



TUGAS AKHIR - TM 141585

**ANALISIS NUMERIK PENGARUH PITCH RATIO  
LONGITUDINAL ( $S_L/2a$ ) DAN TRANSVERSAL ( $S_T/2b$ )  
1, 1.25 DAN 1.5 TERHADAP KARAKTERISTIK ALIRAN  
FLUIDA DAN PERPINDAHAN PANAS MELINTASI  
STAGGERED ELLIPTICAL TUBE BANKS**

**NAZILAH  
NRP 2111 100 040**

**Dosen Pembimbing  
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2016**



**FINAL PROJECT - TM 141585**

**NUMERICAL STUDY EFFECT OF LONGITUDINAL  
PITCH RATIO ( $SL/2a$ ) AND TRANSVERSE ( $ST/2b$ ) 1,  
1.25 and 1.5 AGAINST THE CHARACTERISTICS OF  
FLUID FLOW AND HEAT TRANSFER ACROSS  
STAGGERED ELLIPTICAL TUBE BANKS**

**NAZILAH  
NRP 2111 100 040**

***Supervisor***  
**Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E.**

***Mechanical Engineering Departement  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2016***

**ANALISIS NUMERIK PENGARUH PITCH RATIO  
LONGITUDINAL ( $S_L/2a$ ) DAN TRANSVERSAL ( $S_T/2b$ )  
1, 1.25 DAN 1.5 TERHADAP KARAKTERISTIK  
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 Konversi Energi  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :  
**NAZILAH**  
NRP. 2111 100 040

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME ..... (Pembimbing)  
(NIP. 195312191981031001)
2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng ..... (Penguji I)  
(NIP. 195310191979031002)
3. Ary Bachtiar K.P, ST, MT, Ph.D ..... (Penguji II)  
(NIP. 197105241997021001)
4. Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT ..... (Penguji III)  
(NIP. 197104051997021001)

**SURABAYA**  
**Desember, 2015**

**ANALISIS NUMERIK PENGARUH *PITCH RATIO*  
LONGITUDINAL ( $S_L/2a$ ) DAN TRANSVERSAL ( $S_T/2b$ ) 1,  
1.25 DAN 1.5 TERHADAP KARAKTERISTIK ALIRAN  
FLUIDA DAN PERPINDAHAN PANAS MELINTASI  
*STAGGERED ELLIPTICAL TUBE BANK***

**Nama** : Nazilah  
**NRP** : 2111100040  
**Jurusan** : Teknik Mesin, FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing:** Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E.

*Peningkatan performa penukar kalor pada sisi eksternal telah banyak diteliti, salah satunya adalah memodifikasi bentuk tube dari silinder sirkular menjadi silinder ellips. Perubahan bentuk geometri dapat meningkatkan perpindahan panas sisi eksternal karena silinder ellips adalah salah satu bentuk 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 jauh lebih kebelakang. 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 1:3. Fluida kerja berupa udara berkecepatan konstan sebesar 4 m/s dimodelkan sebagai gas ideal yang mengalir pada sisi eksternal dengan kondisi temperatur sebesar 308 K dan heat flux pada tube sebesar 2000 W/m<sup>2</sup>. Studi numerik dilakukan secara 2 dimensi dengan kondisi aliran steady dengan prinsip Computational Fluid Dynamic (CFD) menggunakan perangkat lunak GAMBIT 2.4.6 untuk pembuatan domain dan disimulasikan dalam perangkat lunak FLUENT 6.3.26. Model turbulensi yang digunakan adalah Renormalization Group (RNG) k-ε. 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 ini diperoleh hasil bahwa variasi  $P_L$  dan  $P_T$  akan mempengaruhi nilai koefisien heat transfer, kecepatan, dan Pressure drop dari setiap model A, B, C, D, E, F, G, H dan I. Peningkatan nilai rata-rata kecepatan lokal kontur yang dihasilkan untuk tube banks dibandingkan dengan model A yang memiliki nilai  $V_{avg} = 3.361$  m/s. Peningkatan kecepatan model B adalah sebesar 14.38 %, C = 37.67%, D = 5.21%, E = 16.24%, F = 38.78 %, G = 7.75%, H = 19.25% dan model I sebesar 42.61%. Peningkatan nilai rata-rata Nusselt lokal dimana model A memiliki nilai  $Nu_{avg} = 95.8292$ . Peningkatan nusselt model B adalah sebesar 7.29 %, C = 16.03%, E = 4.67%, F = 15.35 %, G = 0.44%, H = 4.63% dan model I sebesar 16.91%. Pada model D terjadi penurunan nilai nusselt lokal sebesar 0.24%. Penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) terjadi pada semua model, Model A memiliki  $\Delta P$  sebesar 12.88 Pa, B = 18.41 Pa, C=36.35 Pa, E= 17.97 Pa, F= 36.18 Pa, G =14.97, H = 19.62 Pa, I = 36.54 Pa. Penurunan  $\Delta P$  terjadi pada model D yang memiliki  $\Delta P$  sebesar 12.79 Pa dibandingkan dengan model A. Model I dengan  $P_L = 1$  dan  $P_T = 1$  memiliki nilai Coefficient heat transfer, kecepatan lokal dan pressure drop yang paling tinggi dibandingkan model variasi lainnya.*

**Kata kunci:** *elliptical cylinder, heat transfer, staggered, tube bank.*

**NUMERICAL STUDY EFFECT OF LONGITUDINAL PITCH RATIO ( $SL/2a$ ) AND TRANSVERSE ( $ST/2b$ ) 1, 1.25 and 1.5 AGAINST THE CHARACTERISTICS OF FLUID FLOW AND HEAT TRANSFER ACROSS STAGGERED ELLIPTICAL TUBE BANKS**

**Name of Student** : Nazilah  
**NRP** : 2111 100 040  
**Department** : Teknik Mesin FTI - ITS  
**Advisor Lecturer** : Dr.Ir.Budi Utomo Kukuh Widodo,ME

**ABSTRACT**

*Heat exchanger performance enhancement on the external side has been widely studied, one of which is to modify the shape of the tube circular cylinder into cylinder ellips. The changing shape of geometry can improve heat transfer to the external side of the cylinder because ellips is one of the two-dimensional body streamlined. On the elliptical cylinder fluid will be separated from the contour of the ellipse is still able to attach to the contours of the sloping elliptical, making the point of separation much more backwards. The pending separation point on ellips resulted in reduced drag force that held the body as compared to the circular cylinder.*

*The research done by analyzing fluid flow characteristics on the external side of the elliptical motion tube banks arranged in staggered with a comparison of the ratio between the major and minor diameters is 1:3. The working fluid in the form of air-speed constant of 4 m/s modelled as an ideal gas flows at the external side of the condition the temperature 308 K and heat flux on a tube of 2000 W/m<sup>2</sup>. Numerical studies conducted in 2 dimensions with steady flow conditions with the principles of Computational Fluid Dynamic (CFD) use the software for the manufacturing phases GAMBIT 2.4.6 domain and simulated in software FLUENT 6.3.26. Turbulence model*

used is the Renormalization Group (RNG)  $k-\epsilon$ . The study aims to determine the flow and heat transfer phenomena on the elliptical tube banks, viewed qualitatively using contour visualization of temperature and speed, as well as quantitatively by analyzing the chart speed and the local heat transfer coefficients.

This numerical analysis of retrieved results that variations of  $P_T$  and  $P_L$  will affect the value of coefficient heat transfer, local velocity, and Pressure drop of each model A, B, C, D, E, F, G, H and I. The increase in the average value of speed Local contours generated for tube banks compared with the model A which has a value  $V_{avg} = 3,361$  m / s. An Increased velocity of B model is at 14:38%, C = 37.67%, D = 5.21%, E = 16.24%, F = 38.78%, G = 7.75%, H = 19.25% and the model I is 42.61%. An increase in the average value of the local Nusselt where the model A has a value  $Nu_{avg} = 95.8292$ . Improvement of nusselt B model is at 7.29%, C = 16.03%, E = 4.67%, F = 15:35%, G = 0:44%, H = 4.63% and the model I is 16.91%. On the model D the value of the local nusselt decrease 0.24%. The pressure drop ( $\Delta P$ ) occurred on all models, model A has a  $\Delta P$  of 12.88 Pa, B = 18.41 Pa, C = 36.35 Pa, E = 17.97 Pa, F = 36.18 Pa, G = 14.97, H = 19.62 Pa, and I = 36.54 Pa.  $\Delta P$  decrease occurred in the model D which has amounted to 12.79 Pa than model A. Model I with  $P_L = 1$  and  $P_T = 1$  has a value of coefficient of heat transfer, the local velocity and pressure drop are high compared to most other variation model.

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

## KATA PENGANTAR

### **Assalamualaikum Wr.Wb.**

Puji dan syukur penulis ucapkan kepada Allah SWT, Tuhan Maha Pengasih Maha Penyayang, karena atas segala nikmat dan karunia-Nya, penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini. Shalawat dan salam penulis ucapkan kepada Nabi Muhammad SAW yang membawa cahaya keimanan dan agama Islam.

Dalam pengerjaan tugas akhir ini penulis banyak mendapatkan bimbingan dan bantuan dari berbagai pihak. Untuk itu pada halaman ini, penulis ingin memberi hormat dan ungkapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Kedua orangtua tercinta, Muksin Zaini Syamlan dan Imas Supartini yang selalu mendukung, memberikan kasih sayang, dan tak henti-hentinya mendoakan penulis hingga terselesaikannya tugas akhir ini. Terima kasih Abi dan Umi
2. Adik-adik tersayang, Nafilah, Aslam, Akmal, Fauzan dan Nabila yang menjadi alasan penulis untuk semangat selama mengerjakan tugas akhir. Terima kasih kesayangan kakak
3. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.E, selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah memberikan ide, pembelajaran dan pengetahuan yang tidak ternilai harganya bagi penulis untuk memberikan hasil yang bermanfaat
4. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng., ME, Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT, dan Ary Bachtiar K.P, ST. MT. Ph.D, sebagai dosen penguji tugas akhir yang telah memberikan kritik dan saran terhadap penulis dan memberikan pembelajaran kepada penulis
5. Ir. Yusuf Kaelani, MSc.E, sebagai dosen wali penulis, terima kasih untuk saran-saran serta bimbingannya dalam merencanakan perkuliahan penulis selama ini.
6. Segenap dosen Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah mencurahkan segala tenaga dan pikiran serta pengalaman dalam mendidik penulis dalam bidang keteknikan maupun

ilmu tentang kehidupan selama penulis menempuh pendidikan sarjana di Teknik Mesin ITS

7. Seluruh keluarga besar penulis yang tak henti mendukung, menyemangati, dan mendoakan penulis selama perkuliahan
8. Seluruh keluarga M54 terhebat yang telah menemani penulis dari POROS hingga penulis dapat menyelesaikan perkuliahan. Semoga tali silaturahmi ini terus terjalin.
9. Sekar my partner, Bobby, Mba Dian, Mba Hayu, Mas Maho, Mas Ari, dan Nia, para TA'Takers bimbingan Bp.Budi. terima kasih untuk perjuangan bersama penulis dan dapat lulus bersama semester ini. Selamat!
10. Keluarga Lab.Perpindahan Panas, Ari, Iqbal, Iga, Mbeng, Raymond, Roni dan yang tidak dapat penulis sebut satu persatu yang selalu membantu dan menghibur penulis selama mengerjakan tugas akhir di lab.
11. Teman-teman HMM dan Ash-Shaff tercinta yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu. Terima kasih untuk semua kenangan dan ilmu yang diberikan kepada penulis.
12. Seluruh pihak civitas akademika Teknik Mesin FTI ITS dan Sarekat Merah Rakyat Mesin

Pada akhirnya penulis berharap agar tugas akhir ini bermanfaat untuk pembaca dan perkembangan ilmu pengetahuan ke depannya.

Wassalamualaikum Wr.Wb.

Surabaya, Januari 2016

Penulis

## DAFTAR ISI

JUDUL	i
ABSTRAK	vii
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Penulisan	4
1.5 Manfaat Penulisan	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Silinder Sirkular Dan Silinder Ellips	5
2.2 Konsep Aliran Eksternal Fluida	6
2.2.1 Aliran Fluida Melintasi Silinder Tunggal	6
2.2.2 Aliran Fluida Melintasi <i>Tube Banks</i>	8
2.3 Perpindahan Panas pada Silinder Tunggal	9
2.4 Penurunan Tekanan pada <i>tube banks</i>	11
2.5 Pemodelan CFD ( <i>Computational Fluid Dynamic</i> )	13
2.6 Penelitian Terdahulu	16
2.6.1 Diastian Vinaya Wijanarko	16
2.6.2 Zhihua Li, Jane H. Davisdon, dan Susan C. Mantell (2006)	17
2.6.2 Abdulmajeed A. Ramadhan (2011)	19
BAB III METODOLOGI ANALISIS	23
3.1 Tahapan Penelitian	23
3.2 Flowchart Penelitian	24
3.3 Tahapan Pemodelan dan Simulasi	26
3.3.1 <i>Pre-Processing</i>	27
3.3.1.1 Pembuatan Model	27
3.3.1.2 Pembuatan <i>Meshing</i>	28
3.3.1.3 Penentuan <i>Boundary condition</i>	

yang digunakan	29
3.3.2 <i>Processing</i>	30
3.3.2.1 <i>Solver Model</i>	30
3.3.2.2 <i>Material</i>	31
3.3.2.3 <i>Operating condition</i>	32
3.3.2.4 <i>Boundary Condition</i>	32
3.3.2.5 <i>Control and monitoring solution</i>	32
3.3.2.6 <i>Initialize Condition</i>	22
3.3.2.7 <i>Iterations</i>	32
3.3.3 <i>Post-Processing</i>	32
3.3.4 Pengolahan data	33
3.3.4.1 Grid independency dan validasi	33
<b>BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN</b>	
4.1 Analisa Visualisasi Aliran dan Perpindahan Panas dalam Numerik	35
4.1.1 Visualisasi Kecepatan Aliran pada Domain Secara Overall	35
4.1.2 Visualisasi Perpindahan Panas Pada Domain Secara Overall	37
4.2 Analisa Kecepatan Lokal Aliran pada Model Variasi $P_L$ dan $P_T$	41
4.2.1 Analisa Kecepatan Lokal <i>Tube Banks</i> variasi Model $P_L$ dan $P_T = 1, 1.25$ dan $1.5$	41
4.2.2 Analisa Perbandingan Kecepatan Lokal Tube Banks Model Variasi $P_L$ dan $P_T$	69
4.3 Analisa Bilangan Nusselt Lokal pada Tube Banks	71
4.3.1 Analisa Distribusi Bilangan Nusselt pada Variasi $P_L$ dan $P_T$	72
4.3.1.1 Analisa Distribusi Nusselt pada model A, B dan C	72
4.3.1.2 Analisa Distribusi Nusselt pada model D, E dan F	73
4.3.1.3 Analisa Distribusi Nusselt pada model G, H dan I	76

