Reynolds*. Untuk silinder sirkular, bilangan *Reynolds* didefinisikan seperti pada persamaan 2.1

$$Re_D = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu} = \frac{\bar{V} D}{\nu} \dots\dots\dots 2.1$$



Gambar 2. 1. Boundary layer dan Separasi Pada Silinder (Incropera)

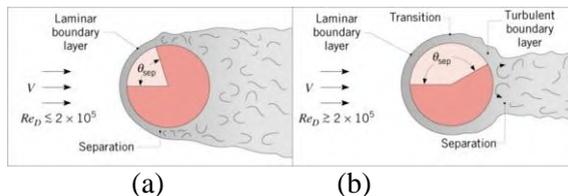


Gambar 2. 2. Profil Kecepatan Pada Dinding Silinder (Incropera)

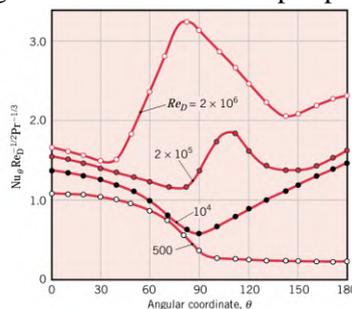
Dengan momentum aliran pada *turbulent boundary layer* lebih besar dibanding dengan *laminar boundary layer* maka dapat disimpulkan bahwa aliran turbulen dapat menunda terjadinya separasi. Pada $Re_D \leq 2 \times 10^5$, *boundary layer* yang terbentuk tetap laminar dan separasi terjadi pada $\theta \approx 80^\circ$ (gambar 2.3 (a)), akan tetapi pada $Re_D \geq 2 \times 10^5$ sudah terbentuk lapis batas transisi dan separasi tertunda hingga pada $\theta \approx 140^\circ$ (gambar 2.3 (b)). Dua jenis *boundary layer* ini memberikan pengaruh pada konveksi secara berbeda.

Fenomena konveksi di sekitar tube dapat dilihat dari variasi *Nusselt number*. Sebuah eksperimen menghasilkan grafik antara sudut penampang silinder dengan variasi nilai *Nusselt number* yang dilakukan pada nilai Reynolds number yang berbeda-beda seperti ditunjukkan pada Gambar 2.4. Penjelasan Gambar 2.4 dilakukan dengan mengambil salah satu nilai Reynolds number, misal $Re_D = 2 \times 10^5$. Dimulai dari titik stagnasi, nilai *Nusselt* menurun dan memiliki nilai terendah pada $\theta = 80^\circ$. Nilai *Nusselt* meningkat setelah aliran mengalami separasi. Kenaikan nilai *Nusselt* diakibatkan adanya turbulensi fluida yang disebabkan oleh terbentuknya vortex pada daerah wake. Korelasi empiris menurut Hilpert yang digunakan untuk Prandtl number lebih dari 0,7 adalah sebagai berikut:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^{1/3} \quad \dots\dots 2.2$$



Gambar 2.3. Pengaruh turbulensi terhadap separasi (Incropera)



Gambar 2.4. *Nusselt number* lokal untuk aliran udara secara normal pada silinder tunggal (Incropera)

Dimana nilai C dan m ditentukan berdasarkan nilai *Reynolds number* dan diberikan dalam tabel berikut:

Tabel 2. 1. Konstanta untuk persamaan silinder bulat pada *cross flow*.

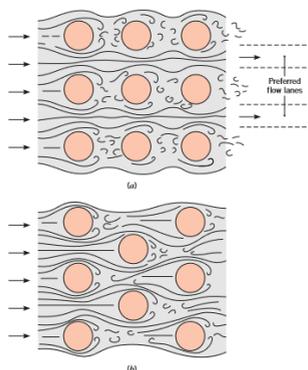
Re_D	C	M
0.4-4	0.989	0.330
4-40	0.911	0.385
40-4,000	0.683	0.466
4,000-40,000	0.193	0.618
40,000-400,000	0.027	0.805

2.2 Aliran Eksternal melewati *Tube Bank*

Tube bank merupakan suatu komponen penyusun penukar panas yang berperan penting dalam proses perpindahan panas. Pada alat penukar panas tipe *shell and tube*, satu fluida mengalir di dalam *tube*, sementara fluida kedua dengan suhu yang berbeda melewati sisi luar *tube*. *Tube bank* memiliki dua jenis susunan *tube*, yaitu susunan secara *aligned* dan susunan secara *staggered* seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.4 (a) dan 2.4 (b). Konfigurasi *tube bank* memiliki beberapa parameter yang mempengaruhi karakteristik aliran fluida. Pada barisan *tube* baik tersusun secara *staggered* maupun *aligned*, parameter yang digunakan adalah diameter *tube* (D) dan juga jarak transversal (S_T) serta jarak longitudinal (S_L) yang diukur di antara dua diameter *tube*. Kondisi aliran pada susunan *tube* didominasi oleh efek separasi *boundary layer* dan interaksi *wake* yang kemudian mempengaruhi perpindahan panas secara konveksi.

Koefisien perpindahan panas pada *tube* bergantung pada susunan *tube bank*. Aliran melintasi *tube s* pada baris pertama serupa dengan aliran yang melintasi *tube* tunggal. Untuk baris

tube berikutnya, aliran sangat dipengaruhi oleh konfigurasi *tube*. Nilai koefisien konveksi dipengaruhi oleh tingkat turbulensi aliran melintasi *tube* dan jumlah baris yang telah dilewati. *Tube* pada baris pertama berperan menghasilkan turbulensi yang akan meningkatkan koefisien perpindahan panas pada baris *tube* setelahnya. Koefisien konveksi meningkat dengan meningkatnya jumlah baris hingga baris kelima, setelah itu variasi kondisi aliran cenderung konstan, tidak ada turbulensi yang berarti, begitu juga dengan koefisien konveksi.



Gambar 2. 5. Kondisi aliran pada konfigurasi *tube bank*, (a) *Aligned*, (b) *Staggered*

2.3 Penurunan Tekanan Pada *Tube Bank*

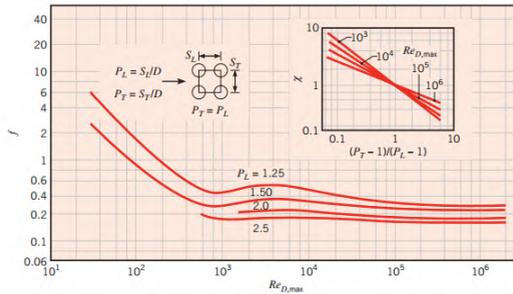
Pressure drop adalah salah satu karakteristik yang paling penting dari *tube bank* dalam peralatan penukar panas. *Pressure drop* pada *tube bank* dipengaruhi oleh kecepatan aliran, sifat fisik fluida, susunan *tube bank* dan jumlah baris *tube* yang telah dilewati. Besar penurunan tekanan dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$\Delta p = N_L X \left(\frac{\rho V_{\max}^2}{2} \right) f$$

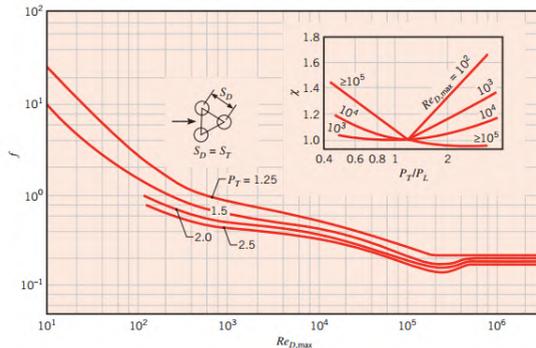
.....2. 3

Friction factor (f) dan *correction factor* (χ) ditunjukkan pada Gambar 2.6 dan 2.7. Gambar 2.6 untuk susunan *tube aligned* dan Gambar 2.7 untuk susunan *tube staggered*. Jarak longitudinal dan transversal adalah $PL = S_L/D$, dan $PT = S_T/D$. Untuk Gambar 2.7 dapat diaplikasikan untuk susunan *tube staggered* dengan $S_T = S_D$.

Tenaga yang dibutuhkan untuk mengalirkan fluida melewati *tube bank* sebanding dengan *pressure drop*. Sehingga keadaan *tube bank* dengan *pressure drop* yang rendah lebih diinginkan karena dianggap lebih menguntungkan dibandingkan dengan *pressure drop* yang besar.



Gambar 2. 6. *Friction factor* (f) dan *correction factor* (χ) untuk susunan *tube Aligned*.



Gambar 2. 7. *Friction factor* (f) dan *correction factor* (χ) untuk susunan *tube staggered*. (Incropera)

2.4 Permodelan *Computational Fluid Dynamics*

CFD (*Computational Fluid Dynamic*) merupakan perangkat lunak yang digunakan untuk analisa permodelan berdasarkan pada persamaan kontinuitas, momentum, dan energi. Metode ini sering digunakan sebagai proses simulasi *thermofluid* untuk menyelesaikan berbagai permasalahan *engineering*. Dalam menggunakan metode ini, perlu adanya pemahaman mendalam tentang fenomena fluida dan perpindahan panas agar simulasi yang dilakukan cukup merepresentasikan kondisi nyata.

Dalam melakukan proses simulasi ini, diperlukan tiga langkah pengerjaan yaitu *Pre-Processing*, *Processing*, dan *Post-Processing*.

1. Pre-Processing

Pada langkah *Pre-Processing*, digunakan software GAMBIT untuk pembuatan geometri model. Geometri model harus sesuai dengan dimensi serta parameter lain pada kondisi nyata. Langkah yang dilakukan selanjutnya adalah membagi-bagi domain pemodelan yang telah dibuat menjadi bagian-bagian kecil (*grid*). Pada umumnya, proses ini dinamakan *meshing*. Kualitas dari hasil simulasi sangat dipengaruhi oleh kualitas *meshing*. Semakin besar jumlah *grid*, maka kualitas hasil simulasi akan semakin baik. Pada umumnya, jumlah *grid* yang dibuat harus optimal karena semakin banyak jumlah *grid*, maka semakin lama juga proses simulasi berlangsung dan diperlukan perangkat komputer dengan keandalan dan kualitas yang tinggi. Langkah yang dilakukan selanjutnya adalah pemberian kondisi batas (*boundary condition*) seperti *wall*, *velocity inlet*, *outflow*, *symetry*, dan lain-lain. Pemberian kondisi batas ini perlu dilakukan untuk mendefinisikan domain yang telah dibuat.

2. Processing

Tahap selanjutnya adalah *Processing* yang merupakan tahap simulasi pada domain pemodelan yang telah dibuat. Keseluruhan tahap ini dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak Fluent. Pada tahap *Processing*, langkah yang harus dilakukan adalah memberikan beberapa parameter yang digunakan untuk proses simulasi. Beberapa parameter tersebut yaitu :

a. Model 2D

Pada pemilihan model simulasi, terdapat beberapa pilihan pengaturan, salah satunya adalah model simulasi dua dimensi dengan jenis single precision. Model dua dimensi dipilih jika domain yang akan disimulasikan hanya berbentuk dua dimensi. Sedangkan jenis single precision dipilih jika domain yang akan disimulasikan memiliki geometri dan ukuran yang sederhana serta tidak memiliki gradasi dimensi yang sangat tinggi.

b. Solver

Pada pengaturan *Solver*, terdapat pengaturan tentang jenis basis dari simulasi. Basis tekanan dapat dipilih jika *Fluida* pada simulasi diasumsikan tidak mengalami perubahan *density*. Bila *density Fluida* diasumsikan berubah saat proses simulasi, maka basis yang dipilih harus basis *density*.

c. Turbulence Modeling

Pada pengaturan *Turbulence Modeling*, terdapat pengaturan tentang pemodelan *Fluida* yang mengalir secara *turbulen*. Jika bilangan Reynolds *Fluida* rendah, maka dapat dipilih RNG. Selain itu, bila terdapat efek *turbulensi* aliran akibat *wall*, maka *Enhance Wall Treatment* dapat dipilih dengan mengaktifkan opsi *Pressure Gradient Effect* dan *Thermal Effect*.

d. *Energy Equation*

Pengaturan *Energy Equation* dapat diaktifkan bila simulasi yang dilakukan membutuhkan adanya perhitungan persamaan energi. Perhitungan persamaan energi perlu dilakukan pada simulasi yang memerlukan adanya analisa tentang distribusi perpindahan panas, *Nusselt number*, dan lain-lain.

e. *Materials*

Pada pengaturan *Materials*, terdapat pengaturan tentang material *Fluida* dan material solid yang digunakan pada saat simulasi berlangsung. Jenis dan *properties* material harus sesuai dengan kondisi operasi nyata agar simulasi yang dilakukan menghasilkan data-data yang akurat.

f. *Operating Condition*

Pada menu *Operating Condition*, terdapat pengaturan tentang tekanan yang ada di dalam sistem. Besarnya nilai tekanan tersebut harus sesuai dengan kondisi realita yang ada

g. *Boundary Condition*

Pada menu *Boundary Condition*, terdapat pengaturan tentang pemberian nilai dari hasil pemberian kondisi batas pada tahap *Pre-Processing*.

h. *Control Monitoring and Residual Solution*

Pada menu *Control Monitoring and Residual Solution*, terdapat pengaturan tentang jenis perhitungan numerik seperti *First Order*, *Second Order Upwind*, dan lain-lain. Selain itu, pada menu ini juga dilakukan pengaturan tentang pembatasan nilai *error* yang diterima dari hasil proses perhitungan. Semakin kecil batas *error* yang diterima, maka hasil proses simulasi akan semakin akurat.

i. *Initialize Condition*

Pada menu *Initialize Condition*, terdapat pengaturan tentang nilai awal dari proses perhitungan. Nilai awal dari proses perhitungan secara numerik ini dapat dilakukan dari berbagai tempat pada domain.

j. *Iteration*

Langkah terakhir proses pengaturan simulasi ini adalah *Iteration*. Pada menu ini terdapat pengaturan tentang batasan jumlah iterasi yang dilakukan. Proses iterasi akan berhenti bila *error* hasil perhitungan telah memenuhi kriteria dari hasil pengaturan pada tahap *Control Monitoring and Residual Solution*.

3. Post-Processing

Tahap yang terakhir yaitu *Post-Processing*. Pada tahap ini, dilakukan analisis dari hasil simulasi secara keseluruhan. Data yang dihasilkan dapat ditampilkan secara kualitatif dari kontur hasil simulasi yang disediakan oleh perangkat lunak ini. Seperti kontur kecepatan, kontur temperatur, kontur tekanan, dan lain-lain. Selain itu, hasil proses simulasi juga dapat ditampilkan secara kuantitatif, seperti nilai distribusi *Nusselt number*, nilai koefisien perpindahan panas total, nilai kecepatan pada daerah dekat dinding, dan lain-lain. Dari kedua jenis data ini, analisis yang dilakukan akan semakin akurat, sehingga karakteristik aliran dan perpindahan panas akan mudah dilakukan.

2.5 Penelitian Terdahulu

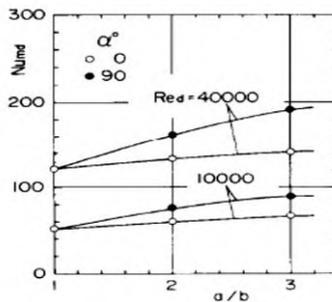
2.5.1 Ota, dkk (1983)

Terukazu Ota bersama Hideya nishiyama dan Yukiyasu Kaota melakukan penelitian yang berjudul *Heat Transfer and Flow Around an Elliptical Cylinder* yang merupakan penelitian eksperimental menggunakan *wind tunnel*. Eksperimen dilakukan kepada silinder elips yang memiliki rasio sumbu 1:3 dengan variasi *reynolds number* dari 8000 hingga 79000 dan variasi *angle of attack* dari 0° hingga 90°. Perpindahan panas lokal yang terjadi pada silinder elips dengan AR 1:3 cukup berbeda dengan silinder sirkular. Didapatkan *Reynolds number* kritis, di mana koefisien perpindahan panas mengalami perubahan yang drastis dan nilainya bervariasi dengan *angle of attack*. Korelasi antara

koefisien perpindahan panas dan aliran di sekitar silinder yang didapatkan melalui pengukuran tekanan statis pada permukaan silinder dan juga dari kecepatan rata-rata dan turbulensi di dekat daerah *wake*. Didapatkan juga pengaruh *angle of attack* dan *reynolds number*

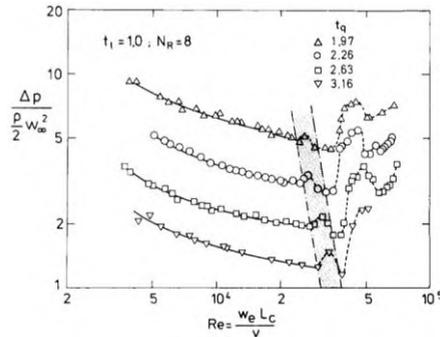
terhadap koefisien perpindahan panas rata-rata. *Nusselt number* maksimum pada *angle of attack* 60° - 90° dan minimum pada sudut 0° - 30° untuk bilangan *reynolds* rendah, pada *angle of attack* 20° - 30° di bilangan *reynolds* tinggi. Namun, didapatkan bahwa untuk nilai minimum *Nusselt number* pada silinder elips masih lebih tinggi dari pada untuk silinder sirkular. Silinder elips dari rasio sumbu 1:3 menunjukkan kemampuan transfer panas yang baik dengan koefisien drag yang lebih rendah daripada *tube* sirkular ketika *elliptical tube* dioperasikan pada *angle of attack* yang kecil.

Eksperimen menunjukkan pengaruh *axis ratio* terhadap kemampuan transfer panas. Hubungan ini disajikan dalam Gambar 2.9. Dari gambar tersebut terlihat bahwa bilangan Nusselt naik sesuai dengan peningkatan a/b , tetapi peningkatan pada $a/b = 2-3$ lebih kecil dari pada $a/b = 1-2$.



Gambar 2. 8. Pengaruh *axis ratio* pada bilangan Nusselt.

2.5.2 Merker & Hanke (1986)



Gambar 2. 9. Grafik *pressure drop* vs *Reynolds number*.

G. P. Merker melakukan penelitian bersama H. Hanke dengan judul *Heat Transfer and Pressure drop on The Shell-side of Tube -banks Having Oval-shaped Tube s* dilakukan secara eksperimental menggunakan wind tunnel. Penelitian dilakukan menggunakan silinder elips dengan diameter major 30,2 mm dan diameter minor 7,6 mm. Fluida kerja berupa udara dengan kecepatan inlet bervariasi di antara 0,3 m/s hingga 30 m/s. *Tube* sebanyak delapan baris disusun secara *staggered* dengan enam *tube* pada masing-masing baris. *Pitch transversal* bervariasi 1,97, 2,26, 2,63 dan 3,16.

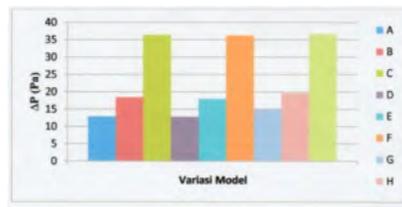
Penelitian ini menunjukkan bahwa *pressure drop* meningkat karena pengurangan nilai *pitch transversal*, dan berkurang akibat peningkatan bilangan *Reynolds* seperti dinyatakan dalam Gambar 2.10. Setelah bilangan *Reynolds* $\geq 2 \times 10^5$ terjadi fenomena loncatan penurunan tekanan dan kemudian diikuti dengan kenaikan yang sangat besar.

2.5.3 Nazilah (2015)

Penelitian dilakukan dengan menganalisis karakteristik aliran fluida pada sisi eksternal *elliptical tube bank* yang tersusun secara *staggered* dengan perbandingan ratio antara

diameter mayor dan minor sebesar 1:3. Studi numerik dilakukan secara 2 dimensi dengan kondisi aliran steady dengan prinsip *Computational Fluid Dynamic* (CFD) menggunakan perangkat lunak GAMBIT 2.4.6 untuk tahapan pembuatan domain dan disimulasikan dalam perangkat lunak FLUENT 6.3.26. Model turbulensi yang digunakan adalah *Renormalization Group* (RNG) $k-\epsilon$. Hasil studi bertujuan untuk mengetahui fenomena aliran dan perpindahan panas pada *elliptical tube banks*, ditinjau secara kualitatif menggunakan visualisasi kontur temperatur dan kecepatan, serta secara kuantitatif dengan menganalisa grafik kecepatan lokal dan koefisien *heat transfer*.

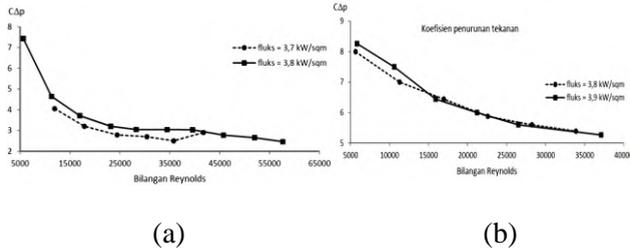
Dari analisis numerik yang dilakukan oleh Nazilah ini diperoleh hasil bahwa variasi besar kecilnya P_L dan P_T akan mempengaruhi nilai koefisien *heat transfer*, temperatur dan kecepatan dari setiap model. Peningkatan nilai rata-rata kecepatan lokal kontur yang dihasilkan untuk *tube banks* dengan adanya variasi *pitch transversal* (P_T) dan *pitch longitudinal* (P_L). Serta *pressure drop* dari setiap variasi. Besarnya *pressure drop* pada seluruh variasi yang disimulasikan oleh Nazilah berkisar antara 12 Pa hingga 37 Pa.



Gambar 2. 10. Grafik penurunan tekanan pada setiap variasi *Tube Banks*.

2.5.4 Budi Utomo (2014)

Eksperimen dilakukan untuk menganalisis karakteristik perpindahan kalor aliran udara melintasi berkas tabung eliptik tiga kolom dengan formasi 4-3-4. *Elliptical tube* yang digunakan memiliki *aspect ratio* 2 dan 2,50. Data yang didapatkan adalah performansi penukar kalor yang dinyatakan dalam ratio energi dan koefisien penurunan tekanan sebagai fungsi bilangan Reynolds (Re_B), *aspect ratio* (AR) dan *pitch*



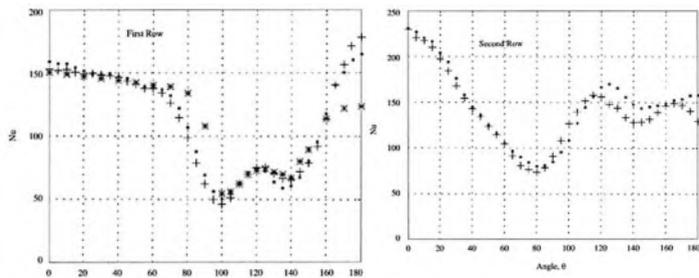
Gambar 2. 11. Koefisien penurunan tekanan fungsi bilangan Reynolds untuk (a) $AR = 2.5$ dan (b) $AR=2$.

transversal (P_T). Eksperimen dilakukan dalam terowongan angin subsonik dengan variasi kecepatan udara 1 m/s hingga 12 m/s dan fluks panas seragam pada 3,7 kW/m², 3,8 kW/m² dan 3,9 kW/m². Gambar 2.11 menunjukkan bahwa *pressure drop* yang terjadi pada berkas tabung dengan AR 2 lebih besar daripada untuk berkas tabung dengan AR 2.50.

2.5.5 Buyruk

Penelitian eksperimental dilakukan untuk menganalisis *heat transfer* dan karakteristik aliran melewati *single tube* dan *staggered tube bundle*. *Longitudinal* dan *transversal pitch ratio* yang digunakan sebesar 1,5x1,5 dan 1,5x1,25 dengan *Reynolds number* dari fluida 7960 - 47770. Tujuan dari eksperimen ini adalah untuk mendapatkan *Nusselt number* lokal dan koefisien tekanan lokal.

Nusselt maksimum terjadi pada sekitar titik stagnasi di mana *boundary layer* dan tahanan terhadap perpindahan panas minimum. Aliran melintasi *tube* pada baris pertama memiliki karakteristik yang menyerupai aliran melewati *single tube*. Aliran turbulen yang disebabkan oleh tube baris pertama mengalir ke tube baris dua. Sebagai akibat dari turbulensi yang tinggi, *boundary layer* pada tabung baris kedua dan selanjutnya menjadi lebih tipis. *Nusselt number* lokal di sekitar titik stagnasi baris kedua lebih besar dibandingkan pada baris pertama disebabkan oleh percepatan aliran.



Gambar 2. 12. Distribusi *Nusselt number* lokal untuk baris pertama dan baris kedua.

BAB III

METODOLOGI

1.1 Metode Penelitian

Dalam menganalisis perilaku perpindahan panas aliran udara melintasi *staggered elliptical tube bank*, terdapat beberapa tahapan yang akan dilakukan, antara lain :

1. Studi literatur.

Untuk memperdalam pemahaman mengenai permasalahan yang dibahas, dilakukan studi literatur yang berkaitan dengan proses perpindahan panas pada *tube bank* dengan pengaruh variasi jarak *longitudinal pitch* (S_L) dan *transversal pitch* (S_T) antar *tube* , serta studi literatur mengenai simulasi numerik perpindahan panas melalui susunan *tube banks* baik *aligned* maupun *staggered*. Studi literatur diperoleh dari buku-buku, jurnal, e-book, dan penelitian terdahulu yang berkaitan dengan permasalahan yang dibahas.

2. Permodelan dan simulasi.

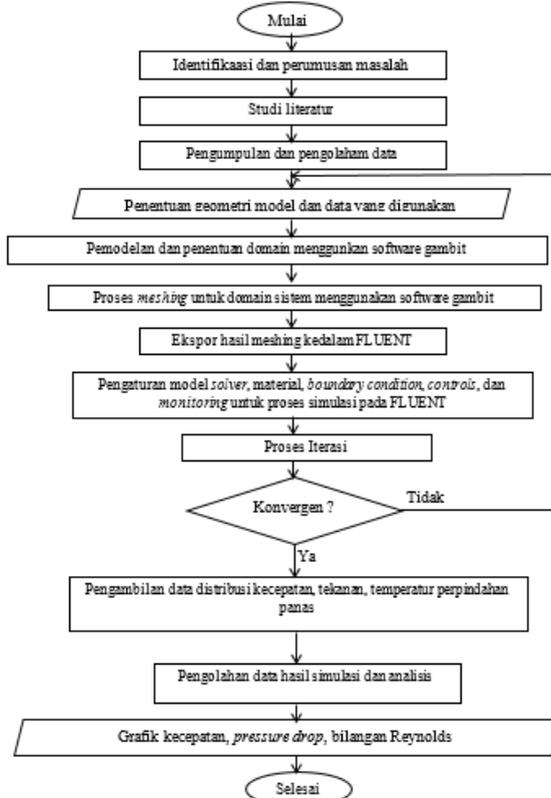
Proses permodelan *tube banks* dimulai dengan pembuatan geometri control volume yang telah ditentukan ukuran dan *domain* menggunakan software GAMBIT. Kemudian dilakukan proses simulasi dari *domain control volume* yang telah dibuat dengan memasukkan properties serta data-data yang dibutuhkan kedalam software FLUENT. Setelah proses simulasi, dilakukan proses *post-processing* dengan menampilkan hasil simulasi berupa distribusi bilangan *Nusselt* dan *pressure drop*.

3. Pengolahan data simulasi.

Setelah proses simulasi selesai, dilakukan pengambilan data hasil simulasi. Data tersebut ditampilkan dalam bentuk kontur dan *pathline* untuk dianalisis secara kualitatif, dan juga diolah dalam bentuk grafik untuk dianalisis secara kuantitatif. Dari kedua parameter tersebut, dapat dibahas fenomena aliran dan karakteristik hasil perpindahan panas yang terjadi pada *tube banks*

1.2 Flowchart

Suatu *flowchart* dari tahapan penelitian dapat menjabarkan proses penelitian dan simulasi yang akan dilakukan. Gambar 3.1 menyajikan *flowchart* dari tahapan penelitian mengenai simulasi karakteristik aliran eksternal melintasi *elliptical tube banks*.



Gambar 3. 1. *Flowchart* tahapan penelitian dan simulasi studi numerik karakteristik aliran eksternal melintasi *elliptical siinder tube banks*.