4.3.2 Perbandingan Bilangan Nusselt Lokal pada Tube Banks Model Variasi PL dan PT	77
4.4 Penurunan Tekanan (Pressure Drop) pada Tube Banks Model A, B, C, D, E, F, G, H dan I	81
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN</b>	
5.1 Kesimpulan	85
5.2 Saran	86
<b>DAFTAR PUSTAKA</b>	xvii
<b>LAMPIRAN</b>	xix



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Konfigurasi susunan <i>tube</i>	1
Gambar 2.1 <i>Boundary layer</i> dan <i>Separasi Pada Silinder</i>	7
Gambar 2.2 Profil Kecepatan Pada Dinding Silinder	7
Gambar 2.3 Pengaruh turbulensi terhadap separasi	8
Gambar 2.4 Konfigurasi susunan <i>tube banks</i>	9
Gambar 2.5 <i>Nusselt number</i> lokal untuk aliran udara secara normal pada silinder tunggal	10
Gambar 2.6 Friction factor ( $f$ ) dan correction factor ( $\chi$ ) untuk susunan tube In-Line	12
Gambar 2.7 Friction factor ( $f$ ) dan correction factor ( $\chi$ ) untuk susunan tube Staggered	12
Gambar 2.8 Grafik nilai $C_d$ silinder sirkular tunggal $d/D = 0,16$ dengan variasi bodi pengganggu	17
Gambar 2.9 Domain dan boundary condition	18
Gambar 2.10 Perbandingan koefisien drag elips, lenticular dan silinder sirkular	19
Gambar 2.11 <i>Nusselt number</i> rata-rata ellip dengan perbandingan ratio 0.3, 0.5 dan 0.8 pada reynolds number antara 500 – 100000	19
Gambar 2.12 Domain computational (kiri), Geometri Oval tube dan VGs	20
Gambar 2.13 Perbandingan Antara $Nu_{AV}$ dan $Re$ untuk Baseline case (tanpa LVGs) dan Modified case (dengan LVGs)	21
Gambar 3.1 Flowchart tahapan penelitian dan simulasi studi numerik karakteristik aliran eksternal melintasi elliptical siinder tube banks	26
Gambar 3.2 Geometri <i>elliptical tube bank</i> tersusun secara <i>staggered</i>	27
Gambar 3.3 Penyederhanaan Geometri <i>Elliptical Tube Bank</i>	28
Gambar 3.4 Meshing untuk <i>elliptical tube banks</i> untuk aliran 2D bentuk <i>Quadrilateral-map</i>	29

Gambar 4.1 Visualisasi Kontur kecepatan Tube Banks untuk kecepatan inlet 6 m/s pada variasi PL dan PT.	36
Gambar 4.2 Visualisasi Kontur Temperatur Tube Banks untuk kecepatan inlet 6 m/s pada variasi PL dan PT.	38
Gambar 4.3 Visualisasi kontur temperatur pada tube banks model G (PL = 1 dan PT = 1.5) baris pertama	39
Gambar 4.4 Grafik Temperatur outlet pada variasi PL dan PT	41
Gambar 4.5 Distribusi kecepatan lokal pada Tube Banks model A	42
Gambar 4.6 Visualisasi vector kecepatan pada Tube Banks model A	44
Gambar 4.7 Distribusi kecepatan lokal pada Tube Banks model B	45
Gambar 4.8 Visualisasi vector kecepatan pada Tube Banks model B	47
Gambar 4.9 Distribusi kecepatan lokal pada Tube Banks model C	48
Gambar 4.10 Visualisasi vector kecepatan pada Tube Banks model C	50
Gambar 4.11 Distribusi kecepatan lokal pada Tube Banks model D	51
Gambar 4.12 Visualisasi vector kecepatan pada Tube Banks model D	53
Gambar 4.13 Distribusi kecepatan lokal pada Tube Banks model E	54
Gambar 4.14 Visualisasi vector kecepatan pada Tube Banks model E	56
Gambar 4.15 Distribusi kecepatan lokal pada Tube Banks model F	57
Gambar 4.16 Visualisasi vector kecepatan pada Tube Banks model F	59

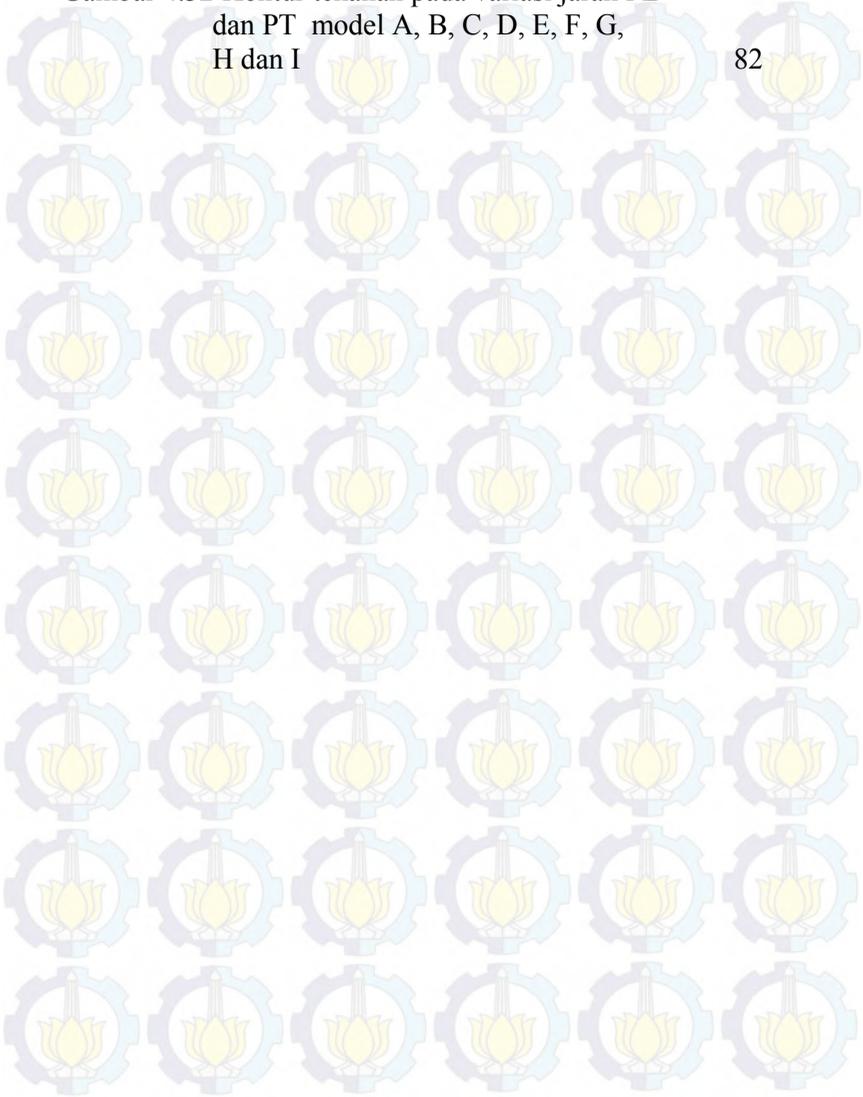
Gambar 4.17 Distribusi kecepatan lokal pada Tube Banks model G	60
Gambar 4.18 Visualisasi vector kecepatan pada Tube Banks model G	62
Gambar 4.19 Distribusi kecepatan lokal pada Tube Banks model H	63
Gambar 4.20 Visualisasi vector kecepatan pada Tube Banks model H	65
Gambar 4.21 Distribusi kecepatan lokal pada Tube Banks model I	66
Gambar 4.22 Visualisasi vector kecepatan pada Tube Banks model I	68
Gambar 4.23 Distribusi Kecepatan lokal tube perbandingan antar model pada baris Pertama	70
Gambar 4.24 Distribusi Kecepatan lokal tube perbandingan antar model pada baris Kedua	71
Gambar 4.25 Distribusi Bilangan Nusselt lokal pada Tube Banks (a)model A, (b) model B dan (c) model C	72
Gambar 4.26 Distribusi Bilangan Nusselt lokal pada Tube Banks (a)model D, (b) model E dan (c) model F	74
Gambar 4.27 Distribusi Bilangan Nusselt lokal pada Tube Banks (a) model G, (b) model H dan (c) model I	75
Gambar 4.28 Distribusi Bilangan Nusselt lokal pada Tube Banks pada model pada tube baris pertama	78
Gambar 4.29 Distribusi Bilangan Nusselt lokal pada Tube Banks pada model pada baris kedua	79
Gambar 4.30 Distribusi Bilangan Nusselt lokal pada Tube Banks pada model pada baris Ke-Empat	80
Gambar 4.31 Penurunan tekanan untuk model A, B, C,	

D, E, F, G, H, dan I

81

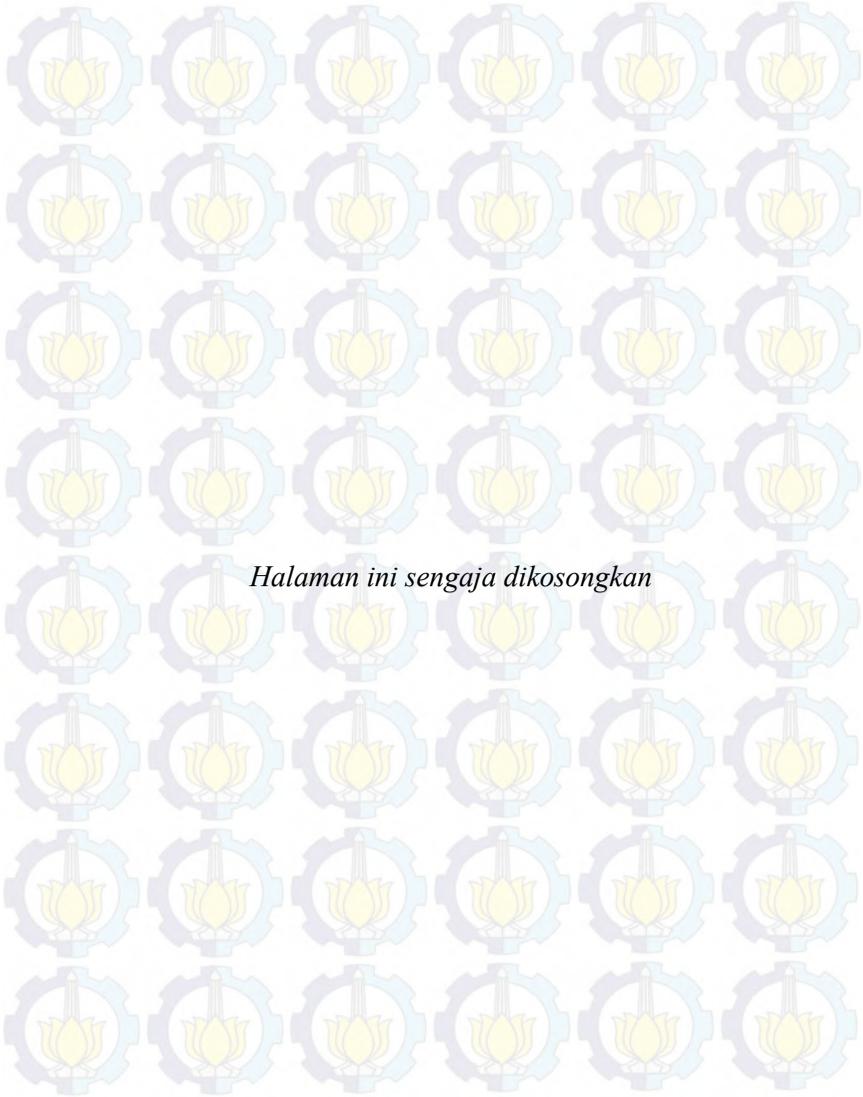
Gambar 4.32 Kontur tekanan pada variasi jarak PL dan PT model A, B, C, D, E, F, G, H dan I

82



## DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Geometri Elliptical Tube Banks	28
Tabel 3.2 Variasi jarak pitch ratio longitudinal dan transversal	29
Tabel 3.3 <i>Boundary Condition Elliptical Tubes</i>	30
Tabel 3.4 Properties Fluida	31
Tabel 3.5 Grid Independency Validation	33
Tabel 3.6 Empat jenis <i>meshing</i> yang digunakan untuk proses <i>Grid Independency Validation</i>	34
Tabel 4.1 Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap Tube pada Model A	45
Tabel 4.2 Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap Tube pada model B	48
Tabel 4.3 Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap Tube pada model C	50
Tabel 4.4 Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap Tube pada D	53
Tabel 4.5 Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap Tube pada E	56
Tabel 4.6 Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap Tube pada F	59
Tabel 4.7 Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap Tube pada G	62
Tabel 4.8 Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap Tube pada model H	65
Tabel 4.9 Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap Tube pada model I	68

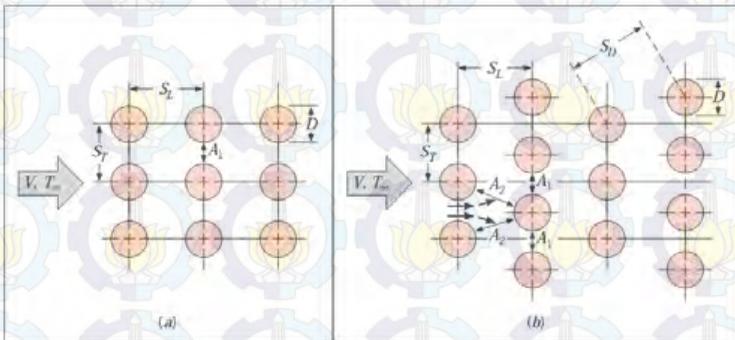


*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# BAB I PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

Proses perpindahan panas antara dua fluida yang memiliki perbedaan temperatur dan dipisahkan oleh dinding padat banyak digunakan pada aplikasi *engineering*. Peralatan yang mendukung terjadinya perpindahan panas ini dikenal sebagai *heat exchanger*. *Heat exchanger* terdiri dari beberapa tipe seperti, *tubular heat exchanger*, *compact heat exchanger*, *condensor*, *evaporator* dan *shell and tube heat exchanger*. Salah satu komponen penyusun utama *heat exchanger* adalah *tube* yang berfungsi sebagai tempat mengalirnya suatu fluida. Susunan berkas *tube* penukar kalor ini terbagi menjadi dua tipe, yaitu tipe *aligned* dan tipe *staggered*. Fenomena aliran yang terjadi pada kedua jenis susunan *tube* tersebut memiliki perbedaan. Aliran fluida eksternal mengalir pada bagian sisi permukaan *tube* sehingga muncul karakteristik aliran disekitar *tube* tersebut. Selain aliran melalui sisi eksternal *tube*, aliran juga melalui bagian internal *tube*. Pipa yang saat ini biasa digunakan dalam susunan *tube bank* adalah jenis sirkular *tube*.