1.3 Tahapan Penelitian

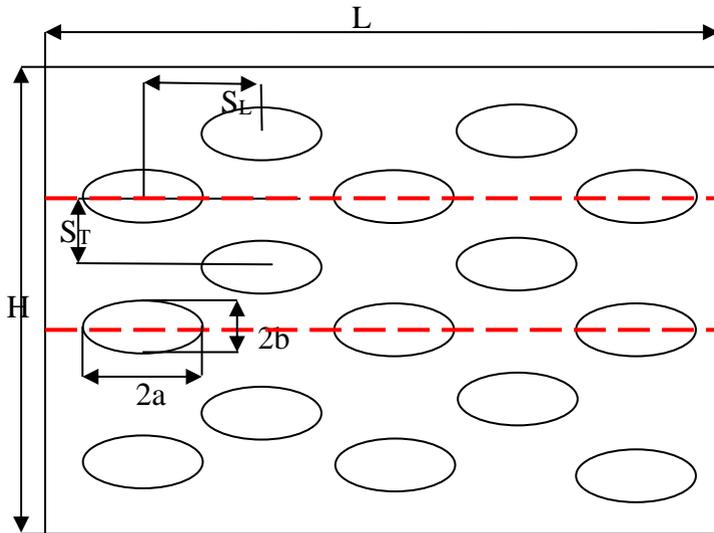
Pada penelitian ini akan ditampilkan hasil simulasi numerik pada *elliptical tube banks*. Simulasi numerik adalah sebuah proses simulasi berbasis perhitungan yang dilakukan oleh sebuah perangkat lunak komputer dengan mendefinisikan parameter-parameter yang sesuai dengan *boundary conditions*. Kemudian dilanjutkan dengan proses iterasi sampai tercapainya konvergensi untuk mendapatkan nilai pendekatan yang signifikan. Pada proses numerik terbagi menjadi 3 tahapan, yakni *pre-processing*, *processing*, dan *post-processing*.

1.3.1 Pre-processing

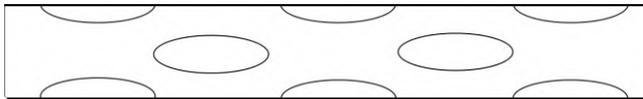
Pre-processing adalah proses awal dari suatu simulasi *Computational Fluid Dynamic* (CFD). Pada proses ini dilakukan pembuatan geometri dan menentukan domain dari *control volume* yang akan disimulasikan. Proses *Pre-Processing* seluruhnya dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak GAMBIT. Beberapa tahapan dari proses *Pre-Processing* antara lain :

1. *Pembuatan model*

Model awal yang akan dibuat adalah bentuk dari Susunan *elliptical tube banks*. Kemudian akan ditentukan suatu *control volume* yang dapat mewakili sistem secara menyeluruh seperti ditunjukkan pada Gambar 3.2. Pemodelan dilakukan dengan menggunakan 12 buah *Tubes* tersusun *Staggered* .



Gambar 3. 2. Geometri *Elliptical Tube* Bank Tersusun Secara Staggered



Gambar 3. 3. Penyederhanaan geometri *elliptical tube bank*

Tabel 3. 1. Geometri *elliptical tube* banks Model A

Dimensi	Value
Semi major diameter (D_a) (mm)	25
Semi minor diameter (D_i) (mm)	10
Jarak Transversal (ST/D_i) (mm)	25
Jarak Longitudinal (SL/D_a) (mm)	10
Jumlah Baris <i>Tube</i>	5

2. Pembuatan Meshing

Pembuatan meshing dilakukan berdasarkan geometri *control volume*. Mesh yang digunakan adalah jenis *quadrilateral-map*. Fenomena dan karakteristik aliran yang akan dianalisis adalah aliran pada *control volume* yang melewati *tube -tube*. Meshing untuk pemodelan 2D *elliptical tube banks* ditunjukkan pada gambar berikut.



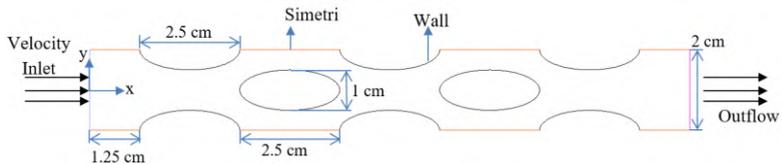
Gambar 3. 4. Meshing

Tabel 3. 2. Variasi jarak *pitch ratio longitudinal* ($S_L/2a$) dan *transversal* ($S_T/2b$)

Model	$P_T = \frac{S_T}{2b}$	$P_L = \frac{S_L}{2a}$
A	0.9	0.9
B		1
C		1.1
D		1.25
E	1	0.9
F		1
G		1.1
H		1.25
I	1.1	0.9
J		1
K		1.1
L		1.25
M	1.25	0.9
N		1
O		1.1
P		1.25

3. Penentuan *boundary condition* yang digunakan

Setelah pembuatan geometri dan proses meshing, dilakukan proses penentuan *boundary conditions*. Kondisi batas yang ditentukan untuk pemodelan diinformasikan pada Tabel 3.2. Setelah dilakukan proses penentuan *boundary conditions*, geometri model disimpan dan diekspor dalam bentuk file *.msh agar dapat dibaca oleh perangkat lunak FLUENT.



Tabel 3. 3. Boundary Condition Elliptical Tubes

<i>Boundary Condition</i>	Keterangan
Inlet	Type : <i>Velocity Inlet</i> Kecepatan : 5 m/s Temperatur : 300 K
Outlet	Type : <i>Outflow</i>
<i>Tube 1</i>	Type : <i>Stationary Wall</i>
<i>Tube 2</i>	Heat flux : 2000 W/m ²
<i>Tube 3</i>	
<i>Tube 4</i>	
<i>Tube 5</i>	
<i>Tube 6</i>	
Garis bantu atas dan bawah	Type : <i>Symmetri</i>

1.3.2 Processing

Tahap selanjutnya dalam CFD adalah *processing*, menggunakan software FLUENT. Tahapan pemodelan yang dilakukan dalam proses ini antara lain adalah mengatur *solver*

model, viscous model, materials, boundary conditions, operating conditions, control dan monitoring conditions, serta initialize conditions. Setelah seluruh pemodelan ditentukan dilakukan proses iterasi untuk menyelesaikan proses simulasi. Berikut ini adalah penjelasan lebih lanjut mengenai langkah-langkah dalam processing :

1. Solver Model

Pada Simulasi tugas akhir ini digunakan penyelesaian 2 Dimensi (2D) *double precision* dengan keakuratan ganda untuk mendapatkan hasil yang lebih akurat dalam menyelesaikan masalah. Untuk *Solver* yang digunakan yaitu *pressured based* yang merupakan *solver* berbasis tekanan dengan pengondisian waktu *steady*. Persamaan energi diaktifkan guna mendukung penyelesaian *heat transfer* maupun efek kompreibilitas aliran terhadap perubahan tekanan dan temperatur. *turbulence modelling* yang digunakan adalah *k-ε RNG (renormalization group)* karena model ini mendukung efek turbulensi dan model diferensial viskositas untuk menghitung efek bilangan *Reynold* yang rendah serta model ini telah digunakan dalam dunia industri. Mendukung keakuratan hasil iterasi pada daerah di dekat dinding, diaktifkan menu *enhanced wall treatment* dengan memilih opsi *pressure gradient effect* dan *thermal effect*.

2. Material

Material yang digunakan dalam proses simulasi ini ada 2 yaitu fluida kerja yang mengalir dan material *tube* . Fluida kerja yang digunakan dimodelkan sebagai gas ideal dengan temperatur 303 K dan material *tube* berupa aluminium. Properties fluida diperoleh dari tabel A4 pada buku berjudul “*Fundamentals Heat and Mass Transfer sixth edition*” karya Incropera. Properties Gas ideal ditabelkan pada Tabel 3.4.

Tabel 3. 4. Properties Fluida

Temperatur (K)	300
Density (Kg/m³)	1.1614
Specific Heat (Cp) (J/Kg K)	1007
Thermal Conductivity (W/m.K)	0.0263
Absolut Viscosity (μ) (Kg/m.s)	1.846×10^{-5}
Prandtl Number (Pr)	0.707

3. Operating Condition

Operating conditions digunakan untuk mengatur tekanan di dalam sistem yang disimulasikan. Pada simulasi ini, tekanan operasional diatur pada tekanan 101.325 Pa (absolut).

2. Boundary Condition

Informasi variabel yang akan disimulasikan dimasukkan sebagai parameter nilai untuk setiap *boundary conditions*. Pada simulasi ini menggunakan kondisi batas yang tertera pada Tabel 3.3.

3. Control and Monitoring Solution

Solution control yang digunakan untuk metode *pressure-velocity coupling* adalah SIMPLE dengan diskritasi *second order upwind* untuk seluruh parameter. Pada *monitoring solution* dilakukan pengaturan kriteria residual untuk seluruh parameter sebesar 10^{-5} , kecuali *Energy* sebesar 10^{-6} .

4. Initialize Condition

Initialize merupakan nilai awal untuk setiap parameter sebelum dilakukan proses iterasi pada simulasi. Metode inisialisasi yang dilakukan adalah *standard initialize* untuk mendapatkan nilai parameter awal berdasarkan *boundary conditions* pada sisi inlet udara.

5. Iterations

Setelah seluruh pengaturan dilakukan, proses simulasi dimulai dengan melakukan iterasi sejumlah 1000 iterasi hingga mencapai kriteria konvergensi. Kriteria konvergensi ditentukan berdasarkan *residual monitoring level* yang telah diatur sebelumnya.

3.3.3 Post-processing

Setelah dilakukan proses simulasi mulai dari *pre-processing*, *processing*, hingga *post-processing* menggunakan software GAMBIT dan FLUENT. Diperoleh data kuantitatif yang kemudian disimpan kedalam bentuk *excel workbook*. Data tersebut kemudian diolah secara matematis menggunakan rumus seperti yang sudah dipaparkan dalam BAB II. Tahapan pengolahan data yang dilakukan adalah sebagai berikut :

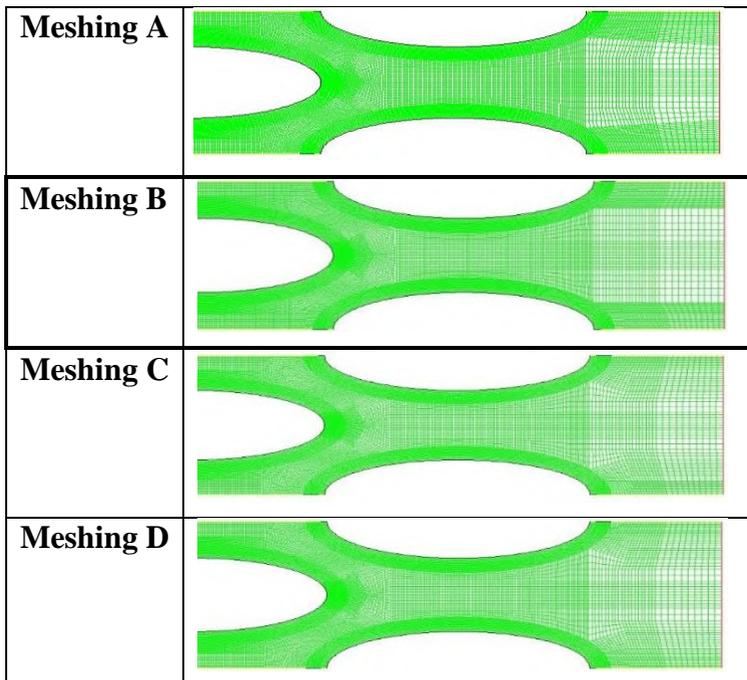
a. *Grid Independency* dan Validasi

Grid Independency dilakukan untuk memastikan grid yang telah independen terhadap kasus yang akan disimulasikan. Pada independensi grid ini, dilakukan pembagian jumlah meshing ke dalam 4 jenis, kemudian dari jenis meshing ini akan dibandingkan dengan hasil *worst quality value* yang dimiliki oleh masing-masing *meshing*. *Meshing* yang memiliki nilai nilai eror relatif terkecil adalah yang dipilih. Eror relatif dihitung berdasarkan persamaan :

$$\mathbf{Error\ relatif} = \frac{|\mathbf{nilai\ lama - nilai\ baru}|}{\mathbf{nilai\ lama}} \dots\dots\dots 3.1$$

Tabel 3. 5. *Grid Independency Validation* untuk 4 jenis *meshing* model

<i>Mesh</i>	<i>Avg. Nusselt Number</i>	<i>Error relative</i>	<i>Quality Value</i>	Jumlah Cell
Yovanovich	35			
A	21.473	0.386	0.518541	59920
B	40.198	0.148	0.467197	57200
C	40.795	0.165	0.424137	60000
D	42.89	0.225	0.611527	63440



Gambar 3. 5. Empat jenis *meshing* yang digunakan untuk proses *Grid Independency Validation*

b. Pembahasan Grafik

Setelah dipilih mesh yang akan digunakan melalui proses validasi, dilakukan pengambilan data grafik dan kontur yang akan dibahas pada BAB IV, yaitu :

1. Kontur kecepatan pada setiap variasi P_T dan P_L .
2. Kontur temperatur pada setiap variasi P_T dan P_L .
3. Grafik temperatur *outlet* pada setiap variasi P_T dan P_L .
4. Grafik distribusi kecepatan lokal pada *tube bank*.
5. Grafik distribusi bilangan *Nusselt* lokal pada *Tube bank*.
6. Grafik *pressure drop* pada setiap variasi P_T dan P_L .

Dari 6 jenis grafik dan kontur ini, akan dilakukan perbandingan terhadap variasi P_T dan P_L sehingga dapat disajikan data untuk *staggered elliptical tube* dengan 5 baris *tube* yang memiliki bilangan *Nusselt* tertinggi dengan *pressure drop* terendah.

BAB IV

ANALISI DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas mengenai hasil simulasi numerik tentang pengaruh jarak *pitch ratio longitudinal* dan *pitch ratio transversal* terhadap karakteristik perpindahan panas secara konveksi. Simulasi numerik telah dilakukan menggunakan Software FLUENT 6.3.26. Data kuantitatif yang akan ditampilkan dan dibahas yaitu analisis bilangan *Nusselt* lokal. Data kualitatif yang ditampilkan dan dibahas antara lain kontur kecepatan, grafik *Nusselt number* dan kontur temperatur yang digunakan untuk memperkuat data yang telah diolah sebelumnya.

Penelitian ini dilakukan dengan variasi *pitch ratio longitudinal* (P_L) dan *pitch ratio transversal* (P_T) yang digunakan adalah 0.9, 1, 1.1 dan 1.25. Penelitian ini difokuskan untuk meneliti fenomena perpindahan panas dan karakteristik aliran pada permukaan *tube* dan rata-rata perubahan nilai yang terjadi pada keseluruhan sistem penukar kalor. Pemodelan numerik yang digunakan pada studi ini adalah 2D *steady turbulence model k-epsilon Renormalized Group (k- ϵ RNG)*.

4.1 Analisis Visualisasi Aliran dan Perpindahan Panas dalam Numerik

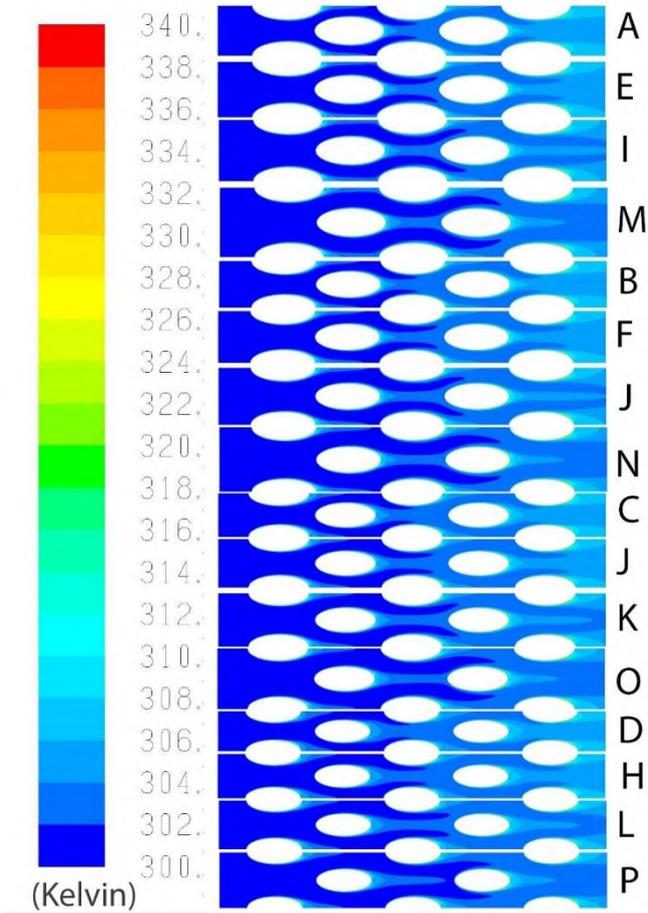
Dari pemodelan dan simulasi numerik didapatkan data kualitatif berupa visualisasi kontur dan vektor dari aliran. Pada studi kasus ini akan dilakukan analisis data kualitatif yang meliputi visualisasi kontur, dan analisa terhadap kontur temperatur pada domain geometri dengan variasi P_L dan P_T .

4.1.1 Visualisasi Perpindahan Panas Pada *Domain* Secara Overall

Gambar 4.1 merupakan visualisasi aliran berdasarkan *contour of static temperature* aliran untuk *tube banks* model geometri dengan variasi P_L dan P_T pada kecepatan *inlet* 5 m/s. Pada sisi *inlet*

memiliki temperatur konstan sebesar 300 K sedangkan pada *tube* memiliki *heat flux* konstan sebesar 2000 W/m². Distribusi temperatur dapat dilihat dari spektrum warna yang dapat dilihat pada gambar. Warna merah menunjukkan temperatur tertinggi, sedangkan warna biru tua menunjukkan temperatur terendah. Terlihat bahwa temperatur tertinggi berwarna merah terdapat pada sisi *wall tube* bagian ujung *tube* sedangkan temperatur biru tua berada pada sisi *inlet*.

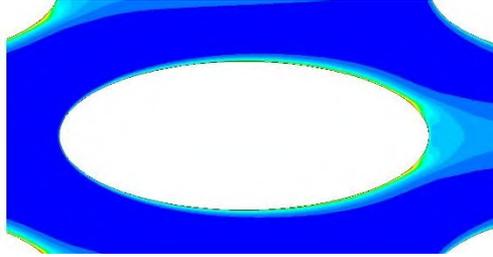
Terlihat pada Gambar 4.1 dibawah bahwa temperatur berubah seiring mengalirnya fluida. Aliran masuk dengan suhu seragam 300 K, aliran melewati *Tube -Tube* yang kemudian panas dari *wall tube* diserap oleh *aliran fluida* sehingga suhu pada sisi *outlet* bertambah menjadi spektrum warna biru muda yaitu rentang suhu 304 K hingga 306 K.



Gambar 4. 1. Visualisasi Kontur Temperatur *Tube Banks* untuk kecepatan inlet 5 m/s pada setiap variasi.

Enam belas jenis pemodelan diatas memiliki distribusi temperatur statis pada kontur *tube* yang serupa hingga mencapai rentang sudut $\theta = 140^{\circ}$ untuk *tube* pada baris pertama. Pengaruh modifikasi *pitch ratio* terlihat dengan baik pada baris - baris *tube*

selanjutnya. Distribusi temperatur statis pada *tube* baris pertama model F ($P_L = 1$ dan $P_T = 1$) disajikan dalam Gambar 4.2 berikut.



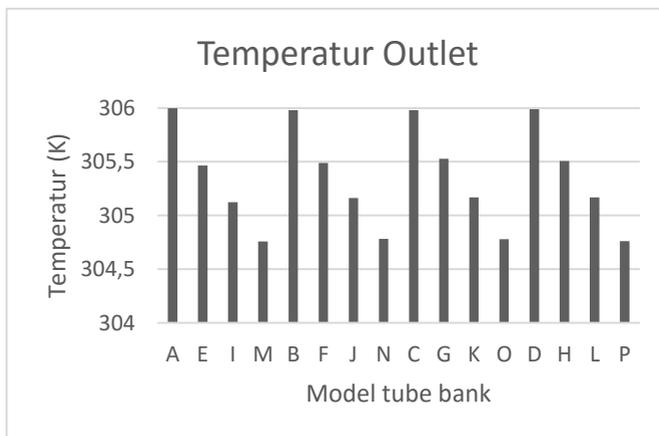
Gambar 4. 2 .Visualisasi kontur temperatur pada *tube banks* $P_L = 1$ dan $P_T = 1$ baris pertama.

Gambar 4.2 di atas menunjukkan daerah pada sisi *wall tube* memiliki temperatur dengan nilai tertinggi yang digambarkan dengan spektrum berwarna *orange* hingga kuning. Sesuai dengan perkembangan lapis batas termal ke arah radial, spektrum distribusi temperatur berangsur- angsur berubah menjadi spektrum berwarna biru tua yang menunjukkan temperatur dengan nilai terendah. Sesuai dengan konsep perpindahan panas, perpindahan panas (q) terjadi dari area dengan temperatur tinggi menuju ke area dengan temperatur rendah. Pada studi ini, perpindahan panas terjadi dari dinding *tube* menuju aliran fluida yang melewati permukaan *tube* . *Koefisien heat transfer* pada daerah setelah separasi hingga titik di ujung belakang *tube* menunjukkan nilai yang lebih besar mengacu pada spektrum warna biru cerah yang bergradasi seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.2. Hal ini disebabkan oleh lapis batas aliran fluida laminar telah berubah menjadi lapis batas turbulen. Pada kondisi aliran turbulen, terbentuk *vortex* yang mengakibatkan aliran fluida berolak sehingga pencampuran (*mixing*) molekul fluida menjadi lebih baik.

Berdasarkan kontur temperatur aliran pada *tube bank* $P_L = 1$ dan $P_T = 1$ pada gambar 4.2, *tube* baris kedua mengalami peningkatan nilai temperatur inlet berlanjut hingga *tube* baris kelima. Visualisasi pada *tube banks* dengan ke-enambelas variasi

P_L dan P_T secara keseluruhan menunjukkan indikasi fenomena yang sama dengan *tube bank* $P_L = 1$ dan $P_T = 1$. Perpindahan panas terjadi dari permukaan *tube* menuju fluida yang sedang mengalir akibat adanya perbedaan temperatur.

Pada Gambar 4.3 merupakan grafik temperatur *outlet* dari variasi P_L dan P_T . Terlihat bahwa trend grafik mengalami kenaikan yang hampir linear. Temperatur *outlet* pada model P merupakan model yang memiliki nilai rata-rata temperature *outlet* terendah yaitu 304.7581 K. Rata-rata temperature *outlet* yang tertinggi terjadi pada model A dengan nilai sebesar 306 K. Pengaruh variasi P_L dan P_T pada susunan *tube banks* ini menunjukkan bahwa semakin kecil P_T maka semakin tinggi nilai temperature *outlet*. Dapat disimpulkan bahwa variasi *pitch ratio transversal* memiliki pengaruh terhadap besar kecilnya nilai *coefficient heat transfer* dan perbedaan temperatur.

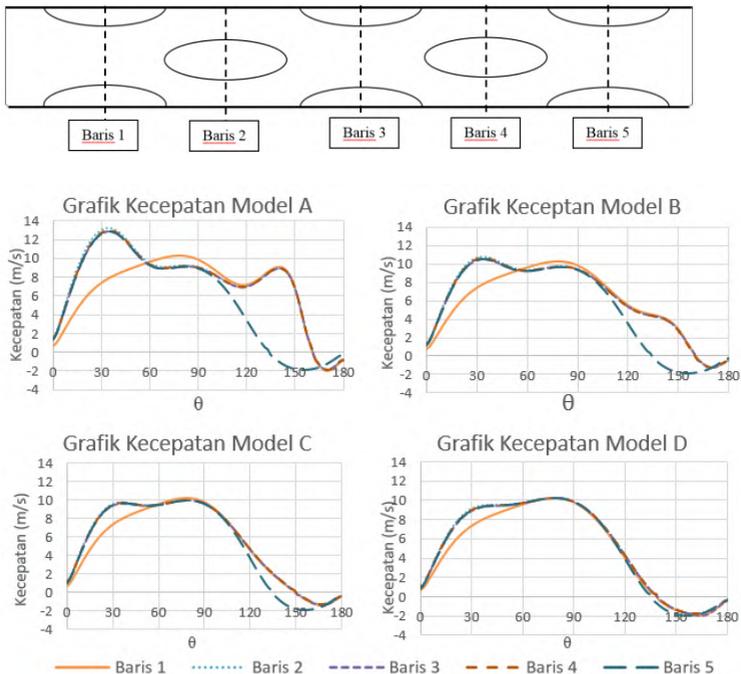


Gambar 4. 3. Grafik temperatur *outlet* pada variasi P_L dan P_T .

4.2 Analisis Kecepatan Lokal Aliran pada Model Variasi PL dan PT

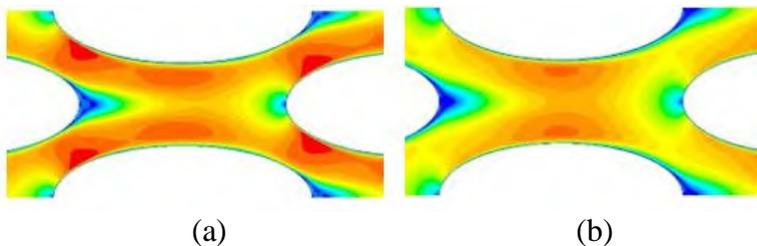
Pada subbab ini dibahas distribusi kecepatan lokal yang terjadi pada kontur permukaan *tube* untuk *tube banks* dengan model *pitch ratio longitudinal* (P_L) dan *pitch ratio transversal* (P_T) yang digunakan adalah 0.9, 1, 1.1 dan 1.25. Kecepatan lokal, $v = f(\theta)$, yang tinggi akan mengakibatkan laju perpindahan panas semakin tinggi yang ditandai dengan meningkatnya koefisien konveksi lokal (h) dan bilangan *Nusselt* (Nu) pada fluida.

Data kuantitatif pada analisis ini diambil dari nilai kontur kecepatan lokal yang diperoleh pada variasi Model P_L dan P_T adalah 0.9, 1, 1.1 dan 1.25. Grafik tersebut antara lain sebagai berikut.

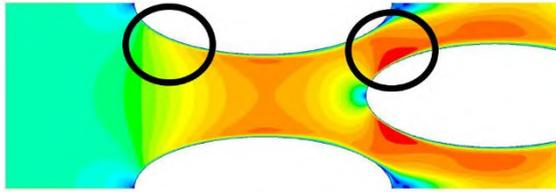


Gambar 4. 4. Distribusi kecepatan lokal pada *tube banks* model A, B, C, dan D

Gambar 4.4 memperlihatkan grafik distribusi kecepatan lokal *tube* pada model A, B, C, dan D. Nilai kecepatan lokal *tube* pada setiap baris *tube* berbeda-beda. Nilai kecepatan lokal bervariasi terhadap sudut kontur permukaan *tube*. Pada sudut 0^0 untuk semua baris *tube*, nilai kecepatan lokal bernilai sekitar 0 m/s. Titik ini merupakan titik dimana aliran tidak memiliki kecepatan sesaat karena pada sudut 0^0 merupakan titik stagnasi. Pada kondisi ini, fluida mengalami tekanan lokal terbesar, namun memiliki kecepatan minimum bernilai 0 m/s. Setelah mencapai titik stagnasi, aliran fluida dipaksa mengikuti kontur *tube*, sehingga aliran terpecah dan mengalir ke sisi kontur *tube* bagian atas (*upper side*) dan sisi kontur pada bagian bawah (*down side*). Pada rentang sudut $0^0 \leq \theta \leq 30^0$ fluida mengalami peningkatan kecepatan. Pada rentang ini, tekanan lokal bernilai rendah sehingga disebut pula daerah dengan *favorable pressure gradient*. Menurut hukum Bernoulli, ketika tekanan pada suatu kontur rendah maka kecepatan akan bernilai tinggi. Pada sudut 30^0 , Model A mencapai kecepatan yang lebih tinggi daripada model lainnya. Apabila dilihat dari kontur kecepatan pada Gambar 4.5, titik puncak kecepatan yang berbeda-beda disebabkan oleh celah yang terbentuk pada model A lebih kecil

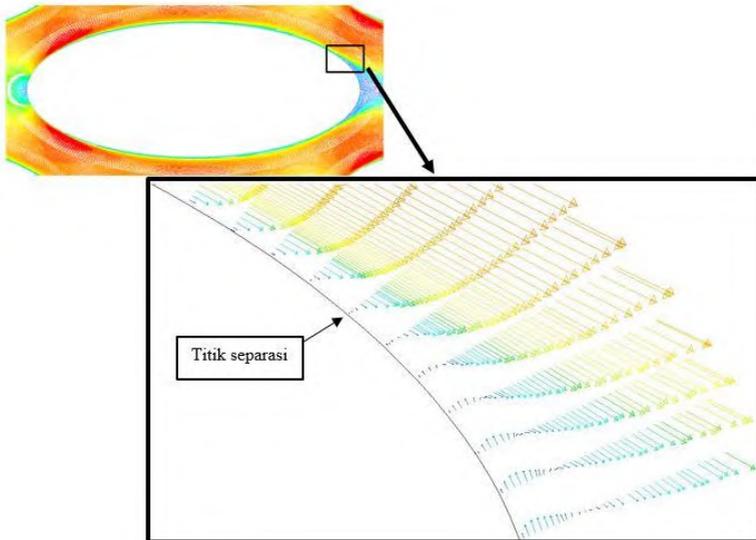


Gambar 4. 5. Kontur baris 3 pada (a) Model A dan (b) Model D.