**Gambar 1.1** Konfigurasi susunan *tube banks*, (a) *Aligned*, (b) *Staggered*  
(Incropera, 2002)

Sebuah benda yang dilewati aliran diklasifikasikan sebagai *bluff body* dan *streamlined body* didasarkan atas karakteristik aerodinamika di sekeliling benda tersebut. Silinder sirkular adalah salah satu contoh dari *bluff body*, sedangkan silinder ellips adalah salah satu bentuk dari *streamlined body* dua dimensi. Interaksi aliran fluida dengan bentuk geometri *bluff body* maupun *streamlined body* dapat mengakibatkan timbulnya *normal stress* dan *shear stress*. *Normal stress* timbul karena adanya tekanan dari fluida yang melintasi *bluff body*, sedangkan *shear stress* timbul karena pengaruh viskositas dari fluida yang melintasi *bluff body*. Interaksi antara aliran fluida dan *bluff body* akan menimbulkan gaya *drag*. Gaya *drag* dipengaruhi oleh posisi dan titik separasi aliran fluida. Ketika nilai koefisien *drag* ( $C_d$ ) meningkat berarti telah terbentuk daerah *wake* yang besar sehingga nilai *pressure drop* semakin besar dan koefisien *heat transfer* menurun.

Pada beberapa penelitian sebelumnya untuk mengurangi gaya *drag* maka digunakan bodi pengganggu berupa silinder sirkular terhadap silinder sirkular utama seperti yang dilakukan oleh Diastian Vinaya Wijanarko . Pada penelitian yang dilakukan silinder utama disusun secara *single*, pemasangan batang pengganggu menggunakan variasi sudut  $\alpha$  sebagai *upstream* . Hasil dari eksperimen ini didapatkan bahwa sudut  $\alpha = 30$  dapat mereduksi gaya *drag* maksimum pada silinder utama. Selain dengan menggunakan bodi pengganggu untuk meningkatkan *heat transfer* maka dapat mengganti sirkular *tube* dengan menggunakan *tube* berbentuk silinder ellip. Pada penelitian yang dilakukan oleh Zhihua Li,dkk (2001), mereka meninjau *drag* dan *convective heat transfer* disepanjang permukaan luar dari *lenticular* dan *elliptical tube* dengan variasi *axis ratio* 0.3, 0.5, dan 0.8 dimana nilai *reynolds number* diantara 500-100000. Hasil penelitian menyebutkan bahwa nilai koefisien *drag* menurun seiring dengan meningkatnya nilai *axis ratio*. Dibandingkan dengan sirkular *tube* nilai koefisien *drag* menurun sekitar 30-40% dengan menggunakan *elliptical tube* yang memiliki ratio 0.5.

Berdasarkan penelitian-penelitian yang telah dilakukan, maka pada penelitian ini penulis akan menganalisa perilaku perpindahan panas padatube *heat exchanger* dengan bentuk *elliptical cylinder* dengan konfigurasi susunan *tube bank* berupa *staggered*. Modifikasi ini dipilih sebagai salah satu cara mengurangi gaya *drag* dan meningkatkan perpindahan panas pada sisi eksternal *elliptical cylinder tube*.

### 1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah dalam penulisan tugas akhir ini yaitu :

1. Bagaimana pengaruh *pitch ratio longitudinal* ( $S_L/2a$ ) dan *transversal* ( $S_T/2b$ ) 1, 1.25, dan 1.5 terhadap karakteristik distribusi kecepatan, temperatur dan tekanan pada sisi eksternal *Elliptical cylinder tube* dengan menggunakan *computational fluid dynamic* (CFD) ?
2. Bagaimana menganalisis koefisien *heat transfer* pada *Elliptical cylinder tube*?

### 1.3 Batasan Masalah

Pada Penelitian ini digunakan beberapa batasan sehingga pembahasan yang dilaku kan tidak menyimpang dari tujuan yang diinginkan. Adapun batasan masalah yang digunakan adalah sebagai berikut :

1. Pemodelan *Elliptical cylinder tube* dibuat dengan menggunakan perangkat lunak GAMBIT 2.4.6 dan disimulasikan dengan perangkat lunak FLUENT 6.3.26 dengan domain aliran dua dimensi
2. Kondisi operasi diasumsikan *steady flow*, *incompressible flow* dan *uniform* pada sisi *inlet*
3. Boundary condition pada sisi inlet berupa *velocity inlet* dan pada sisi outlet berupa *outflow*.
4. Permukaan *fluks uniform*
5. Analisis tidak mengikutsertakan analisa ekonomi, metalurgi, dan manufaktur.
6. *Tube bank* disusun secara *staggered*

7. Perbandingan diameter mayor dan minor memiliki *axis ratio* sebesar 1 : 3

#### 1.4 Tujuan Penulisan

Tujuan penulisan tugas akhir ini yaitu :

1. Mengetahui pengaruh *pitch ratio longitudinal* ( $S_L/2a$ ) dan *transversal* ( $S_T/2b$ ) 1, 1.25, dan 1.5 terhadap karakteristik distribusi kecepatan, dan tekanan pada sisi eksternal *Elliptical cylinder tube* dengan menggunakan *computational fluid dynamic* (CFD)
2. Menganalisis perpindahan panas pada *Elliptical cylinder tube*

#### 1.5 Manfaat Penulisan

Manfaat dari analisis termal dari *Elliptical cylinder tube* antara lain :

1. Meningkatkan pengetahuan mengenai perpindahan panas dan karakteristik aliran secara 2D pada sisi eksternal *Elliptical cylinder tube* lewat visualisasi aliran dengan bantuan perangkat lunak CFD
2. Sebagai referensi dalam upaya mengoptimalkan perpindahan panas pada sisi eksternal *elliptical cylinder tube*

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Silinder Sirkular Dan Silinder *Ellips*

*Heat exchanger* merupakan suatu alat yang memungkinkan perpindahan panas dan bisa berfungsi sebagai pemanas maupun sebagai pendingin. Alat ini berfungsi untuk menukar panas, baik secara langsung maupun tidak langsung antara dua aliran fluida berbeda temperatur. Pada penukar kalor secara langsung, perpindahan kalor terjadi pada fluida tanpa disekat oleh permukaan benda padat, sedangkan pada perpindahan kalor secara tidak langsung merupakan perpindahan panas yang terjadi antara kedua fluida berbeda temperatur yang dipisahkan oleh benda padat. Berdasarkan tipe alirannya di dalam alat penukar panas ini, terdapat 4 macam aliran yaitu, *Counter current flow* (aliran berlawanan arah), *Paralel flow/co current flow* (aliran searah), *Cross flow* (aliran silang), dan *Cross counter flow* (aliran silang berlawanan). Selain itu berdasarkan bentuknya alat penukar kalor ini memiliki 4 jenis antara lain, *Tubular Heat Exchanger*, *Plate Heat Exchanger*, *Shell and Tube Heat Exchanger* dan *compact heat exchanger*.

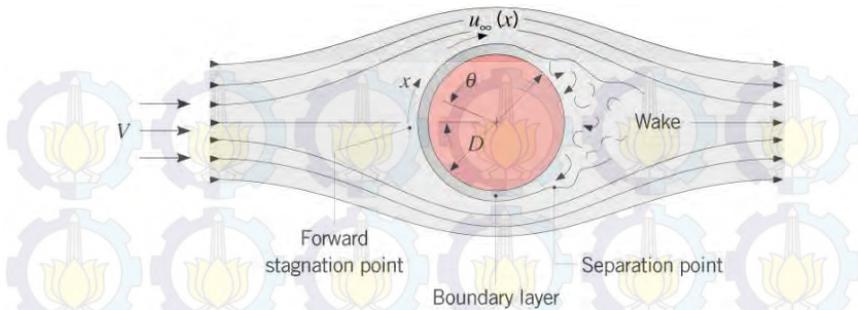
*Tube bank* merupakan salah satu komponen penting penyusun *heat exchanger* yang digunakan sebagai bidang pemisah antara kedua jenis fluida yang mengalir didalamnya dan sekaligus sebagai bidang perpindahan panas. Berdasarkan bentuknya *tube* dibedakan menjadi dua yaitu silinder sirkular dan silinder *ellips*. Silinder sirkular adalah salah satu contoh dari *bluff body* dua dimensi. Meskipun geometrinya relatif sederhana, aliran yang melintasinya akan menjadi kompleks dan senantiasa berubah seiring berubahnya bilangan *reynolds*. Untuk aliran melintasi silinder sirkular, fluida memberikan gaya *drag* pada permukaan akibat efek *viscous*. Gaya hambat yang timbul akibat perbedaan tekanan arah normal terhadap permukaan dikenal sebagai *pressure drag* yaitu gaya hambat yang tegak lurus terhadap permukaan benda yang timbul karena adanya tekanan

fluida. Sedangkan silinder *ellips* adalah salah satu bentuk 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 sebagai tempat untuk melintas, sehingga titik separasi jauh lebih kebelakang dibandingkan dengan silinder sirkular. Titik separasi yang tertunda pada *ellips* mengakibatkan daerah *wake* semakin kecil. Hal ini berdampak pada berkurangnya gaya *drag* yang dimiliki *body* dibandingkan dengan silinder sirkular.

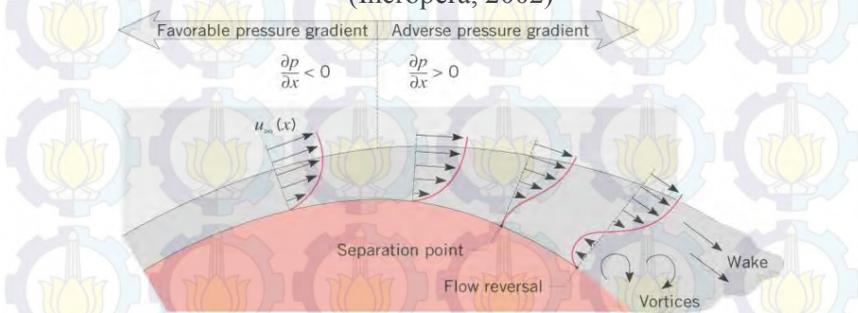
## 2.2 Konsep Aliran Eksternal Fluida

### 2.2.1 Aliran Fluida Melintasi Silinder Tunggal

Aliran eksternal melalui silinder tunggal dengan arah aliran tegak lurus terhadap sumbu silinder, ditunjukkan pada gambar 2.1. Sesuai dengan gambar 2.1, berdasarkan persamaan Euler untuk aliran *inviscid*, kecepatan aliran fluida,  $u_{\infty}(x)$ , berbanding terbalik dengan tekanan pada kontur permukaan silinder,  $p(x)$ . Dimulai dari titik stagnasi dengan tekanan yang besar dan  $u_{\infty}=0$ , fluida akan mengalami akselerasi karena *favorable pressure gradient* ( $du_{\infty}/dx > 0$  ketika  $dp/dx < 0$ ), mencapai kecepatan maksimum pada  $dp/dx = 0$ . Selanjutnya fluida mengalami perlambatan karena adanya *adverse pressure gradient* ( $du_{\infty}/dx < 0$  ketika  $dp/dx > 0$ ). Saat fluida mengalami perlambatan, gradien kecepatan pada permukaan,  $\partial u/\partial y|_{y=0}$ , menjadi nol, seperti ditunjukkan pada gambar 2.2. Titik ini disebut sebagai titik separasi. Fluida di dekat permukaan kekurangan momentum untuk melawan gradien tekanan sehingga fluida tidak akan dapat bergerak maju dan *wake* akan terjadi pada daerah ini ditandai dengan adanya olakan yang tidak teratur.



**Gambar 2.1** Boundary layer dan Separasi Pada Silinder (Incropera, 2002)



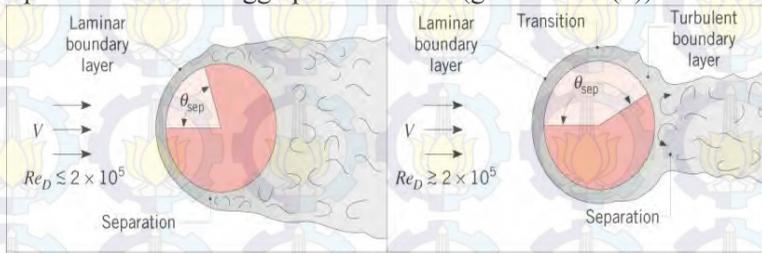
**Gambar 2.2** Profil Kecepatan Pada Dinding Silinder (Incropera, 2002)

Terbentuknya lapis batas transisi dan posisi titik separasi bergantung pada bilangan *Reynolds*. Untuk silinder sirkuler dengan panjang karakteristik berupa diameter, bilangan *Reynolds* didefinisikan seperti pada persamaan 2.1.

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

Dengan momentum aliran pada lapis batas turbulen lebih besar dibanding dengan lapis batas laminar maka dapat disimpulkan bahwa aliran turbulen dapat menunda terjadinya separasi. Pada  $Re_D \leq 2 \times 10^5$ , lapis batas yang terbentuk tetap

laminer 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)).

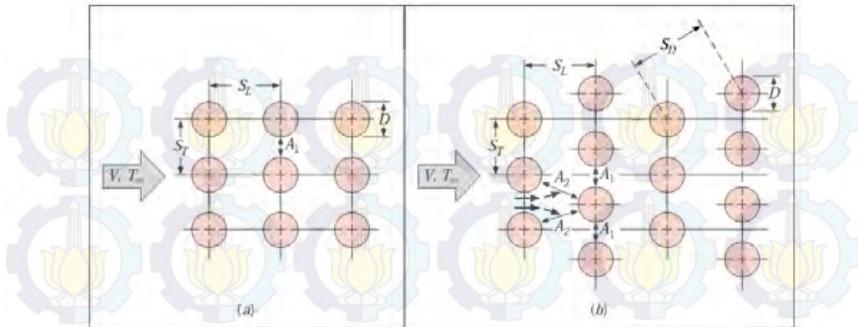


(a) (b)  
**Gambar 2.3** Pengaruh turbulensi terhadap separasi  
 (Incropera, 2002)

### 2.2.2 Aliran Fluida Melintasi *Tube Banks*

*Tube banks* memiliki dua macam susunan pipa, yaitu susunan *staggered* dan susunan *aligned*, seperti ditunjukkan pada gambar 2.4 (a) dan (b). Fenomena aliran yang terjadi pada kedua jenis susunan *tube* tersebut memiliki perbedaan. Aliran fluida eksternal mengalir pada bagian sisi permukaan *tube* sehingga muncul karakteristik aliran masing-masing dari kedua aliran tersebut. Selain terdapat aliran melalui sisi eksternal *tube*, aliran juga melalui bagian internal *tube*.

Konfigurasi *tube* pada gambar 2.4 (a) dan 2.4 (b), terdapat beberapa parameter yang mempengaruhi sifat aliran pada fluida. Pada barisan *tube* baik tersusun secara *staggered* maupun *aligned*, konfigurasi dikarakterisasi oleh diameter *tube* ( $D$ ) dan juga jarak taransversal ( $S_T$ ) 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.