Gambar 4. 6.. Kontur Baris 1 dan Baris 2 untuk Model A.

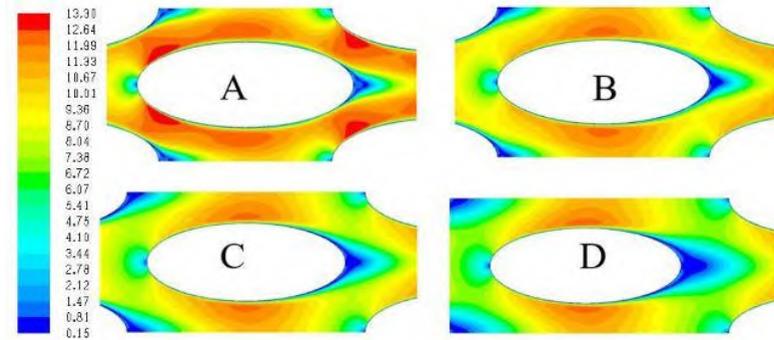
daripada model lainnya. Sedangkan aliran fluida akan mengalir lebih cepat apabila melewati celah yang lebih sempit. Pengaruh luasnya daerah yang dilewati aliran ini juga menyebabkan perbedaan antara grafik Baris 1 dan baris lainnya. Grafik untuk Baris 1 pada rentang $0^0 - 30^0$ tidak sama dengan baris lainnya. Hal tersebut diakibatkan oleh efek penyempitan *free flow area* karena penambahan row. Dapat dilihat pada Gambar 4.6, pada Baris 1, perilaku aliran menyerupai aliran yang melintasi *single tube*. Tidak ada penyempitan di sekitar sudut 30^0 . Setelah melalui rentang posisi tersebut, aliran menuju ke bagian belakang *tube* dan terjadi penurunan nilai kecepatan. Penurunan nilai kecepatan lokal diakibatkan oleh aliran mengalir pada daerah *adverse pressure gradient*, yaitu daerah dimana tekanan lokal meningkat. Kemudian kecepatan lokal pada semua baris *tube* kembali bernilai mendekati nol karena aliran mengalami separasi. Separasi aliran terjadi ketika aliran yang datang sudah tidak mampu lagi melawan *adverse pressure gradient* dan *friction effect* pada kontur *tube*, akibatnya adalah terjadi pengurangan momentum aliran. Setelah itu terjadi separasi aliran dimana aliran seakan-akan terlepas dari kontur. Nilai kecepatan negatif karena terjadi aliran balik.



Gambar 4. 7. Aliran balik pada setelah titik separasi

Variasi pada konfigurasi *tube* menyebabkan perubahan pada titik separasi. Titik separasi baris kelima cenderung sama pada setiap model pada sudut sekitar 134° . Pada P_T yang sama, semakin besar P_L , titik separasi pada *tube* baris pertama hingga keempat mengalami penurunan pada sudut kontur. Pada model A separasi pada *tube* baris pertama hingga keempat terjadi di 161° , kemudian menurun seiring dengan peningkatan P_L , pada model B separasi terjadi pada 159° , pada model C separasi terjadi pada 149° , dan pada model D separasi terjadi pada 138° . Semakin besar jarak P_L , titik separasi pada *tube* baris pertama hingga keempat semakin bergeser ke hulu. Hingga pada model D titik separasi dari baris pertama hingga kelima cenderung seragam. Hal ini disebabkan karena P_L mempengaruhi kecepatan aliran. Semakin kecil P_L , semakin cepat aliran. Dengan kecepatan yang tinggi, aliran memiliki momentum yang lebih besar sehingga lebih mampu melawan gaya drag yang ditimbulkan oleh pertemuan antara aliran

dengan permukaan elips. Sehingga titik separasi terjadi lebih ke hilir.

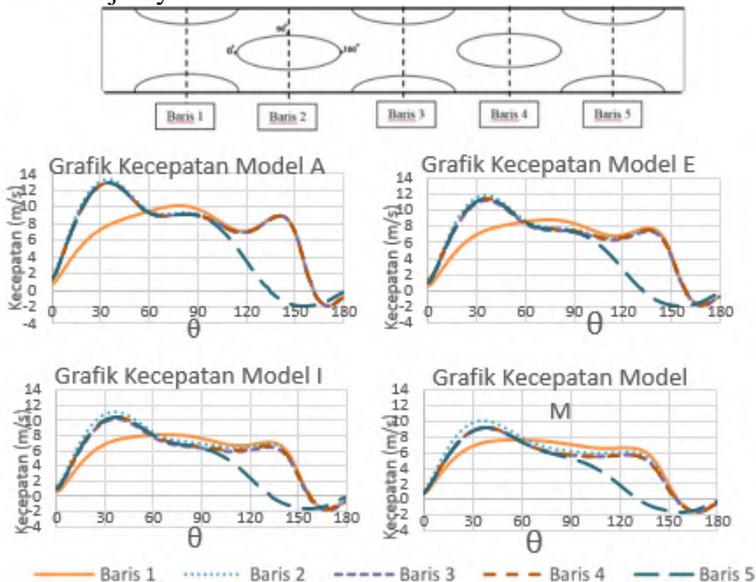


Gambar 4. 8. Kontur baris 2 untuk Model A, B, C, dan D.

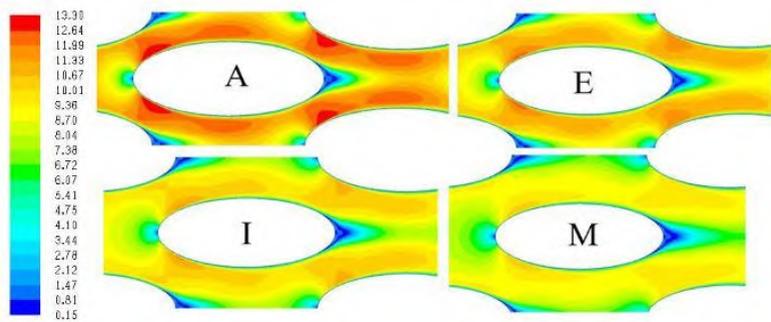
Perbedaan yang signifikan yang terlihat pada keempat grafik dengan variasi P_L pada Gambar 4.4 tersebut adalah fluktuasi pada setiap model. Dari grafik Model A yang paling fluktuatif, berangsur-angsur berkurang hingga grafik Model D yang memiliki fluktuasi paling sedikit. Apabila ditinjau dari kontur Baris 2 dari setiap Model pada Gambar 4.8, dapat dilihat bahwa fluktuasi disebabkan oleh *free flow area* yang berbeda-beda dari setiap model. Model A dengan P_L paling kecil mengalami penyempitan di bagian hulu dan hilir, kecepatan bertambah ditandai dengan warna merah pada kontur kecepatannya, sehingga grafik Model A cenderung fluktuatif. Model B memiliki celah yang lebih lebar daripada Model A, begitu juga Model C hingga Model D yang memiliki celah paling lebar diantara keempat model. Sehingga grafik Model D mengalami fluktuasi yang paling sedikit.

Variasi P_L mempengaruhi fluktuasi grafik lebih signifikan dibandingkan dengan variasi P_T . Gambar 4.9 menunjukkan grafik kecepatan dengan variasi P_T yaitu Model A, E, I, dan M. Perbedaan fluktuasi dari keempat grafik tidak begitu signifikan, yang terlihat hanya perbedaan ketinggian grafik. Terlihat variasi

PT lebih mempengaruhi kecepatan rata-rata disetiap baris tube. Model A memiliki grafik paling tinggi, lalu berangsur-angsur semakin rendah hingga Model M memiliki grafik kecepatan yang paling rendah. Perbedaan ketinggian grafik ini menunjukkan kecepatan yang lebih tinggi pada Model A. Pada Model A, aliran mengalami kecepatan maksimal pada 13.29 m/s, kemudian menurun seiring dengan peningkatan P_T , pada Model E = 11.9771 m/s, pada Model I = 11,049 m/s, dan pada Model M = 10.063 m/s. Kecepatan yang tinggi disebabkan oleh sempitnya celah yang dilewati oleh aliran fluida. Dibuktikan dengan kontur untuk Model A, E, I, dan M pada Gambar 4.10. Pada grafik tersebut juga terlihat kecepatan pada baris kedua lebih tinggi dibandingkan dengan baris yang lain. Hal itu dikarenakan efek turbulensi yang ditimbulkan oleh tube baris pertama yang berperan sebagai *accelerator* [Buyruk,1997]. Kemudian pada baris selanjutnya kecepatan semakin berkurang karena aliran melawan gara *drag* dari baris-baris selanjutnya.



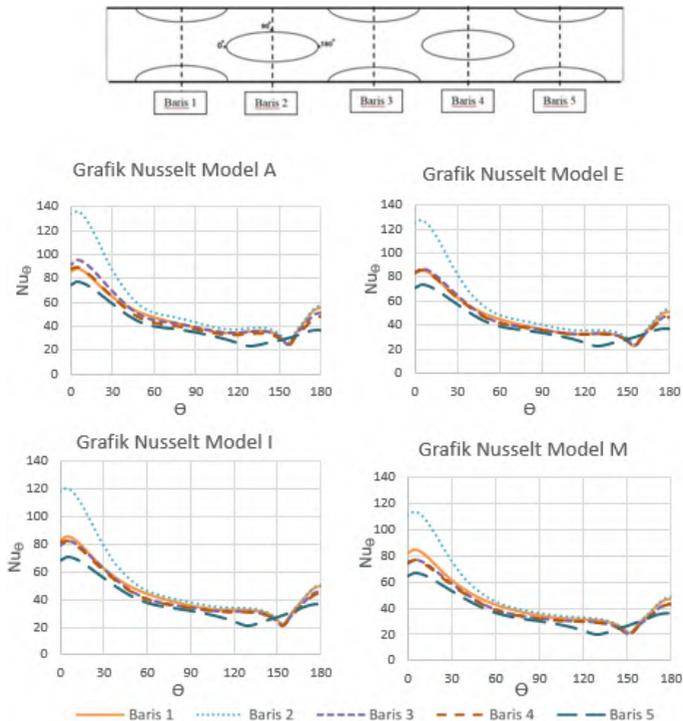
Gambar 4. 9. Distribusi kecepatan lokal pada tube banks model A, E, I, dan M



Gambar 4. 10. Kontur kecepatan Baris 2 untuk Model A, E, I, dan M.

4.3 Analisis Bilangan *Nusselt* Lokal pada *Tube Banks*

Pada bagian ini akan dijelaskan fenomena perpindahan panas yang terjadi pada kontur permukaan *tube* untuk *tube banks* dengan model *pitch ratio longitudinal* (P_L) dan *pitch ratio transversal* (P_T) yang digunakan adalah 0.9, 1, 1.1 dan 1.25. Pembahasan akan dilakukan dengan menganalisis bilangan *Nusselt* lokal pada kontur *tube* dan membandingkan nilai rata-rata bilangan *Nusselt* dari setiap model.



Gambar 4. 11. Distribusi Bilangan *Nusselt* lokal pada *Tube Banks* model A, E, I, dan M.

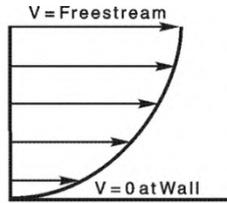
Pada model A, E, I, dan M, distribusi bilangan *Nusselt* lokal yang diperoleh dari simulasi numerik ditunjukkan pada Gambar 4.11 yang berupa *trend* grafik pada masing-masing *tube*. Model A memiliki nilai *Nusselt* maximal sebesar 135,982, model E sebesar 127.115, model I sebesar 120.52, dan model M sebesar 113.177. Titik separasi aliran apabila dilihat dari grafik diatas terjadi pada nilai bilangan *Nusselt* terendah dengan model A = 23,6906, model E= 22.0288, model I = 20.8864 dan model M =19.6293. Berdasarkan gambar di atas ditunjukkan *trendline* grafik untuk *tube* baris pertama hingga baris kelima. Kelima grafik pada

setiap model menunjukkan *trendline* yang serupa. *Nusselt number* maksimum terbentuk disekitar titik stagnasi dimana *boundary layer* dan tahanan terhadap transfer panas paling minimum. Semakin ke hilir, semakin tebal lapisan aliran laminar yang menyebabkan turunnya nilai *Nusselt number*. Penurunan nilai bilangan *Nusselt* dimulai dari titik yang diukur pada sudut 5° hingga sudut $\theta \approx 155^{\circ}$. Titik dengan bilangan *Nusselt* terendah ini merupakan titik separasi. Kemudian pada sudut $155^{\circ} \leq \theta \leq 180^{\circ}$, *trendline* menunjukkan peningkatan bilangan *Nusselt* disebabkan oleh adanya turbulensi aliran mengakibatkan munculnya *vortex* yang meningkatkan intensitas *mixing* molekul-molekul fluida.

Fluktuasi grafik *Nusselt* dipengaruhi oleh perkembangan *boundary layer* pada permukaan *tube*, terjadinya separasi, dan daerah *wake*. Pengaruh dari kecepatan dapat dilihat dari Gambar 4.9, dimana P_T yang semakin kecil menyebabkan kecepatan semakin tinggi. Hal tersebut terjadi pada Gambar 4.11 dimana semakin kecil P_T , semakin tinggi nilai *Nusselt Number*. Hubungan ini sesuai dengan persamaan 2.2 dimana *Nusselt Number* sebanding dengan kecepatan aliran fluida.

Hubungan antara *Nusselt Number* dan kecepatan fluida tersebut juga berlaku apabila ditinjau per baris, *Nusselt* lokal pada *tube* baris kedua lebih tinggi dibandingkan pada baris pertama. Karena aliran telah melewati *tube* pada baris pertama yang berperan sebagai *accelerator*. Sehingga dengan aliran yang turbulen, *boundary layer* pada *tube* baris kedua menjadi lebih tipis [Buyruk, 1997]. Kemudian menyebabkan *Nusselt Number* lebih tinggi.

Namun *Nusselt Number* tidak hanya dipengaruhi oleh kecepatan aliran. Pada Gambar 4.4 dan 4.9 terlihat baris 3 memiliki kecepatan yang lebih tinggi daripada baris 1. Sedangkan pada Gambar 4.11 menunjukkan grafik *Nusselt Number* baris 3 lebih rendah daripada baris 1. Hal ini disebabkan oleh $((\partial T / \partial y)_{y=0})_1$ lebih besar dari $((\partial T / \partial y)_{y=0})_3$. Hubungan ini sesuai dengan persamaan berikut :



Gambar 4. 12. Boundary layer kecepatan.

$$q''_{y=0} = \left(-k_f \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}$$

$$q''_{conv} = h \cdot (T_s - T_\infty)$$

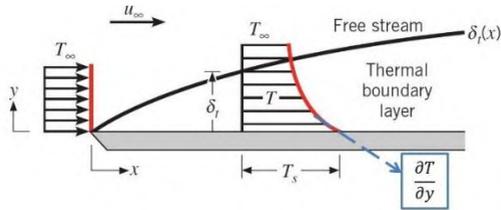
$$q''_{y=0} = q''_{conv}$$

$$\left(-k_f \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} = h \cdot (T_s - T_\infty)$$

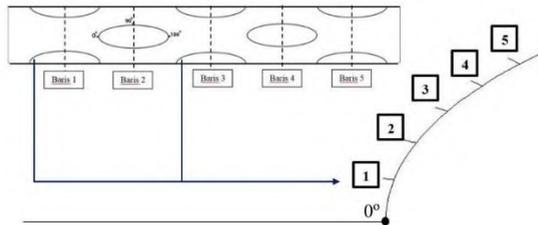
$$h = \frac{\left(-k_f \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0}}{(T_s - T_\infty)}$$

$$Nu_L = \frac{h L}{k_f} = \frac{\left(-k_f \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} L}{(T_s - T_\infty) k_f} \dots\dots\dots(4)$$

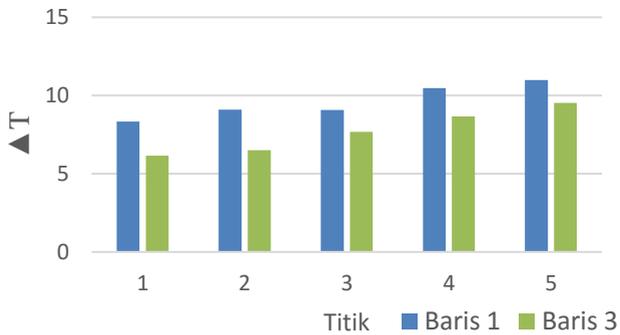
Secara kuantitatif, perbedaan nilai $\partial T/\partial y$ dapat dilihat dalam Gambar 4.15. Data selisih temperatur diambil pada *tube* baris 1 dan 3 pada 5 titik yang sama. Terlihat ΔT untuk baris 1 lebih besar daripada baris 3. Hal itu menyebabkan Nusselt Number baris 1 lebih tinggi daripada baris 3.



Gambar 4. 13. *Thermal Boundary Layer*



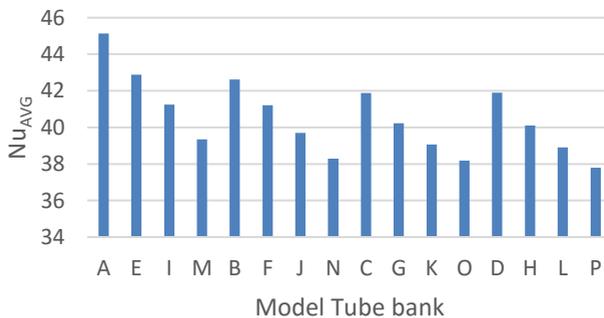
Gambar 4. 14. Letak 5 titik pengambilan data ΔT .



Gambar 4. 15. Grafik ΔT untuk Baris 1 dan Baris 3.

4.4 Analisis Nusselt Rata-Rata

Perbandingan *Nusselt number* rata-rata dari seluruh variasi *tube bank* disajikan pada Gambar 4.16. dapat dilihat bahwa *Nusselt number* rata-rata tertinggi dicapai dengan *tube bank* model A yaitu dengan PT 0.9 dan PL 0.9. Selanjutnya dengan bertambahnya jarak PT dan PL, *Nusselt number* rata-rata juga semakin berkurang. Fenomena ini sama dengan hasil simulasi Referensi Nazilah. Semakin turbulen suatu aliran yang melewati permukaan, maka *Nusselt number* semakin tinggi. Semakin kecil celah yang dilewati, maka semakin tinggi kecepatan aliran. Dengan kecepatan yang tinggi, maka *Nusselt number* akan semakin besar.



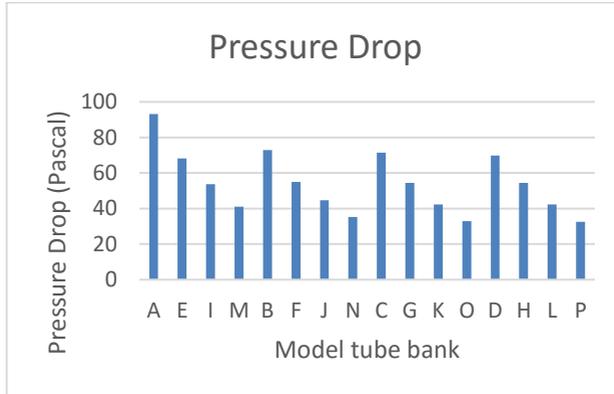
Gambar 4. 16. Grafik Nusselt rata-rata pada setiap variasi *tube bank*.

4.5 Analisis Pressure drop Tube banks

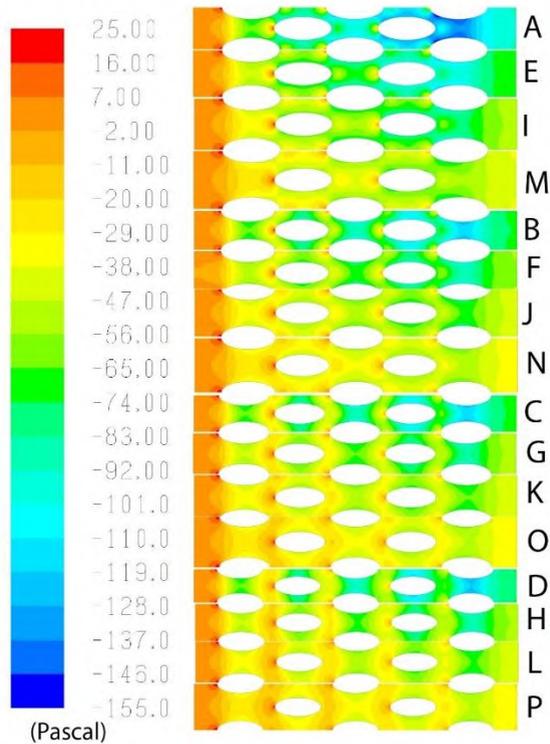
Dengan adanya perubahan geometri pada *tube banks* dapat mempengaruhi penurunan tekanan yang terjadi. Seperti yang kita ketahui bahwa penurunan tekanan pada suatu *tube banks* dipengaruhi oleh beberapa faktor antara lain jumlah *tube*, massa jenis fluida yang mengalir, kecepatan fluida maksimum yang melintasi *tube*, serta dipengaruhi oleh jarak longitudinal dan transversal dari *tubes*. Kerugian penurunan tekanan pada penelitian ini dihitung pada sisi *inlet* dan sisi *outlet* dari geometri sistem

dimana sisi inlet fluida memiliki tekanan *default* yang diatur pada FLUENT yaitu sebesar 101325 Pa dan tekanan pada sisi *outlet* merupakan hasil dari iterasi FLUENT. Penurunan tekanan untuk masing-masing model variasi dari geometri ditunjukkan pada Gambar 4.17 berikut.

Perbedaan tekanan menyebabkan fluida dari sisi *inlet* mengalir ke sisi *outlet*. Berdasarkan Gambar 4.17 dapat dilihat bahwa nilai *pressure drop* berbeda-beda pada masing-masing konfigurasi *tube bank*. Penurunan tekanan paling besar terjadi pada model A dengan nilai *pressure drop* sebesar 93.15 Pa. Model B, C, D, hingga P memiliki *pressure drop* yang lebih kecil. Apabila dibandingkan dengan Referensi Nazilah yang menggunakan *axis ratio* silinder 1:3, *pressure drop* pada *tube bank* dengan *axis ratio* 1:2,5 lebih besar. *Axis ratio* silinder mempengaruhi *pressure drop*. Semakin kecil *axis ratio*, semakin besar *pressure drop*. Hal ini disebabkan oleh profil silinder dengan *axis ratio* yang kecil menyebabkan gesekan aliran udara dengan permukaan silinder menjadi lebih besar [Budi Utomo, 2014].



Gambar 4. 17. Grafik *Pressure drop* pada setiap variasi *Tube Banks*



Gambar 4. 18. Kontur Tekanan

Pada Gambar 4.18 disajikan kontur tekanan dari seluruh variasi P_L dan P_T . Berdasarkan hasil simulasi, dapat dilihat bahwa kontur tekanan daerah *inlet* dari setiap konfigurasi memiliki karakteristik yang berbeda-beda. Kemudian kontur tekanan menunjukkan penurunan tekanan setelah aliran melewati *tubes*. Jarak *pitch transversal* mempengaruhi nilai *pressure drop* aliran. Semakin kecil P_T , semakin besar *pressure drop* [Merker, 1986]. Karena semakin sempit celah yang dilewati oleh aliran fluida menyebabkan tekanan aliran pada celah tersebut turun diiringi dengan kecepatan yang meningkat.

Besar kecilnya *pressure drop* mempengaruhi daya yang dibutuhkan untuk memompa fluida yang melewati *tube bank*. Semakin besar *pressure drop*, semakin besar pula daya pompa yang dibutuhkan.

LAMPIRAN

Lampiran 1. ST dan SL.

Model	P _T	P _L	S _T (cm)	S _L (cm)
A	0.9	0.9	0.9	2.25
B		1		2.5
C		1.1		2.75
D		1.25		3.125
E	1	0.9	1	2.25
F		1		2.5
G		1.1		2.75
H		1.25		3.125
I	1.1	0.9	1.1	2.25
J		1		2.5
K		1.1		2.75
L		1.25		3.125
M	1.25	0.9	1.25	2.25
N		1		2.5
O		1.1		2.75
P		1.25		3.125

Lampiran 2. Hasil data temperatur *inlet*, temperature *outlet*, dan selisih temperatur.

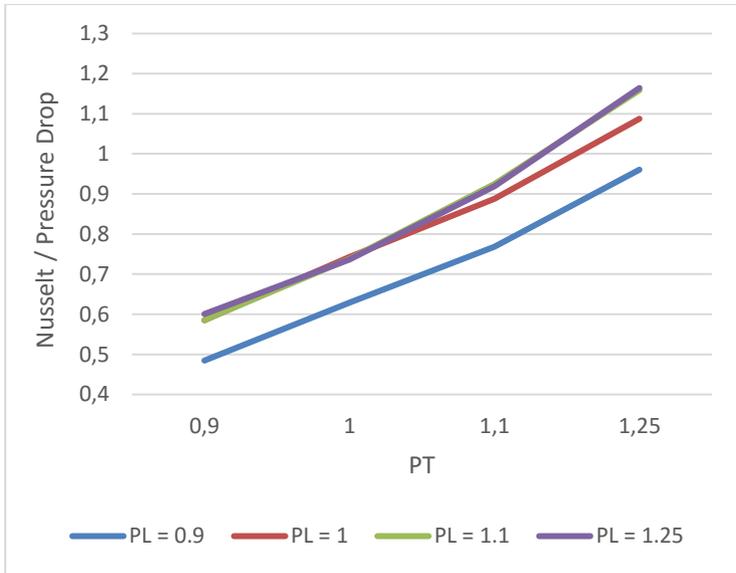
Model	P _L	P _T	T inlet (K)	T outlet (K)	delta T (K)
A	0.9	0.9	300	305.999	5.99911
E		1		305.465	5.4649
I		1.1		305.125	5.12457
M		1.25		304.758	4.75812
B	1	0.9		305.979	5.97885
F		1		305.489	5.48886
J		1.1		305.163	5.16312
N		1.25		304.782	4.78235
C	1.1	0.9		305.982	5.98169
G		1		305.529	5.52939
K		1.1		305.168	5.16803
O		1.25		304.779	4.77872
D	1.25	0.9		305.988	5.98819
H		1		305.507	5.50665
L		1.1		305.168	5.16849
P		1.25		304.76	4.75992

Lampiran 3. Hasil data tekanan *inlet*, tekanan *outlet*, dan selisih tekanan.

Model	PL	PT	P inlet	P outlet	delta P
A	0.9	0.9	1.18043	-91.971	93.151
E		1	1.49129	-66.723	68.2145
I		1.1	1.95205	-51.747	53.6987
M		1.25	2.61135	-38.352	40.9634
B	1	0.9	1.11009	-71.736	72.8456
F		1	1.09152	-53.965	55.0563
J		1.1	1.95148	-42.74	44.6914
N		1.25	2.61128	-32.596	35.2073
C	1.1	0.9	1.02246	-70.493	71.5155
G		1	1.51409	-52.997	54.5116
K		1.1	1.95134	-40.291	42.2419
O		1.25	2.61126	-30.347	32.9582
D	1.25	0.9	1.10491	-68.665	69.7696
H		1	1.51584	-52.954	54.4703
L		1.1	1.93954	-40.38	42.3195
P		1.25	2.61134	-29.855	32.4667

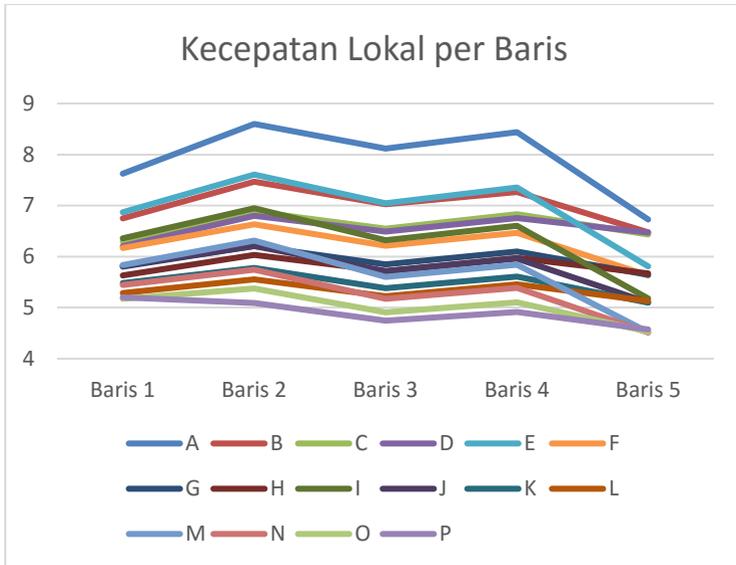
Lampiran 4. Rasio hasil *Nusselt number* dan *pressure drop*.