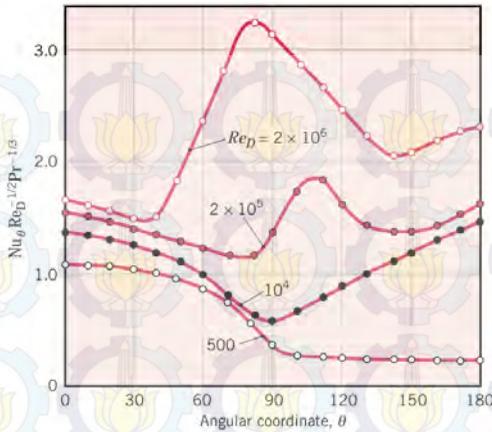


**Gambar 2.4** Konfigurasi susunan *tube banks*, (a) *Aligned*, (b) *Staggered* ( Incropera, 2002)

Aliran melintasi *tube* pada baris pertama pada *tube bank* serupa dengan aliran yang melintasi *tube* tunggal secara tegak lurus. Untuk baris *tube* berikutnya, aliran sangat dipengaruhi oleh susunan *tube*. Nilai koefisien konveksi sangat dipengaruhi oleh tingkat turbulensi aliran melintasi *tube* dan jumlah baris. Pada umumnya, koefisien konveksi akan bertambah dengan bertambahnya jumlah baris sampai baris kelima, setelah itu hanya ada sedikit perubahan pada turbulensi dan nilai koefisien konveksi. Untuk  $ST$  (*Transversal Pitch*) dan  $SL$  (*Longitudinal Pitch*) yang kecil, *tube* pada baris pertama akan menghalangi turbulensi aliran di baris berikutnya dan *heat transfer* akan berkurang karena sebagian besar permukaan *tube* tidak akan teraliri fluida utama.

### 2.3 Perpindahan panas konveksi pada silinder tunggal

Konveksi pada silinder tunggal dipengaruhi secara dominan oleh kondisi alami perkembangan *boundary layer* pada permukaan. 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 2.5 berikut:



**Gambar 2.5** *Nusselt number* lokal untuk aliran udara secara normal pada silinder tunggal (Incropera, 2007)

Penjelasan gambar 2.5 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*.

Berdasarkan sudut pandang perhitungan *engineering*, kondisi rata-rata keseluruhan cenderung lebih diperhatikan. Korelasi empiris menurut Hilpert (Incropera, dkk. 2007) yang digunakan untuk  $Pr \geq 0,7$  adalah sebagai berikut:

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

Dimana nilai *C* dan *m* ditentukan berdasarkan nilai *Reynold number* dan ditabelkan pada tabel 2.1 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

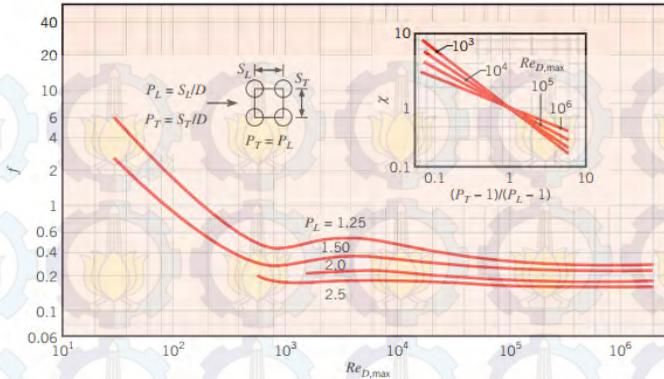
#### 2.4 Penurunan Tekanan pada *tube banks*

Mempelajari penurunan tekanan pada *tube Banks* tidak kalah pentingnya dengan total perpindahan panas yang terjadi. Tenaga yang dibutuhkan untuk mengalirkan aliran melewati *tube Banks* merupakan beban operasi utama yang sebanding dengan besarnya penurunan tekanan. Besar penurunan tekanan dapat dihitung menggunakan persamaan 2.11 berikut.

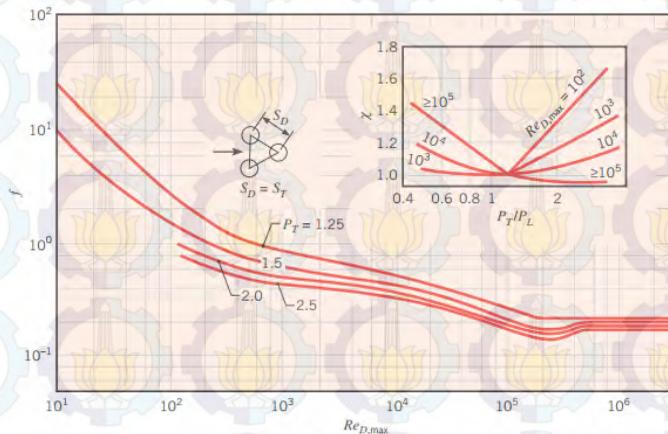
$$\Delta p = N_L \chi \left( \frac{\rho V_{\max}^2}{2} \right) f \quad 2.3$$

*Friction factor* ( $f$ ) dan *correction factor* ( $\chi$ ) ditunjukkan pada Gambar 2.6 dan 2.7. Gambar 2.6 untuk susunan *tube In-line* dan Gambar 2.7 untuk susunan *tube staggered*. Jarak longitudinal dan transversal adalah  $PL = SL/D$ , dan  $PT = ST/D$ . Untuk Gambar 2.7 dapat diaplikasikan untuk susunan *tube staggered* dengan  $ST = SD$ .

Namun secara umum nilai penurunan tekanan dapat dihitung menggunakan persamaan 2.4 yaitu persamaan bernouli yang merupakan penurunan dari persamaan momentum.



**Gambar 2.6** Friction factor ( $f$ ) dan correction factor ( $\chi$ ) untuk susunan tube In-Line



**Gambar 2.7** Friction factor ( $f$ ) dan correction factor ( $\chi$ ) untuk susunan tube Staggered

$$\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = \text{constant} \quad 2.4$$

Persamaan 2.4 dapat digunakan untuk menghitung dengan batasan masalah aliran Tunak, tidak ada gesekan, Fluida mengalir sepanjang Streamline dan Aliran Incompressibel, dimana:

- P = Tekanan (Pa)  
 ρ = Massa Jenis *Fluida* (Kg/m<sup>3</sup>)  
 V = Kecepatan *Fluida* (m/s)  
 G = Gaya Gravitasi (9,8 m/s<sup>2</sup>)  
 Z = Ketinggian *control volume* (m)

Dikarenakan pada *tube Banks* tidak mengalami perubahan ketinggian maka suku gz dapat diabaikan, sehingga menjadi persamaan 2.5 berikut :

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} \quad 2.5$$

Dengan kondisi  $P_1 > P_2$  dan  $V_1 < V_2$  maka penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) dapat duhitung menggunakan persamaan 2.6 berikut :

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho}{2} (V_2^2 - V_1^2) \quad 2.6$$

## 2.5 Pemodelan CFD (*Computational Fluid Dynamic*)

CFD (*Computational Fluid Dynamic*) merupakan perangkat analisa dengan berdasarkan pada persamaan kontinuitas, momentum, dan energi. Metode ini sering digunakan sebagai proses simulasi *thermo fluid* 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 dasar yaitu *Pre-Processing*, *Processing*, dan *Post-Processing*.

Pada *Pre-Processing*, langkah pertama yang dilakukan adalah 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*. 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. Keseluruhan tahapan pada *Pre-Processing* tersebut dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak Gambit.

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 :

1. Model 2D

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

2. 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*.

3. Turbulence Modeling

Pada pengaturan *Turbulence Modeling*, terdapat pengaturan tentang pemodelan *Fluida* yang mengalir secara *turbulen*. Jika bilangan Reynold *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*.

#### 4. *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 misalnya tentang distribusi perpindahan panas dan *Nusselt Number*.

#### 5. *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.

#### 6. *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.

#### 7. *Boundary Condition*

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

#### 8. *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.

### 9. *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.

### 10. *Iteration*

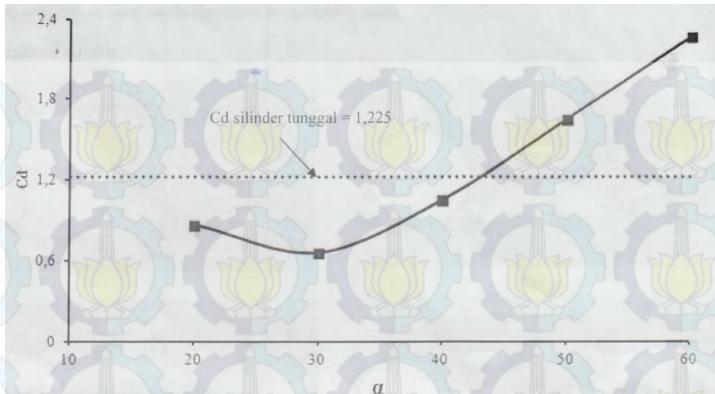
Langkah terakhir proses pengaturan simulasi ini adalah *Iteration*. Pada menu ini terdapat pengaturan tentang batasan jumlah iterasi yang dilakukan. Proses iterasi akan berhenti bila *error* hasil perhitungan telah memenuhi kriteria dari hasil pengaturan pada tahap *Control Monitoring and Residual Solution*.

Tahap selanjutnya yaitu *Post-Processing*. Pada tahap ini, dilakukan analisa dari hasil simulasi secara keseluruhan. Data yang dihasilkan dapat ditampilkan secara kualitatif seperti kontur kecepatan, kontur temperatur, kontur tekanan.. 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, analisa yang dilakukan akan semakin akurat, sehingga karakteristik aliran dan perpindahan panas akan mudah dilakukan.

## 2.6 Penelitian Terdahulu

### 2.6.1 Diastian Vinaya Wijanarko (2013)

Penelitian dilakukan secara pemodelan numeric, pemodelan numeric dilakukan secara dua dimensi (2D) unsteady-RANS dengan turbulence viscous model  $k-\omega$  shear stress transport. Hasil post processing yang didapatkan dari pemodelan numeric ini menunjukkan bahwa dengan penambahan bodi pengganggu berupa silinder sirkular dapat menyebabkan perbedaan pada nilai coefficient drag pressure, separasi aliran, dan coefficient pressure.

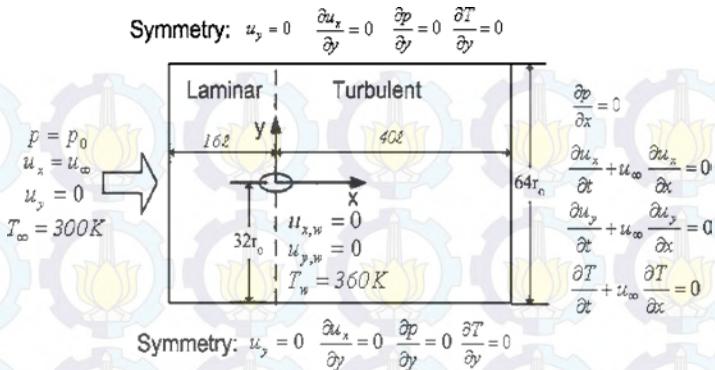


Gambar 2.8 Grafik nilai  $C_d$  silinder sirkular tunggal  $d/D = 0,16$  dengan variasi bodi pengganggu

Kemampuan bodi pengganggu untuk mereduksi gaya drag pada silinder sirkular utama dijelaskan pada Gambar 2.8, dari gambar tersebut dapat dilihat pengaruh penempatan sudut ( $\alpha$ ) bodi pengganggu terhadap nilai koefisien drag silinder sirkular utama. Penambahan bodi pengganggu dengan efektif dapat mereduksi gaya drag pada sudut  $<40^\circ$ . Penempatan bodi pengganggu dengan  $\alpha = 30^\circ$  berhasil mereduksi gaya hambat dan menunda letak separasi massif yang paling signifikan.

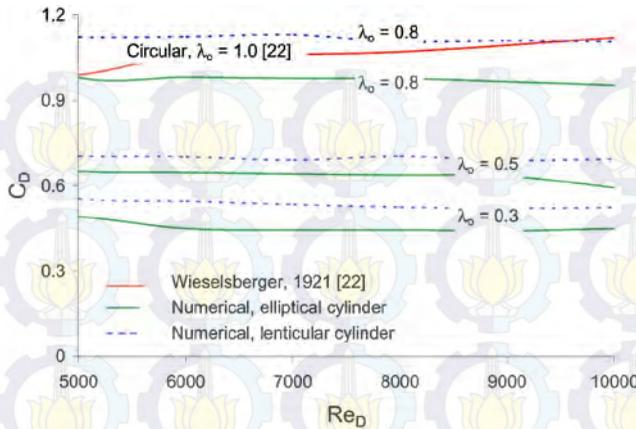
### 2.6.1 Zhihua Li, Jane H. Davidson, dan Susan C. Mantell (2006)

Penelitian yang dilakukan adalah studi numerik yang meninjau *drag* dan *convective heat transfer* disepanjang permukaan luar dari *lenticular* dan *elliptical tube* dengan variasi axis ratio 0.3, 0.5, dan 0.8 dimana nilai reynolds number diantara 500-100000. Aliran fluida diasumsikan laminar dari depan titik stagnasi sampai ke titik separasi.

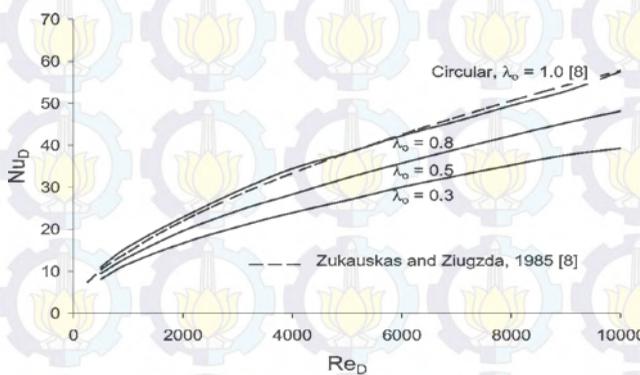


**Gambar 2.9 Domain dan boundary condition**

Pada penelitian tersebut diperoleh data nilai *Nusselt* rata-rata dan coefficient *drag*. Hasil penelitian ditunjukkan pada Gambar 2.10 bahwa nilai koefisien *drag* menurun seiring dengan meningkatnya nilai *axis ratio*. Dibandingkan dengan sirkular *tube* nilai koefisien *drag* menurun sekitar 30-40% dengan menggunakan *elliptical tube* yang memiliki ratio 0.5. Sedangkan untuk nilai *Nusselt* rata-rata dapat dilihat pada gambar 2.11 yang menunjukkan fluktuasi nilai *nusselt* cenderung meningkat. Nilai *nusselt number* pada elliptical dengan *axis ratio* 0.5 dan  $n = 0.3$  mengalami penurunan yang lebih kecil 15 – 35 % dibandingkan dengan circular cylinder.



**Gambar 2.10** Perbandingan koefisien *drag* elips, lenticular dan silinder sirkular



(a)

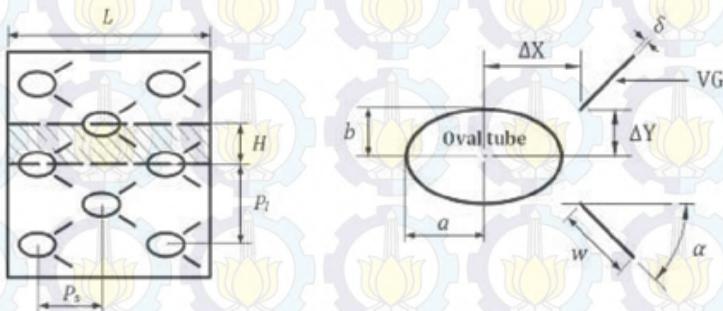
**Gambar 2.11** *Nusselt number* rata-rata ellip dengan perbandingan ratio 0.3, 0.5 dan 0.8 pada reynolds number antara 500 – 100000

### 2.6.2 Abdulmajeed A. Ramadhan (2011)

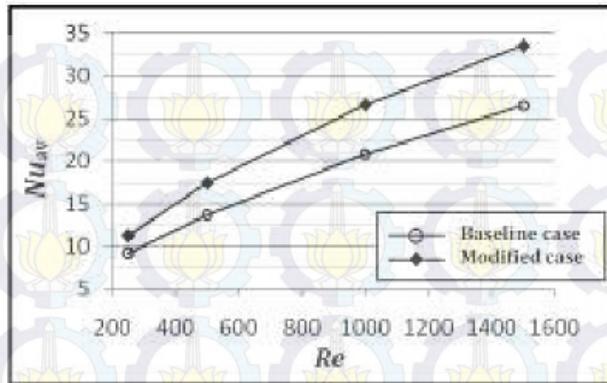
Ramadhan (2012) melakukan penelitian yang bertujuan untuk mengetahui pengaruh dari parameter – parameter yang berbeda dari Vortex Generator (VGs) pada heat exchanger dan

karakteristik aliran fluida pada susunan *oval-tube* heat exchanger, dengan geometri pemodelan ditunjukkan pada gambar 2.13. Pada penelitian tersebut diamati efek-efek dari bilangan Reynolds (pada rentang 250–1500), posisi peletakan vortex generators ( $30^\circ$  dan  $45^\circ$ ).

Pada tiga baris *tube banks* yang tersusun secara staggered menunjukkan adanya peningkatan overall *NuAV number* sebesar 10-20,4% untuk kasus  $30^\circ$  dan 10,4–27,7% untuk kasus  $45^\circ$ . Berdasarkan koefisien rata-rata gesekan aliran pada permukaan,  $C_f$ , pada *oval tube* pertama, kedua, dan ketiga masing-masing mengalami peningkatan sebesar 33,3%, 65,6%, dan 60,5% dan ketika posisi LVGs pada kemiringan  $30^\circ$  dan  $45^\circ$  juga mengalami peningkatan  $C_f$  masing-masing sebesar 36,4%, 85%, dan 94,7%. Secara kualitatif hasil penelitian ini ditampilkan pada gambar 2.14 yang menunjukkan grafik bilangan *Nusselt* fungsi bilangan Reynolds.



Gambar 2.12 Domain computational (kiri), Geometri Oval tube dan VGs (Ramadhan, 2012)



Gambar 2.13 Perbandingan Antara  $Nu_{AV}$  dan  $Re$  untuk  
Baseline case  
(tanpa LVGs) dan Modified case (dengan LVGs)  
(Ramadhan, 2012)



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Tahapan Penelitian

Dalam melakukan analisis dan studi numerik mengenai perpindahan panas dan karakteristik aliran secara dua dimensi (2D) pada sisi eksternal *elliptical cylinder tube*, terdapat beberapa tahapan yang dilakukan, antara lain :

#### 1. Studi Kasus

Permasalahan yang diangkat merupakan usaha untuk meningkatkan perpindahan panas yang terjadi pada sisi eksternal *elliptical cylinder tube*.

#### 2. Studi Literatur

Untuk memperdalam pemahaman mengenai permasalahan yang dibahas, dilakukan studi literatur yang berkaitan dengan proses perpindahan panas yang terjadi pada *Elliptical cylinder tube* baik menggunakan maupun tidak menggunakan *obstacle* atau bodi pengganggu, serta studi literatur mengenai simulasi perpindahan panas melalui *tube banks*. Studi literatur diperoleh dari buku-buku, jurnal, dan penelitian terdahulu yang berkaitan dengan permasalahan.

#### 3. Pemodelan dan Simulasi

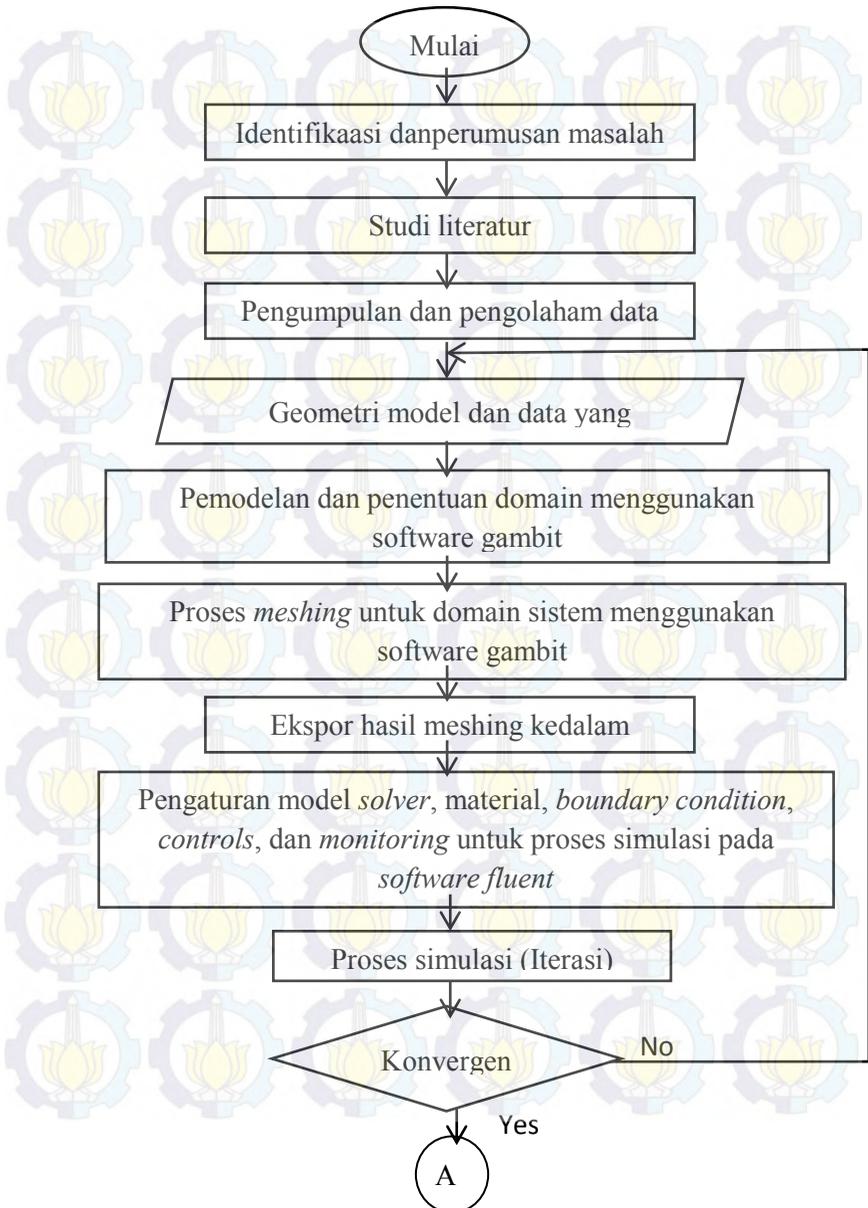
Tahapan ini dimulai dengan *pre-processing* yaitu pembuatan geometri dan penentuan *domain* dari *tube banks* menggunakan perangkat lunak GAMBIT. Selanjutnya dilakukan *processing* berupa proses simulasi dari sistem yang telah dibuat. Pada akhir simulasi dilakukan *post-processing* dengan menampilkan hasil simulasi berupa distribusi bilangan *Nusselt*, kecepatan aliran pada sisi *outlet* dan *pressure drop*. Untuk proses *processing* dan *post-processing* dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak FLUENT.

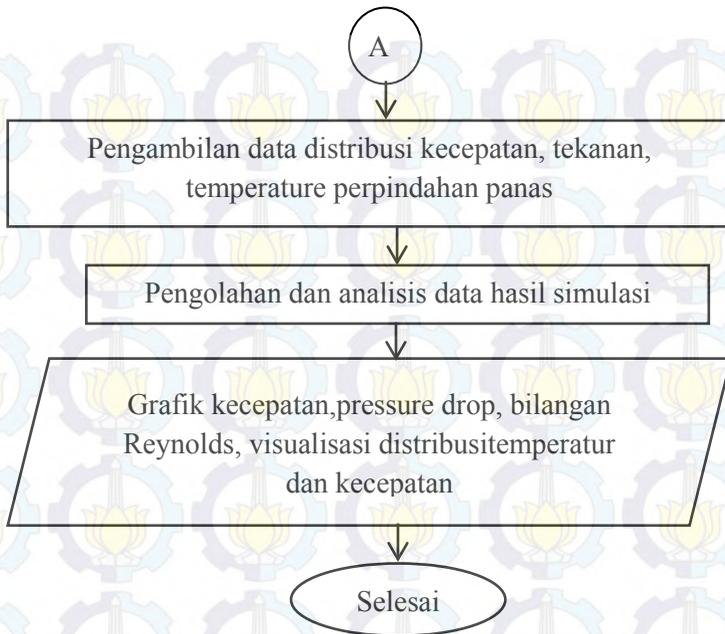
#### 4. Pengolahan dan Analisis Data Hasil Simulasi

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 atau tabel sehingga dapat dianalisis secara kuantitatif. Kedua parameter tersebut, dapat dibahas fenomena aliran dan karakteristik hasil perpindahan panas yang terjadi pada *tube banks*. Keseluruhan tahapan yang telah dilakukan dan hasil dari penelitian yang telah dibahas, kemudian disusun dalam bentuk laporan sistematis.

### 3.2 Flowchart Penelitian

Suatu kerangka atau diagram alir (*flowchart*) dari tahapan penelitian dapat mempermudah proses penelitian dan simulasi yang akan dilakukan. Gambar 3.1 menggambarkan *flowchart* dari tahapan penelitian mengenai simulasi karakteristik aliran eksternal melintasi *elliptical* silinder *tube banks*.





**Gambar 3.1** Flowchart tahapan penelitian dan simulasi studi numerik karakteristik aliran eksternal melintasi *elliptical* siinder *tube banks*

### 3.3 Tahapan Pemodelan dan Simulasi

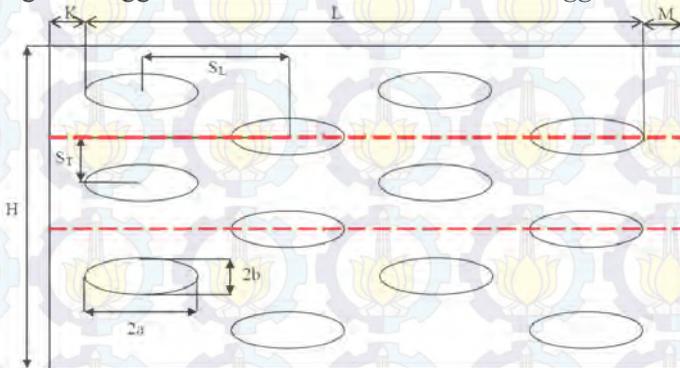
Pada penelitian ini akan ditampilkan hasil simulasi numerik pada *elliptical tube banks*. Simulasi numerik adalah sebuah proses simulasi berbasis perhitungan yang dilakukan oleh sebuah perangkat lunak komputer dengan mendefinisikan parameter-parameter yang sesuai dengan *boundary conditions*, dilanjutkan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

### 3.3.1 Pre-Processing

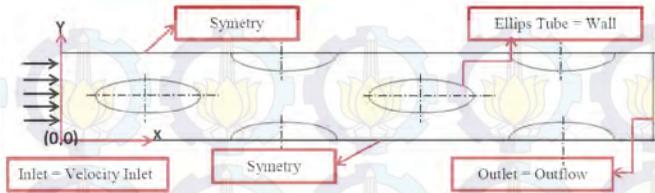
*Pre-processing* adalah proses awal dari suatu simulasi *Computational Fluid Dynamic* (CFD). Pada proses ini dilakukan pembuatan geometri dan menentukan domain dari control volume yang akan disimulasikan. Proses *Pre-Processing* seluruhnya dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak GAMBIT 2.4.6. Beberapa tahapan dari proses *Pre-Processing* antara lain :

#### 3.3.1.1 Pembuatan Model

Model awal yang akan dibuat adalah bentuk dari Susunan *elliptical tube banks* yang kemudian akan ditentukan suatu control volume yang dapat mewakili sistem secara menyeluruh seperti ditunjukkan pada Gambar 3.1, serta rincian dimensi tercantum pada tabel 3.1. Pemodelan dilakukan dengan menggunakan 12 buah *Tubes* tersusun *Staggered*.



**Gambar 3.2** Geometri *Elliptical Tube Bank* Tersusun Secara *Staggered*



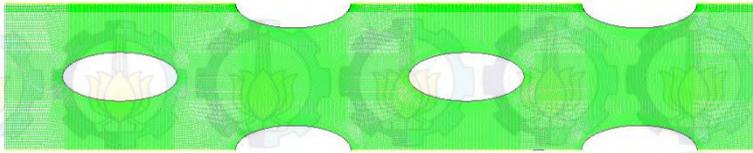
**Gambar 3.3** Domain Pemodelan dan Kondisi Batas *Elliptical Tube Banks*

**Tabel 3.1** Geometri *Elliptical Tube Banks*

Dimensi	Value
<i>elliptical Tube</i>	
Semi major diameter (mm)	30
Semi minor diameter (mm)	10
Jarak Transversal (ST)	45
Jarak Longitudinal (SL)	15
Jumlah Baris Tube	3

### 3.3.1.2 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 3.2 berikut.



**Gambar 3.4** Meshing untuk *elliptical tube banks* untuk aliran 2D dengan bentuk *Quadrilateral-map*

**Tabel 3.2** variasi jarak *pitch ratio longitudinal* ( $S_L/2a$ ) dan *transversal* ( $S_T/2b$ )

$P_L (S_L/2a)$	$P_T (S_T/2b)$	Model
1.5	1.5	A
	1.25	B
	1	C
1.25	1.5	D
	1.25	E
	1	F
1	1.5	G
	1.25	H
	1	I

### 3.3.1.3 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*

<b>Boundary Condition</b>	<b>Keterangan</b>
<b>Inlet</b>	Type : <i>Velocity Inlet</i> Kecepatan : 4 m/s Temperatur : 308K
<b>Outlet</b>	Type : <i>Outflow</i>
<b>Tube 1</b>	Type : <i>Stationary Wall</i>
<b>Tube 2</b>	Heat flux : 2000 W/m <sup>2</sup>
<b>Tube 3</b>	
<b>Tube 4</b>	
<b>Tube 5</b>	
<b>Tube 6</b>	
<b>Garis bantu atas dan bawah</b>	Type : <i>Symmetry</i>

### 3.3.2 *Processing*

Tahap selanjutnya dalam CFD adalah *processing*, menggunakan software FLUENT 6.3.26. 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* :

#### 3.3.2.1 *Solver Model*

Pada Simulasi tugas akhir ini digunakan penyelesaian 2 Dimensi (2D) *double precission* 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  $k-\epsilon$  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*.