Model	P_L	P_T	Nusselt	PresDrop	Nusselt/PresDrop
A	0.9	0.9	45.13	93.151	0.48448
E		1	42.89	68.2145	0.62875
I		1.1	41.25	53.6987	0.76818
M		1.25	39.35	40.9634	0.96061
B	1	0.9	42.62	72.8456	0.58507
F		1	40.21	55.0563	0.74306
J		1.1	39.69	44.6914	0.88809
N		1.25	38.29	35.2073	1.08756
C	1.1	0.9	41.88	71.5155	0.58561
G		1	40.22	54.5116	0.73782
K		1.1	39.06	42.2419	0.92468
O		1.25	38.19	32.9582	1.15874
D	1.25	0.9	41.9	69.7696	0.60055
H		1	40.11	54.4703	0.73636
L		1.1	38.91	42.3195	0.91944
P		1.25	37.8	32.4667	1.16427



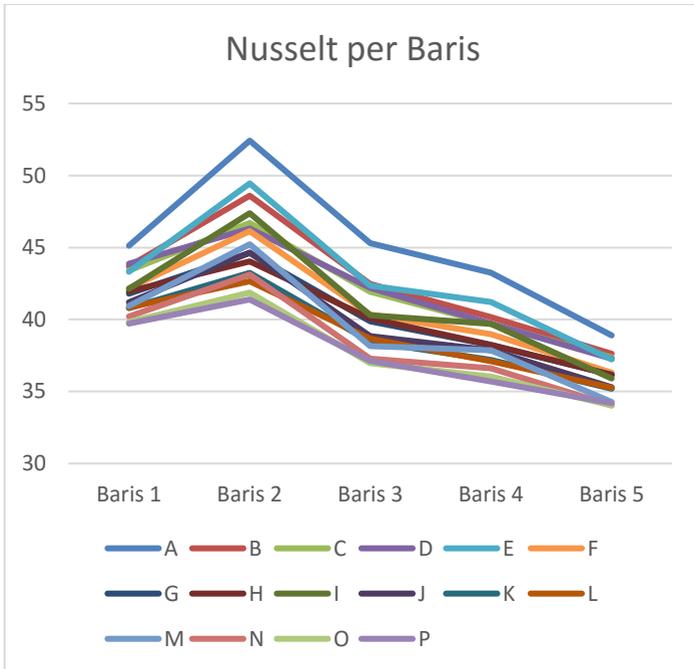
Lampiran 5. Hasil data kecepatan.

Model			Velocity							
	P _L	P _T	Rata-rata	min	max	Rata-rata per baris				
						Baris 1	Baris 2	Baris 3	Baris 4	Baris 5
A	0.9	0.9	7.93	0.27	13.29	7.63	8.60	8.12	8.44	6.73
E		1	6.79	0.25	11.98	6.87	7.61	7.04	7.36	5.81
I		1.1	6.32	0.22	11.05	6.36	6.95	6.32	6.60	5.18
M		1.25	5.63	0.18	10.06	5.84	6.31	5.60	5.84	4.52
B	1	0.9	7.02	0.26	10.82	6.75	7.47	7.02	7.27	6.48
F		1	6.25	0.23	10.16	6.17	6.63	6.21	6.47	5.63
J		1.1	5.78	0.22	9.63	5.82	6.21	5.72	5.96	5.10
N		1.25	5.26	0.19	9.05	5.44	5.74	5.17	5.39	4.51
C	1.1	0.9	6.61	0.19	10.25	6.30	6.88	6.55	6.83	6.44
G		1	5.94	0.17	9.24	5.80	6.21	5.85	6.10	5.64
K		1.1	5.48	0.17	8.83	5.48	5.78	5.38	5.61	5.10
O		1.25	5.03	0.18	8.39	5.17	5.38	4.91	5.10	4.53
D	1.25	0.9	6.55	0.25	10.24	6.21	6.80	6.49	6.76	6.47
H		1	5.67	0.22	8.94	5.63	6.03	5.72	5.97	5.67
L		1.1	5.34	0.20	8.33	5.28	5.55	5.23	5.45	5.13
P		1.25	4.90	0.18	7.84	5.20	5.09	4.75	4.92	4.57

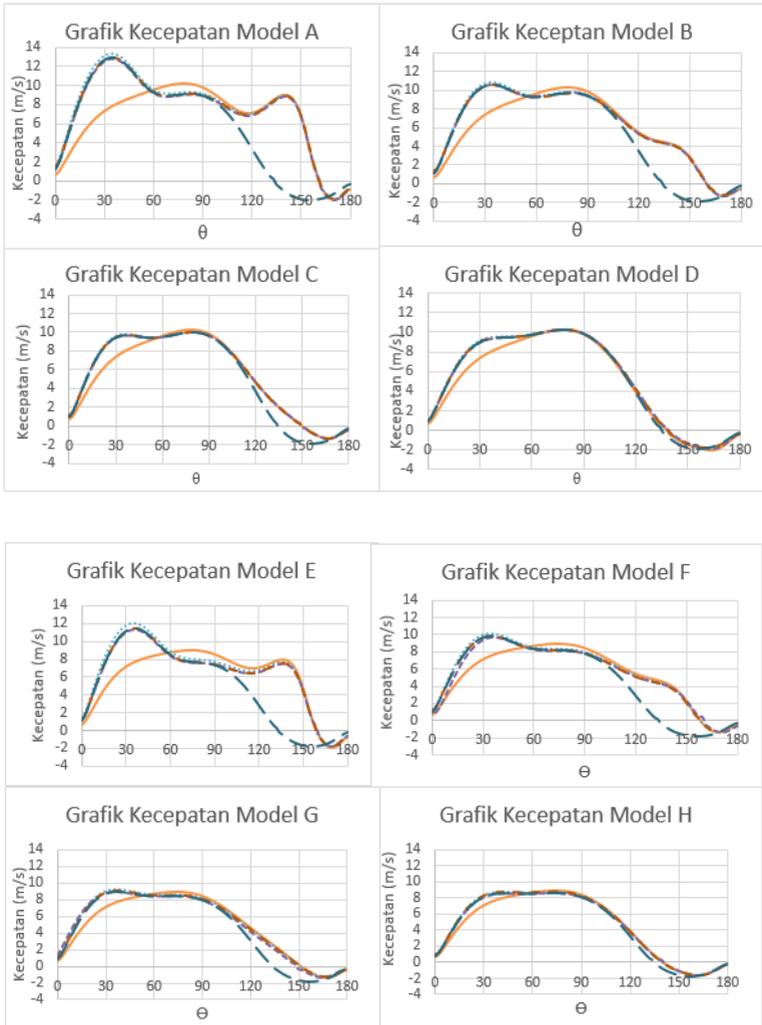


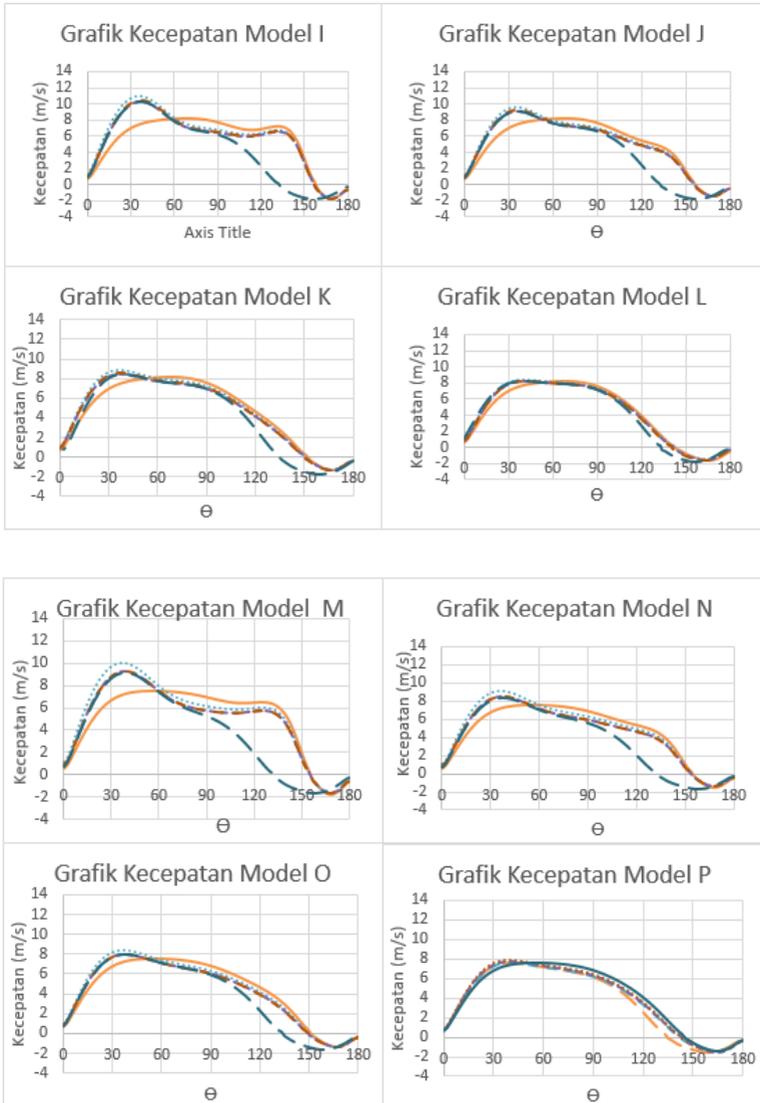
Lampiran 6. Hasil data Nuselt.

Model	NUSSELT									
	P _L	P _T	Rata-rata	min	max	Rata-rata per baris				
						Baris 1	Baris 2	Baris 3	Baris 4	Baris 5
A	0.9	0.9	45.13	23.69	135.98	45.12	52.42	45.31	43.25	38.90
E		1	42.89	22.03	127.12	43.32	49.45	42.35	41.22	37.23
I		1.1	41.25	20.89	120.52	42.13	47.38	40.30	39.68	35.90
M		1.25	39.35	19.63	113.18	40.94	45.23	38.16	37.87	34.27
B	1	0.9	42.62	21.67	124.20	43.69	48.60	42.47	40.16	37.62
F		1	40.21	20.52	118.18	42.18	46.14	40.34	38.98	36.30
J		1.1	39.69	19.78	113.35	41.19	44.65	38.85	37.87	35.30
N		1.25	38.29	18.86	107.95	40.21	43.12	37.27	36.62	34.03
C	1.1	0.9	41.88	23.48	115.28	43.40	46.70	41.92	39.69	37.37
G		1	40.22	21.59	110.81	41.79	44.62	39.88	38.23	36.15
K		1.1	39.06	20.25	107.16	40.79	43.24	38.47	37.19	35.19
O		1.25	38.19	18.98	103.36	39.82	41.87	36.97	36.04	34.03
D	1.25	0.9	41.90	23.50	108.97	43.88	46.31	42.20	39.71	37.28
H		1	40.11	21.82	104.14	41.95	44.04	40.07	38.23	36.16
L		1.1	38.91	20.58	101.20	40.82	42.65	38.66	37.10	35.26
P		1.25	37.80	19.30	98.76	39.72	41.39	37.14	35.70	34.19

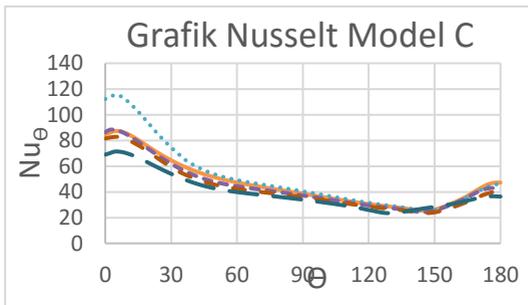
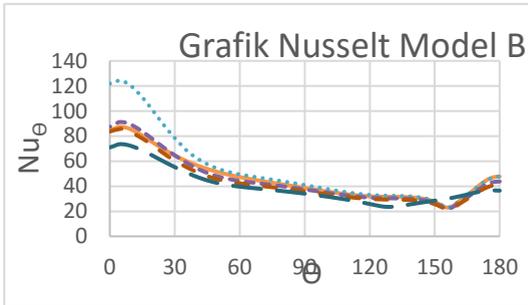
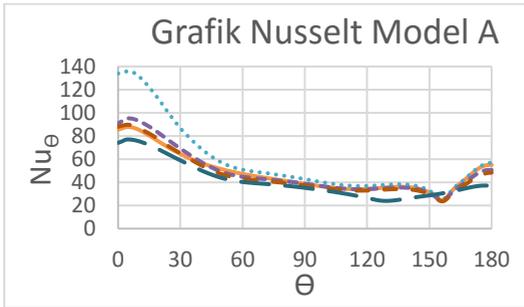


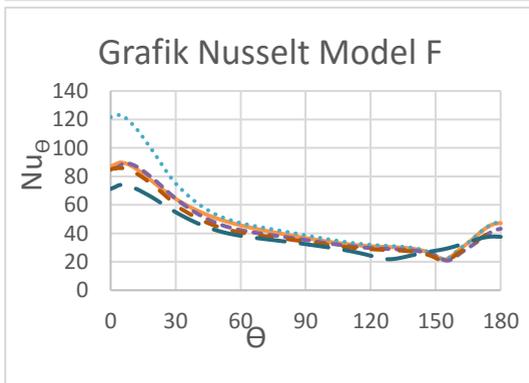
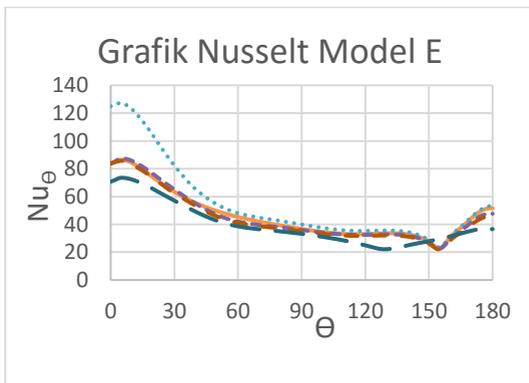
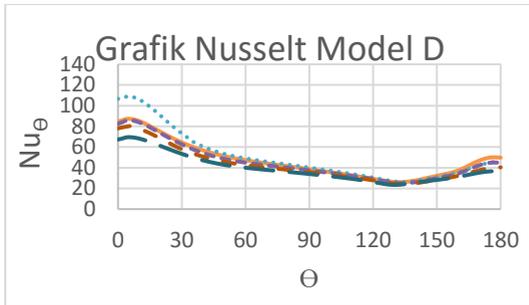
Lampiran 7. Grafik Kecepatan