### 3.3.2.2 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 308 K dan material *tube* berupa aluminium. Properties fluida diperoleh dari tabel A4 pada buku berjudul "*Fundamentals Heat and Mass Transfer sixth edition*" karya Incropera, dkk. (2002). Properties Gas ideal ditabelkan pada Tabel 3.3.

**Tabel 3.4** Properties Fluida ( Udara yang dimodelkan sebagai gas ideal)

Temperature Inlet (K)	308
<i>Density</i> (Kg/m <sup>3</sup> )	1,149
<i>Specific Heat</i> (Cp) (KJ/kg.K)	1007,32
<i>Thermal Conductivity</i> (W/m.K)	0,0269
<i>Absolut Viscosity</i> ( $\mu$ ) (Kg/m.s)	$1.884 \times 10^{-5}$
<i>Prandlt Number</i> (Pr)	0.7059

### 3.3.2.3 *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).

### 3.3.2.4 *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 3.2.

### 3.3.2.5 *Control and Monitoring Solution*

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

### 3.3.2.6 *Initialize Condition*

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

### 3.3.2.7 *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*

Dari hasil simulasi diperoleh data perpindahan panas dan karakteristik aliran berupa visualisasi aliran yang melewati *tube-tube*. Selain itu dapat diketahui besar dari Nusselt number pada *surface tubes*, kecepatan aliran melewati *tubes* yang

selanjutnya akan diolah dengan menggunakan perangkat lunak *Microsoft Excel 2013* dan akan disajikan dalam bentuk grafik.

### 3.3.4 Pengolahan Data

Setelah dilakukan proses simulasi mulai dari *pre-processing*, *processing*, hingga *post-processing* menggunakan software *GAMBIT 2.4.6* dan *FLUENT 6.3.26*. 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 :

#### 3.3.4.1 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 :

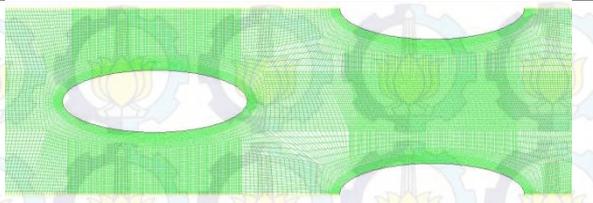
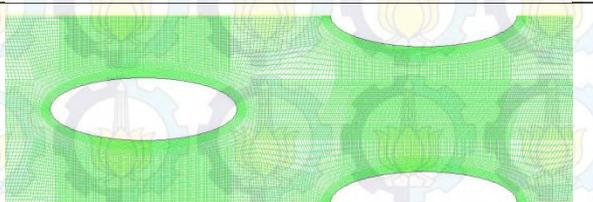
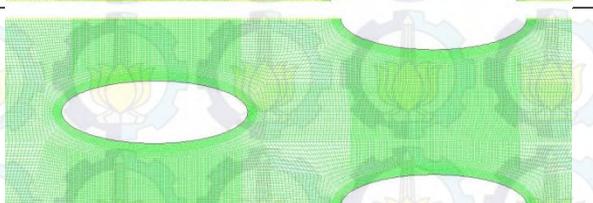
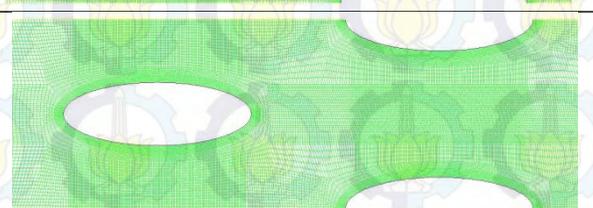
$$\text{Error relatif} = (\text{nilai lama} - \text{nilai baru}) / \text{nilai lama} \times 100\%$$

**Tabel 3.5** *Grid Independency Validation* untuk 4 j enis *meshing* model

Numeric Zihua		<i>Skin friction Coeff</i>	0.24			
Mesh	Jumlah cell	<i>Quality Value</i>	<i>Nodes</i>	<i>Y Plus (max)</i>	<i>Predicted</i>	<i>Error (%)</i>
A	47460	0.734342	48915	9.030885	0.23285439	4.7734

B	48177	0.594897	49450	9.005827	0.23287528	3.0197
C	52279	0.483989	52230	9.346902	0.23288797	2.9634
D	50406	0.37493	53554	8.374268	0.23292454	2.9481

**Tabel 3.6** Empat jenis *meshing* yang digunakan untuk proses *Grid Independency Validation*

Meshing A	
Meshing B	
Meshing C	
Meshing D	

## BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas mengenai hasil simulasi numerik tentang pengaruh *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 *velocity pathline*, kontur kecepatan, dan kontur temperatur yang digunakan untuk memperkuat data yang telah diolah sebelumnya.

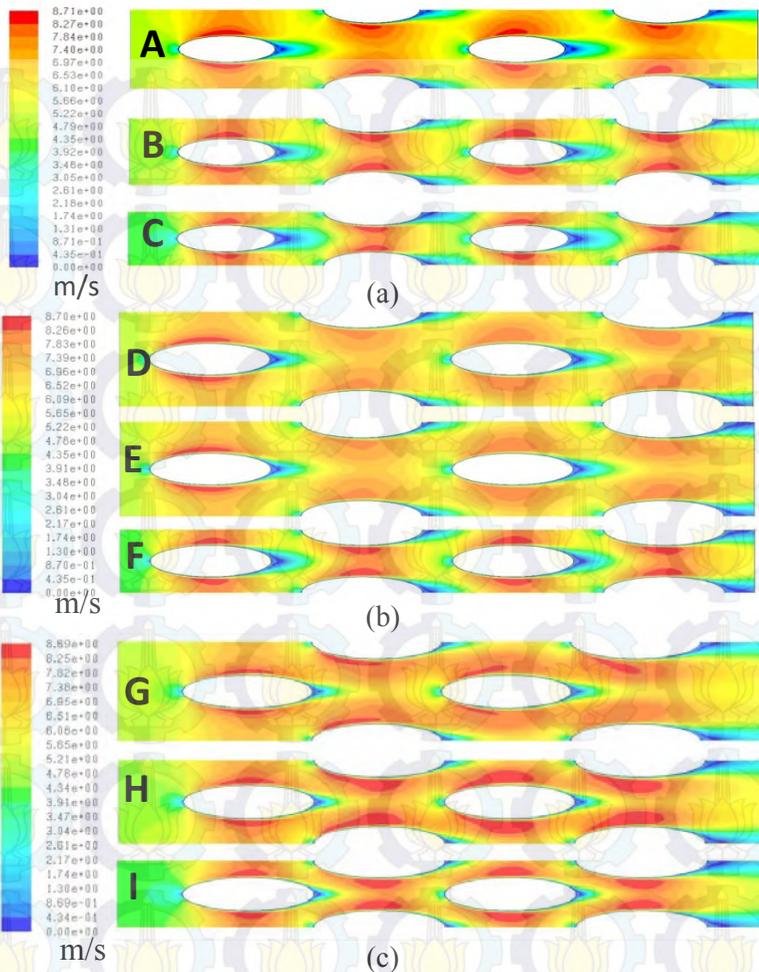
Penelitian ini dilakukan dengan variasi *pitch ratio longitudinal* (PL) dan *pitch ratio transversal* ( $P_T$ ) yang digunakan adalah 1, 1.25 dan 1.5. Penelitian ini difokuskan untuk meneliti fenomena perpindahan panas dan karakteristik aliran pada permukaan *Tube* dan rata-rata perubahan nilai yang terjadi pada keseluruhan sistem penukar kalor. Pemodelan numerik yang digunakan pada studi ini adalah 2D *steady turbulence model k-epsilon Renormalized Group (k- $\epsilon$  RNG)*.

### 4.1 Analisis Visualisasi Aliran dan Perpindahan Panas dalam Numerik

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

#### 4.1.1 Visualisasi Kecepatan Aliran pada Domain Secara Overall

Fenomena aliran pada *Tube Banks* secara detail ditunjukkan pada tampilan kontur kecepatan. Kontur kecepatan untuk *Tube Banks* model geometri dengan variasi PL dan  $P_T$  pada kecepatan *inlet* 4 m/s ditunjukkan pada gambar 4.1.



**Gambar 4.1** Visualisasi Kontur kecepatan *Tube Banks* untuk kecepatan *inlet* 6 m/s pada variasi  $PL$  dan  $P_T$ . (a)  $PL = 1.5$  dan  $P_T$  (A=1.5, B=1.25 dan C=1), (b)  $PL = 1.25$  dan  $P_T$  (D=1.5, E=1.25 dan F=1), dan (c)  $PL = 1$  dan  $P_T$  (G=1.5, H=1.25 dan I=1).

Terlihat Pada Gambar 4.1 Distribusi kecepatan lokal pada model ditunjukkan oleh spektrum warna kontur aliran. Kontur

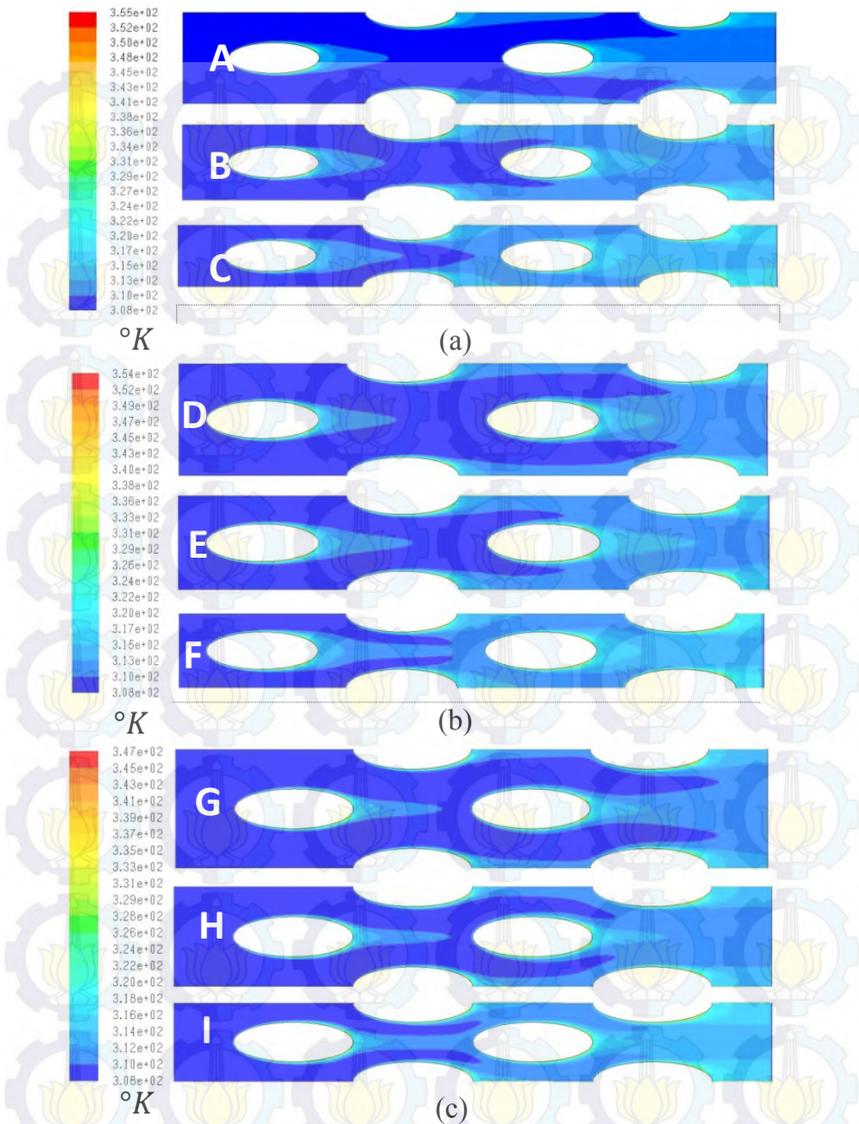
dengan spektrum warna merah memiliki nilai kecepatan yang tinggi, sedangkan kontur dengan spektrum warna biru memiliki nilai kecepatan yang rendah. Terlihat pada seluruh model baik model  $PL = 1.5, 1.25$  dan  $1$  maupun model dengan variasi  $P_T = 1.5, 1.25$  dan  $1$ , bahwa aliran pada susunan *Tube Staggered* mengalami peningkatan kecepatan pada celah *Transversal* antar *Tubes*. Dengan adanya variasi jarak *longitudinal dan transversal* antar *Tube Banks* aliran memiliki pola yang berbeda-beda.

Berdasarkan gambar 4.1 di atas, belum diperoleh informasi detail mengenai terjadinya fenomena-fenomena aliran ketika melalui kontur *tube* yang menjadi fokus utama dalam pembahasan studi kasus ini.

#### **4.1.2 Visualisasi Perpindahan Panas Pada Domain Secara Overall**

Gambar 4.2 merupakan visualisasi aliran berdasarkan *contour of static temperature* aliran untuk *Tube Banks* model geometri dengan variasi  $PL$  dan  $P_T$  pada kecepatan *inlet*  $4 \text{ m/s}$ . Pada sisi *inlet* memiliki temperatur konstan sebesar  $308 \text{ K}$  sedangkan pada *Tube* memiliki *heat flux* konstan sebesar  $2000 \text{ W/m}^2$ . 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*.

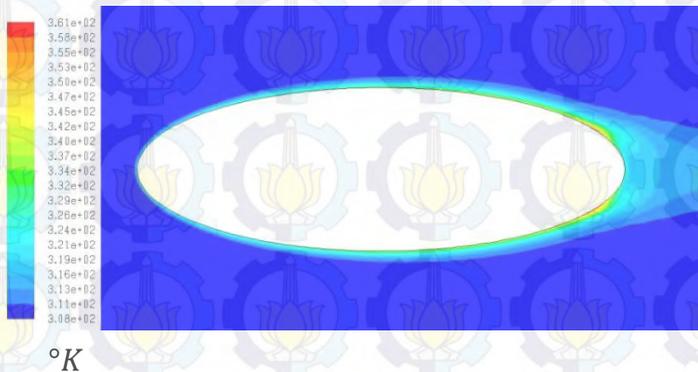
Terlihat pada Gambar 4.2 dibawah bahwa temperatur berubah seiring mengalirnya fluida. Aliran masuk dengan suhu seragam  $308 \text{ K}$ , aliran melewati *Tube-Tube* yang kemudian panas dari *wall tube* diserap oleh *aliran fluida* sehingga suhu pada sisi *outlet* bertambah menjadi spektrum warna biru muda yaitu rentang suhu  $310 \text{ K}$  hingga  $324 \text{ K}$ .



**Gambar 4.2** Visualisasi Kontur Temperatur *Tube Banks* untuk kecepatan *inlet* 4 m/s pada variasi  $P_L$  dan  $P_T$ . (a)  $P_L = 1.5$  dan  $P_T$

(A=1.5, B=1.25 dan C=1), (b)  $P_L = 1.25$  dan  $P_T$  (D=1.5, E=1.25 dan F=1), dan (c)  $P_L = 1$  dan  $P_T$  (G=1.5, H=1.25 dan I=1).

Sembilan 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 G ( $P_L = 1$  dan  $P_T = 1.5$ ) disajikan dalam gambar 4.3 berikut.



**Gambar 4.3** Visualisasi kontur temperatur pada *tube banks* model G ( $P_L = 1$  dan  $P_T = 1.5$ ) baris pertama (*mapping* dengan *static temperature* dalam K)

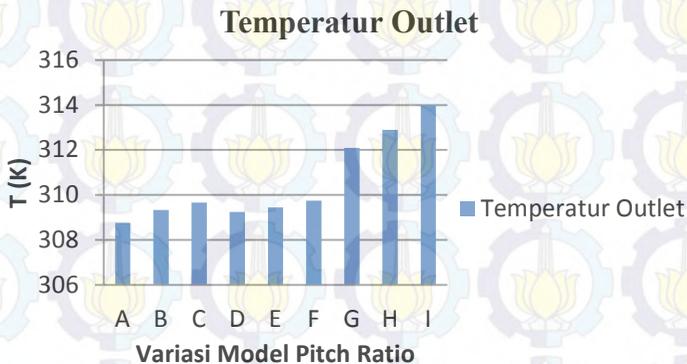
Gambar 4.3 di atas menunjukkan daerah pada sisi *wall tube* di *downstream* memiliki temperatur dengan nilai tertinggi yang digambarkan dengan spektrum berwarna *orange*. Sesuai dengan perkembangan lapis batas termal ke arah radial, spektrum distribusi temperatur berangsur-angsur berubah menjadi spektrum 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 stagnasi di ujung belakang *tube* menunjukkan nilai yang lebih besar mengacu pada spektrum warna biru cerah yang bergradasi seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.3. 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. Dengan adanya turbulensi aliran, perbedaan temperatur menjadi lebih kecil dan koefisien *heat transfer* meningkat.

Berdasarkan kontur temperatur aliran pada model G ( $P_L = 1$  dan  $P_T = 1.5$ ) pada gambar 4.2(c), *tube* baris kedua mengalami peningkatan nilai temperatur inlet berlanjut pada *tube* baris ketiga dan keempat. Peningkatan nilai temperatur inlet pada setiap baris *tube* membentuk tingkatan temperatur, dimana peningkatan temperatur terbesar terdapat pada *tube* baris keempat. Visualisasi pada *tube banks* dengan kesembilan variasi  $P_L$  dan  $P_T$  yang ada secara keseluruhan menunjukkan indikasi fenomena yang sama dengan model G. Perpindahan panas terjadi dari permukaan *tube* menuju fluida yang sedang mengalir akibat adanya perbedaan temperatur. Perpindahan panas terbesar terjadi pada *tube* baris ketiga akibat adanya percepatan aliran fluida yang disebabkan oleh adanya variasi *pitch longitudinal* dan *transversal*. Peningkatan temperatur tidak hanya terjadi pada *tube* baris pertama dan kedua, namun juga terjadi pada baris ketiga dan keempat.

Pada Gambar 4.4 merupakan grafik temperatur *outlet* dari variasi  $P_L$  dan  $P_T$ . Terlihat bahwa trend grafik mengalami kenaikan yang hampir linear. Temperatur *outlet* pada model A merupakan model yang memiliki nilai rata-rata temperature outlet terendah yaitu 308.77 K. Rata-rata temperature outlet yang tertinggi terjadi pada model I dengan nilai sebesar 313.97 K. Pengaruh variasi  $P_L$  dan  $P_T$  pada susunan *tube banks* ini

menunjukkan bahwa semakin kecil  $P_T$  maka semakin tinggi nilai kecepatan lokal dan *coefficient heat transfer*-nya sedangkan, semakin kecil nilai  $P_L$  maka titik separasi fluida pada *elliptical tube* akan semakin jauh kebelakang. Dapat disimpulkan bahwa variasi pitch ratio *longitudinal* dan *transversal* memiliki pengaruh terhadap besar kecilnya nilai *coefficient heat transfer* dan perbedaan temperatur yang cukup signifikan.



**Gambar 4.4** Grafik Temperatur *outlet* pada variasi  $P_L$  dan  $P_T$

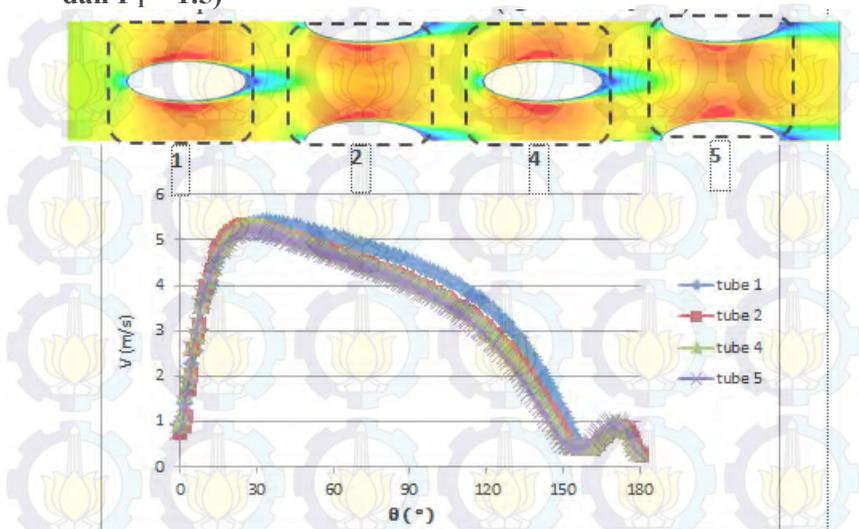
## 4.2 Analisis Kecepatan Lokal Aliran pada Model Variasi $P_L$ dan $P_T$

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 1, 1.25 dan 1.5. 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.

### 4.2.1 Analisis Kecepatan Lokal *Tube Banks* variasi Model $P_L$ dan $P_T$ adalah 1, 1.25 dan 1.5

Data kuantitatif pada analisis ini diambil dari nilai kontur kecepatan lokal yang diperoleh pada variasi Model  $P_L$  dan  $P_T$  adalah 1, 1.25 dan 1.5. Grafik tersebut antara lain sebagai berikut.

### A. Analisis Kecepatan Lokal *Tube Banks* Model A ( $P_L = 1.5$ dan $P_T = 1.5$ )

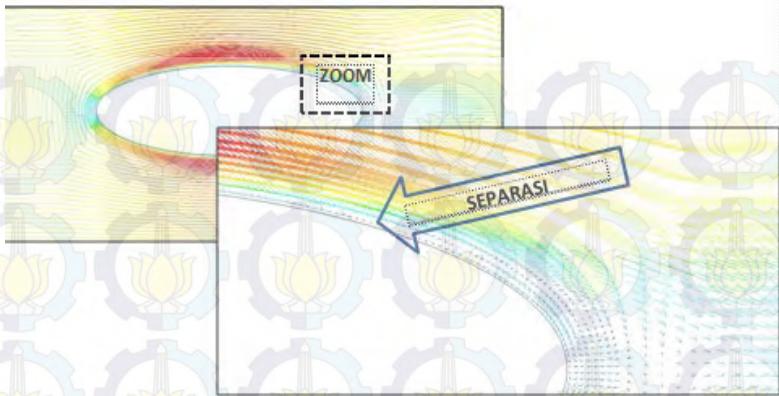


**Gambar 4.5** Distribusi kecepatan lokal pada *Tube Banks* model A

Gambar 4.5 memperlihatkan grafik distribusi kecepatan lokal *tube* pada model A ( $P_L = 1.5$  dan  $P_T = 1.5$ ), nilai kecepatan lokal *tube* pada setiap baris *tube* berbeda-beda. Nilai kecepatan lokal bervariasi terhadap sudut kontur permukaan *tube*. Pada sudut kontur sebesar  $0^\circ$  untuk semua baris *tube*, nilai kecepatan lokal bernilai kurang dari 1 m/s. Pada rentang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 26^\circ$  baik pada bagian *upper side* maupun *down side*, fluida mengalami peningkatan kecepatan. Nilai kecepatan maksimum pada baris *tube* pertama dicapai pada sudut  $\theta \approx 34^\circ$  dan baris *tube* selanjutnya mengalami kecepatan maksimum pada sudut  $\theta \approx 26^\circ$  hingga  $\theta \approx 28^\circ$  dengan nilai kecepatan  $V_{max}$  berkisar antara 5,1928 m/s hingga 5.3570. Kemudian *trendline* grafik menunjukkan penurunan hingga mencapai rentang sudut  $26^\circ \leq \theta \leq 160^\circ$  dan kembali naik pada rentang sudut  $160^\circ \leq \theta \leq 170^\circ$ .

Pada sudut  $\theta \geq 170^\circ$ , kecepatan kembali menurun sampai mendekati nilai 0 m/s.

Kecepatan aliran yang menumbuk titik ujung depan bernilai mendekati 0 m/s. Titik ini merupakan titik dimana aliran tidak memiliki kecepatan sesaat karena pada sudut  $0^\circ$  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  $0^\circ \leq \theta \leq 26^\circ$ , tekanan lokal bernilai rendah ( $\frac{\partial p}{\partial x} < 0$ ) sehingga disebut pula daerah dengan *favorable pressure*. Menurut hukum Bernoulli, ketika tekanan pada suatu kontur rendah maka kecepatan akan bernilai tinggi ( $\frac{\partial u}{\partial x} > 0$ ). Setelah melalui rentang posisi tersebut, aliran menuju ke bagian belakang *tube* dan terjadi penurunan nilai kecepatan secara gradual. Penurunan nilai kecepatan lokal diakibatkan oleh aliran mengalir pada daerah *adverse pressure* ( $\frac{\partial p}{\partial x} > 0$ ), yaitu daerah dimana tekanan lokal meningkat. Pada rentang sudut  $160^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ , 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 dan aliran seakan-akan terlepas dari kontur seperti yang terlihat pada gambar 4.6. Perpindahan aliran secara *downstream* menjadi sulit dan akhirnya terjadi separasi lapis batas yang ditandai dengan aliran membalik. Pada titik dengan sudut  $\theta = 180^\circ$ , kecepatan kembali bernilai  $\approx 0$  m/s karena titik ini merupakan titik stagnasi ujung belakang *tube*.



**Gambar 4.6** Visualisasi vector kecepatan pada *Tube Banks* model A

Konfigurasi *tube* menyebabkan perubahan nilai kecepatan lokal fluida yang melalui setiap baris *tube*. Aliran meningkat kecepatannya ketika melalui celah antar *tube* pada baris kedua dan mengalami penurunan nilai kecepatan untuk baris-baris berikutnya dikarenakan pengaruh dari meningkatnya nilai penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) dimana nilai  $C_p$  pada baris semakin rendah sehingga tube baris ketiga dan keempat memiliki nilai kecepatan lokal yang semakin rendah. Berikut merupakan penjelasan secara teori.

$$C_p = \frac{P_c - P_\infty}{\frac{1}{2}\rho V^2} \dots\dots\dots (4.1)$$

Nilai  $P_c - P_\infty$  didapat dari persamaan Bernoulli equations.

$$\frac{P}{\rho} + \frac{V}{2} + gz = C \dots\dots\dots(4.2)$$

$$\frac{P_c}{\rho} + \frac{V_c}{2} + gz_c = \frac{P_\infty}{\rho} + \frac{V_\infty}{2} + g \dots\dots(4.3)$$

$$P_c - P_\infty = \frac{1}{2}\rho (V_\infty^2 - V_c^2) \dots\dots\dots(4.4)$$

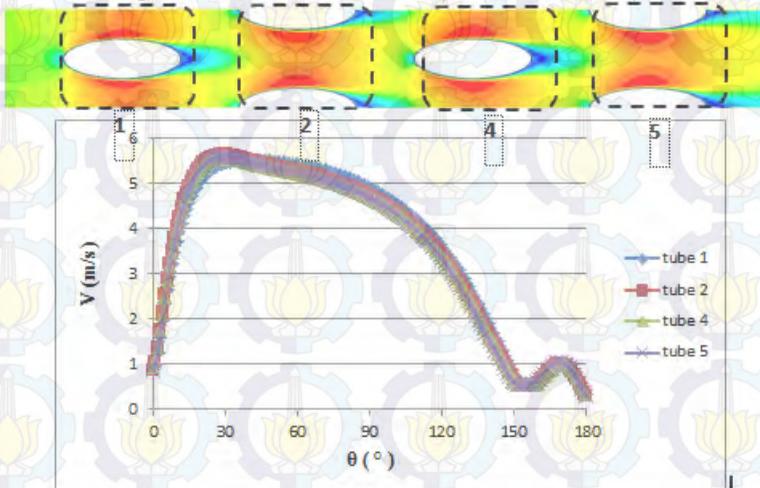
$$C_p = \frac{\frac{1}{2}\rho (V_\infty^2 - V_c^2)}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2} \dots \dots \dots (4.5)$$

Nilai kecepatan lokal rata-rata tiap *tube* disajikan pada tabel 4.1. Secara rata-rata, nilai kecepatan maksimum dicapai oleh baris pada *tube* ke-1.