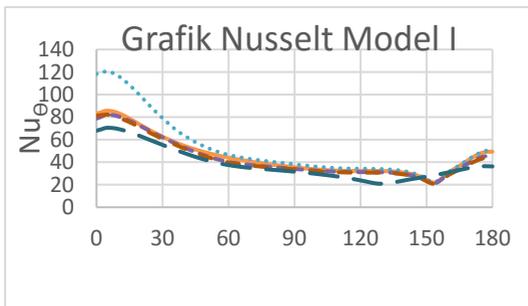
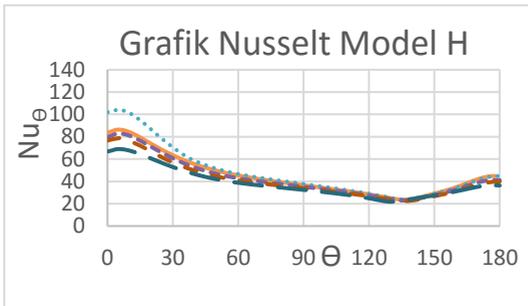
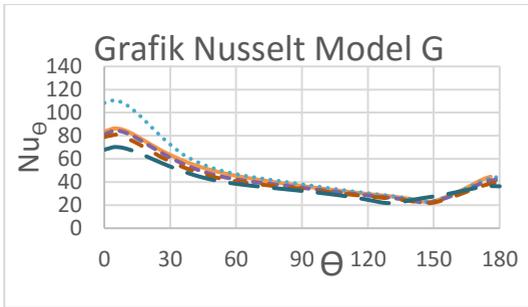


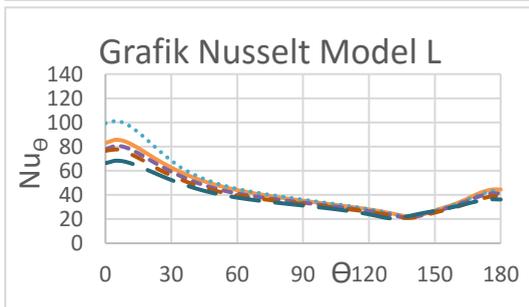
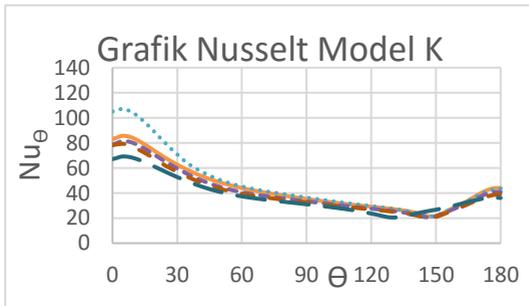
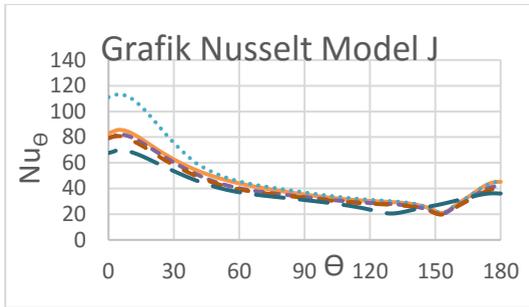


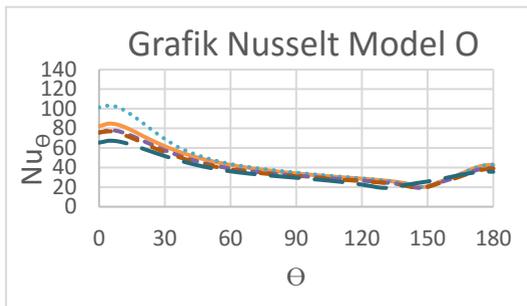
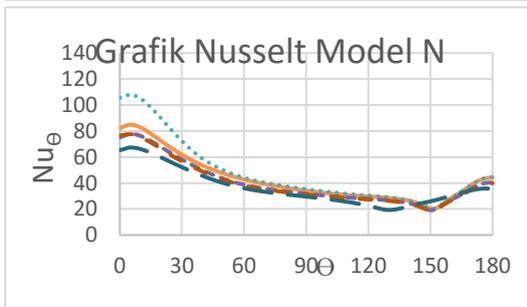
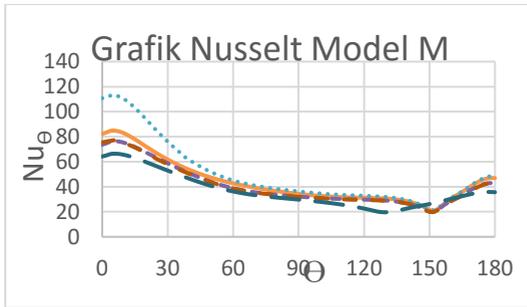
Lampiran 8.

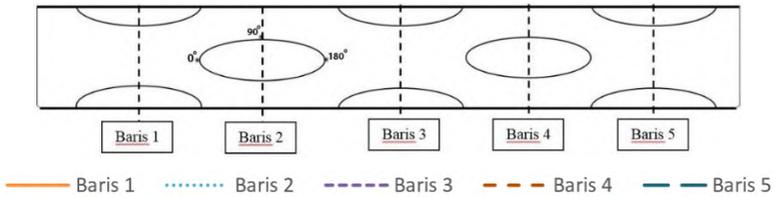
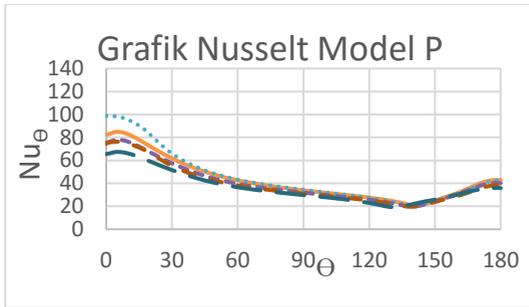








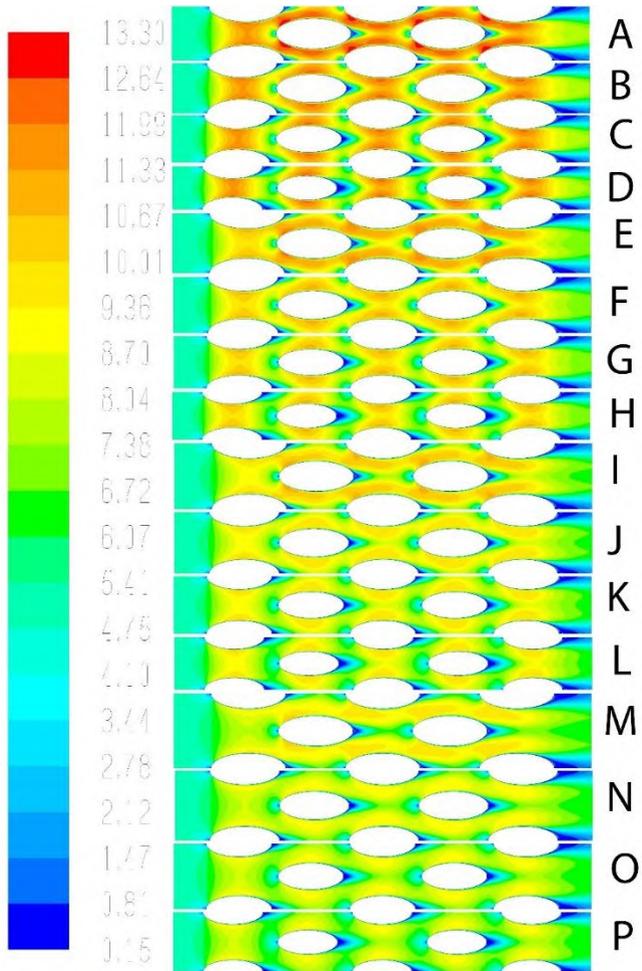




Lampiran 9. Data titik separasi.

Model	P_L	P_T	Titik Separasi				
			Baris 1	Baris 2	Baris 3	Baris 4	Baris 5
A	0.9	0.9	160.7302	161.1345	160.7302	161.1331	133.9483
E		1	159.6853	158.4367	159.6853	158.4331	132.9489
I		1.1	158.108	157.1349	156.5742	157.1338	132.9489
M		1.25	155.081	154.907	155.081	154.905	131.893
B	1	0.9	159.6853	160.2205	159.6853	159.7725	134.0109
F		1	158.108	158.4367	158.108	158.4331	134.0109
J		1.1	156.5742	155.8622	156.5742	155.8567	132.9489
N		1.25	155.0806	153.5397	153.6248	153.5367	132.9489
C	1.1	0.9	149.4638	149.7623	149.4638	149.7587	134.0109
G		1	150.8191	151.0352	150.8191	151.0361	134.0109
K		1.1	152.2043	151.0352	150.8191	149.8843	134.0109
O		1.25	150.8191	149.7623	149.4638	149.7587	134.0109
D	1.25	0.9	138.4181	139.1554	138.4181	139.1534	135.0924
H		1	140.7219	140.241	140.7219	140.2403	135.0924
L		1.1	143.1031	141.9022	141.9022	140.8502	135.0924
P		1.25	144.3254	142.4645	143.1031	142.4631	134.0109

Lampiran 10. Kontur Kecepatan



BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan uraian yang disampaikan pada hasil pembahasan, maka dapat disimpulkan mengenai pengaruh variasi jarak *longitudinal* dan *transversal* terhadap karakteristik aliran dan perpindahan panas untuk studi kasus dengan variasi *pitch ratio longitudinal* dan *transversal* 0.9, 1, 1.1, dan 1.25, diantaranya :

1. Pengaruh variasi P_L dan P_T pada susunan *tube* menunjukkan semakin kecil P_T dan P_L , semakin besar *Nusselt number* rata-rata dan *pressure drop*. Model A memiliki *Nusselt number* rata-rata paling tinggi sebesar 45.13 diringi dengan *pressure drop* yang paling tinggi sebesar 93.15 Pascal. Model P memiliki *Nusselt number* rata-rata terendah sebesar 37.8 dan *pressure drop* yang paling rendah sebesar 32.46 Pascal.
2. Grafik bilangan *Nusselt* lokal yang menunjukkan *coefficient heat transfer*, menghasilkan penurunan nilai rata-rata bilangan *Nusselt* lokal untuk *tube bank* dengan adanya peningkatan nilai P_T dimana untuk $P_L = 0.9$ pada model A nilai $Nu_{AVG} = 45.13$, lalu nilai *Nusselt* lokal berkurang hingga pada model M = 39.35. Untuk $P_L = 1$ pada model B nilai $V_{AVG} = 42.62$, lalu berkurang hingga pada model N = 38.29. Untuk $P_L = 1.1$ pada model C nilai $V_{AVG} = 41.88$, lalu berkurang hingga pada model O = 37.8. Untuk $P_L = 1.25$ pada model D nilai $V_{AVG} = 41.9$, lalu berkurang hingga pada model P = 38.19.
3. Grafik kecepatan lokal yang menunjukkan karakteristik aliran, menghasilkan penurunan nilai rata-rata kecepatan lokal kontur untuk *tube bank* dengan adanya peningkatan

nilai P_T dimana untuk $P_L = 0.9$ model A nilai $V_{AVG} = 7.91$ m/s, lalu nilai kecepatan lokal berkurang hingga pada model M = 5.63 m/s. Untuk $P_L = 1$ pada model B nilai $V_{AVG} = 7.02$ m/s lalu berkurang hingga pada model N = 5.26 m/s. Untuk $P_L = 1.1$ pada model C nilai $V_{AVG} = 6.61$ m/s, lalu berkurang hingga pada model O = 5.03 m/s. Untuk $P_L = 1.25$ pada model D nilai $V_{AVG} = 6.55$ m/s, lalu berkurang hingga pada model P = 4.9 m/s.

4. Rasio antara *Nusselt number* dengan *pressure drop* yang optimal terjadi pada model P dengan *Nusselt number* rata-rata sebesar 37.8 dan *pressure drop* rata-rata sebesar 32.46 Pascal. Sedangkan perbandingan yang minimal terjadi pada model A yaitu dengan *Nusselt number* sebesar 45.13 dan *pressure drop* sebesar 93.15 Pascal.

5.2 Saran

Berdasarkan hasil studi numerik yang dilakukan, saran yang dapat digunakan untuk penelitian berikutnya adalah :

1. Perlu dilakukan penelitian menggunakan CFD secara 3D untuk mendapatkan hasil yang mendekati kondisi sebenarnya.
2. Perlu ditambahkan variasi lain untuk mengoptimalkan hasil simulasi, misalnya variasi kecepatan (*Reynold Number*).

DAFTAR PUSTAKA

- Budi Utomo, Samsul Kamal, Suhanan, I Made Suardjaja.** 2014. “*Heat Transfer Effectiveness and Coefficient of Pressure drop On The Shell Side of a Staggered Elliptical Tube bank*”. Applied Mechanics and Materials Vol. 493 (2014) pp 134-139.
- Ertan Buyruk.** 1997. “*Heat Transfer and Flow Structures Around Circular Cylinders in Cross Flow*”. Tr. J. of Engineering and Environmental Science.
- Fox, Robert W., Pritchard, P.J. dan McDonald, Alan T.** 2010. “*Introduction to Fluid Mechanics*” (7th Edition). Asia: John Wiley & Sons.
- G. P. Merker, H. Hanke.** 1986. “*Heat transfer and pressure drop on the shell-side of tube banks having oval-shaped tube s*”. International Journal Heat Mass Transfer Vol. 29, No. 29.
- Incropera, Frank P., De Witt, David P.** (2002). “*Fundamental of Heat and Mass Transfer*”. New York: John Wiley & Sons Inc.
- Nazilah.** 2015. “*Analisis Numerik Pengaruh Pitch Ratio Longitudinal ($S/2a$) Dan Transversal ($S/2b$) 1, 1.25 Dan 1.5 Terhadap Karakteristik Aliran Fluida Dan Perpindahan Panas Melintasi Staggered Elliptical Tube Bank*”. Tugas Akhir. Tidak dipublikasikan. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Terukazu Ota, Hideya Nishiyama.** 1984. “*Heat Transfer And Flow Aaround An Elliptic Cylinder*” International Journal Heat Mass Transfer Vol. 27, No. 10.

BIODATA PENULIS



Safrida Dyah Hanifah, dilahirkan di Surabaya, 7 Agustus 1994. Anak yang terlahir dari orang tua paling kece, cak Bambang dan ning Sih. Riwayat pendidikan penulis diawali di TK Bushtanul Athfal 13 Surabaya, SDN Margorejo V/407 Surabaya, SMPN 13 Surabaya, SMAN 16 Surabaya. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di

Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur Undangan.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik selama perkuliahan. Penulis pernah menjadi asisten Laboratorium Termodinamika dan Perpindahan Panas. Penulis juga terdaftar dalam ME Awards untuk kategori mahasiswa dengan peningkatan prestasi akademik terbaik..

Motto hidup penulis “You Only Live Once” menjadikan penulis lebih baik dalam mengerjakan semua hal. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email safrida.sasha@gmail.com.