**Tabel 4.1** Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap *Tube* pada Model A

Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4
3.578	3.363	3.302	3.188

**B. Analisis Kecepatan Lokal *Tube Banks* Model B ( $P_L = 1.5$  dan  $P_T = 1.25$ )**



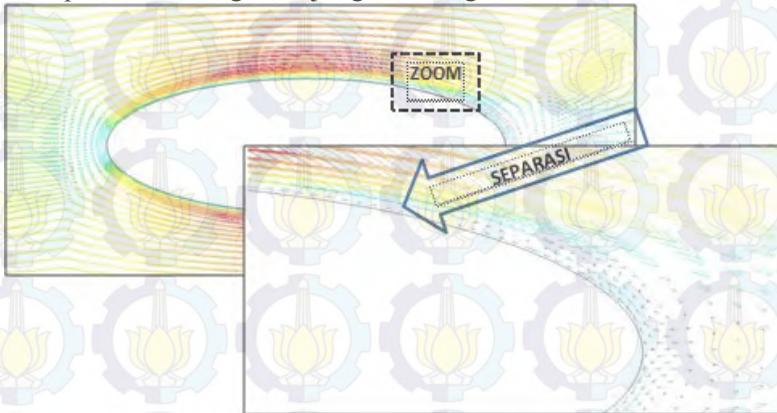
**Gambar 4.7** Distribusi kecepatan lokal pada *Tube Banks* model B

Gambar 4.5 memperlihatkan grafik distribusi kecepatan lokal *tube* pada model B ( $P_L = 1.5$  dan  $P_T = 1.25$ ), nilai kecepatan lokal *tube* pada setiap baris *tube* berbeda-beda. Nilai kecepatan

lokal bervariasi terhadap sudut kontur permukaan *tube*. Pada sudut kontur sebesar  $0^{\circ}$  untuk semua baris *tube*, nilai kecepatan lokal bernilai kurang dari 1 m/s. Pada rentang sudut  $0^{\circ} \leq \theta \leq 29^{\circ}$  baik pada bagian *upper side* maupun *down side*, fluida mengalami peningkatan kecepatan. Nilai kecepatan maksimum pada baris *tube* pertama dicapai pada sudut  $\theta \approx 39^{\circ}$  dan baris *tube* selanjutnya mengalami kecepatan maksimum pada sudut  $\theta \approx 29^{\circ}$  dengan nilai kecepatan  $V_{max}$  berkisar antara 5,51 m/s hingga 5,6449 m/s. Kemudian *trendline* grafik menunjukkan penurunan hingga mencapai rentang sudut  $29^{\circ} \leq \theta \leq 153^{\circ}$  dan kembali naik pada rentang sudut  $153^{\circ} \leq \theta \leq 170^{\circ}$ . Pada sudut  $\theta \geq 170^{\circ}$ , kecepatan kembali menurun sampai mendekati nilai 0 m/s.

Kecepatan aliran yang menumbuk titik ujung depan bernilai mendekati 0 m/s. Titik ini merupakan titik dimana aliran tidak memiliki kecepatan sesaat karena pada sudut  $0^{\circ}$  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  $0^{\circ} \leq \theta \leq 29^{\circ}$ , tekanan lokal bernilai rendah ( $\frac{\partial p}{\partial x} < 0$ ) sehingga disebut pula daerah dengan *favorable pressure gradient*. Menurut hukum Bernoulli, ketika tekanan pada suatu kontur rendah maka kecepatan akan bernilai tinggi ( $\frac{\partial u}{\partial x} > 0$ ). Setelah melalui rentang posisi tersebut, aliran menuju ke bagian belakang *tube* dan terjadi penurunan nilai kecepatan secara gradual. Penurunan nilai kecepatan lokal diakibatkan oleh aliran mengalir pada daerah *adverse pressure gradient* ( $\frac{\partial p}{\partial x} > 0$ ), yaitu daerah dimana tekanan lokal meningkat. Pada rentang sudut  $170^{\circ} \leq \theta \leq 180^{\circ}$ , 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 dan aliran seakan-akan terlepas dari kontur seperti yang terlihat pada gambar 4.8. Perpindahan aliran secara *downstream* menjadi sulit dan akhirnya terjadi separasi lapis batas yang ditandai dengan aliran membalik. Pada titik dengan sudut  $\theta = 180^\circ$ , kecepatan kembali bernilai  $\approx 0$  m/s karena titik ini merupakan titik stagnasi ujung belakang *tube*.



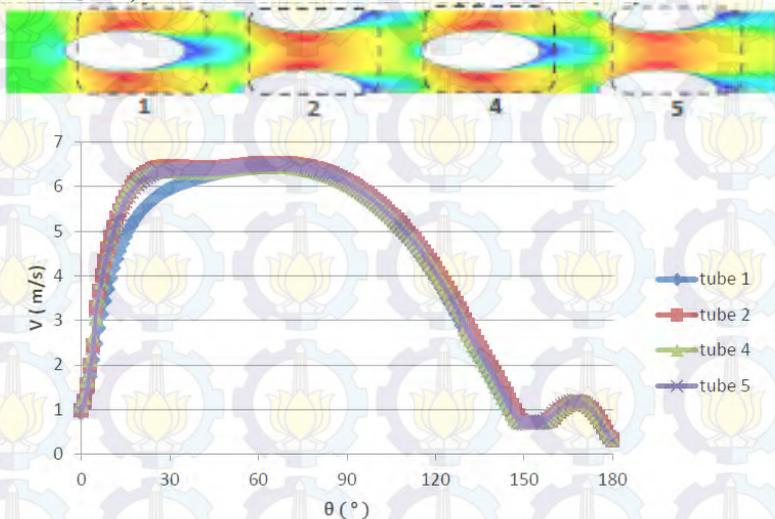
**Gambar 4.8** Visualisasi vector kecepatan pada *Tube Banks* model B

Konfigurasi *tube* menyebabkan perubahan nilai kecepatan lokal fluida yang melalui setiap baris *tube*. Aliran meningkat kecepatannya ketika melalui celah antar *tube* pada baris kedua dan mengalami penurunan nilai kecepatan untuk baris-baris berikutnya dikarenakan pengaruh dari meningkatnya nilai penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) sehingga *tube* baris ketiga dan keempat memiliki nilai kecepatan lokal yang semakin rendah, lihat persamaan 4.1. Nilai kecepatan lokal rata-rata tiap *tube* disajikan pada tabel 4.2. Secara rata-rata, nilai kecepatan maksimum dicapai oleh baris pada *tube* ke-1.

**Tabel 4.2** Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap *Tube* pada model B

Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4
3.915	3.849	3.808	3.805

**C. Analisis Kecepatan Lokal *Tube Banks* Model C ( $P_L = 1.5$  dan  $P_T = 1$ )**



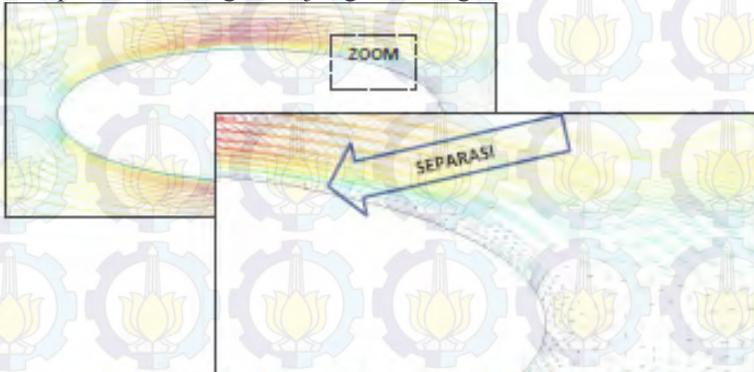
**Gambar 4.9** Distribusi kecepatan lokal pada *Tube Banks* model C

Gambar 4.5 memperlihatkan grafik distribusi kecepatan lokal *tube* pada model C ( $P_L = 1.5$  dan  $P_T = 1$ ), nilai kecepatan lokal *tube* pada setiap baris *tube* berbeda-beda. Nilai kecepatan lokal bervariasi terhadap sudut kontur permukaan *tube*. Pada sudut kontur sebesar  $0^\circ$  untuk semua baris *tube*, nilai kecepatan lokal bernilai antara  $0.9172 \text{ m/s}$  hingga  $1,10785 \text{ m/s}$ . Pada baris pertama dengan rentang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 65^\circ$  baik pada bagian *upper side* maupun *down side*, fluida mengalami peningkatan

kecepatan, kemudian menurun sampai  $\theta \approx 150^\circ$ . Nilai kecepatan maksimum pada baris *tube* pertama dicapai pada sudut  $\theta \approx 65^\circ$  dengan nilai kecepatan  $V_{max}$  berkisar antara 6,49016 m/s. Sedangkan pada baris selanjutnya yaitu *tube 2*, *tube 4* dan *tube 5* dengan rentang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 30^\circ$  baik pada bagian *upper side* maupun *down side* fluida mengalami peningkatan kecepatan. Pada rentang  $30^\circ \leq \theta \leq 65^\circ$  kecepatan fluida relatif konstan dengan nilai kecepatan maksimumnya berkisar antara 6.4618 m/s hingga 6.52884 m/s, kemudian kecepatan menurun secara gradual sampai sudut  $\theta \approx 150^\circ$ . *Trendline* grafik selanjutnya menunjukkan kecepatan kembali naik pada rentang sudut  $150^\circ \leq \theta \leq 168^\circ$ . Pada sudut  $\theta \geq 168^\circ$ , kecepatan kembali menurun sampai mendekati nilai 0 m/s.

Kecepatan aliran yang menumbuk titik ujung depan bernilai mendekati 0 m/s. Titik ini merupakan titik dimana aliran tidak memiliki kecepatan sesaat karena pada sudut  $0^\circ$  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  $0^\circ \leq \theta \leq 65^\circ$ , tekanan lokal bernilai rendah ( $\frac{\partial p}{\partial x} < 0$ ) sehingga disebut pula daerah dengan *favorable pressure gradient*. Menurut hukum Bernoulli, ketika tekanan pada suatu kontur rendah maka kecepatan akan bernilai tinggi ( $\frac{\partial u}{\partial x} > 0$ ). Setelah melalui rentang posisi tersebut, aliran menuju ke bagian belakang *tube* dan terjadi penurunan nilai kecepatan secara drastis. Penurunan nilai kecepatan lokal diakibatkan oleh aliran mengalir pada daerah *adverse pressure gradient* ( $\frac{\partial p}{\partial x} > 0$ ), yaitu daerah dimana tekanan lokal meningkat. Pada rentang sudut  $150^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ , 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 dan aliran seakan-akan terlepas dari kontur seperti yang terlihat pada gambar 4.10. Perpindahan aliran secara *downstream* menjadi sulit dan akhirnya terjadi separasi lapis batas yang ditandai dengan aliran membalik. Pada titik dengan sudut  $\theta = 180^\circ$ , kecepatan kembali bernilai  $\approx 0$  m/s karena titik ini merupakan titik stagnasi ujung belakang *tube*.



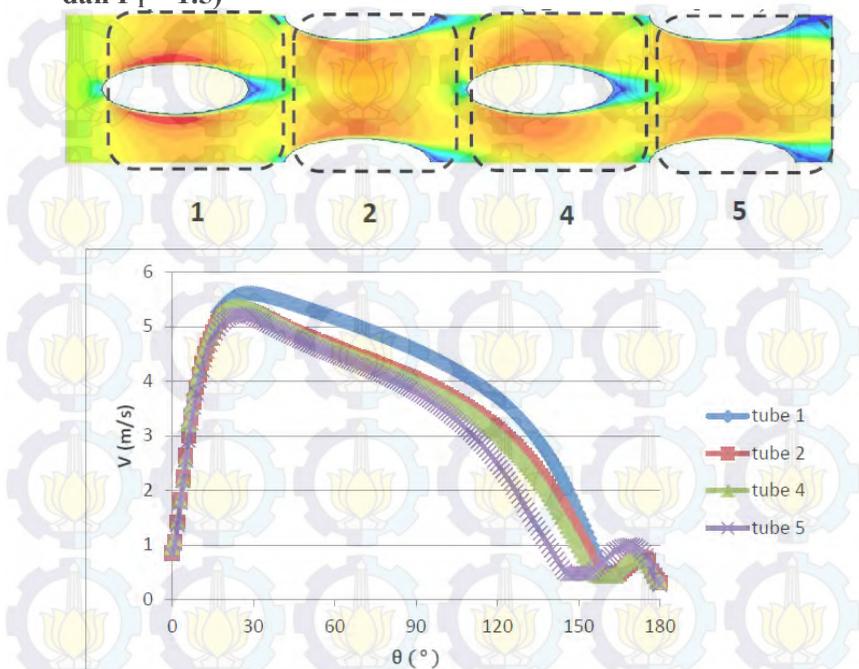
**Gambar 4.10** Visualisasi vector kecepatan pada *Tube Banks* model C

Konfigurasi *tube* menyebabkan perubahan nilai kecepatan lokal fluida yang melalui setiap baris *tube*. Aliran meningkat kecepataannya ketika melalui celah antar *tube* pada baris kedua dan mengalami penurunan nilai kecepatan untuk baris-baris berikutnya dikarenakan pengaruh dari meningkatnya nilai penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) sehingga *tube* baris ketiga dan keempat memiliki nilai kecepatan lokal yang semakin rendah, lihat persamaan 4.1. Nilai kecepatan lokal rata-rata tiap *tube* disajikan pada tabel 4.. Secara rata-rata, nilai kecepatan maksimum dicapai oleh baris pada *tube* ke-2

**Tabel 4.3** Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap *Tube* model C

Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4
4.519	4.687	4.665	4.638

### D. Analisis Kecepatan Lokal *Tube Banks* Model D ( $P_L = 1.25$ dan $P_T = 1.5$ )

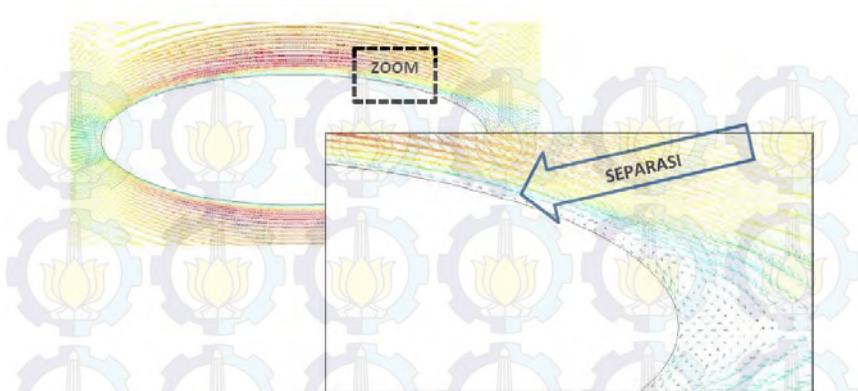


**Gambar 4.11** Distribusi kecepatan lokal pada *Tube Banks* model D

Gambar 4.11 memperlihatkan grafik distribusi kecepatan lokal *tube* pada model D ( $P_L = 1.25$  dan  $P_T = 1.5$ ), nilai kecepatan lokal *tube* pada setiap baris *tube* berbeda-beda. Nilai kecepatan lokal bervariasi terhadap sudut kontur permukaan *tube*. Pada sudut kontur sebesar  $0^\circ$  untuk semua baris *tube*, nilai kecepatan lokal bernilai antara  $0.832972\text{m/s}$  hingga  $0.955514\text{ m/s}$ . Pada rentang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 25^\circ$  baik pada bagian *upper side* maupun *down side*, fluida mengalami peningkatan kecepatan. Nilai kecepatan maksimum pada baris *tube* pertama dicapai pada sudut  $\theta \approx 28^\circ$  dan baris *tube* selanjutnya mengalami kecepatan maksimum pada sudut  $\theta \approx 24^\circ$  hingga  $\theta \approx 25^\circ$  dengan nilai

kecepatan  $V_{max}$  berkisar antara 5,21505 m/s hingga 5,60648 m/s. *Trendline* grafik selanjutnya menunjukkan penurunan hingga mencapai rentang sudut  $25^{\circ} \leq \theta \leq 160^{\circ}$  dan kembali naik pada rentang sudut  $160^{\circ} \leq \theta \leq 170^{\circ}$ . Pada sudut  $\theta \geq 170^{\circ}$ , kecepatan kembali menurun sampai mendekati nilai 0 m/s.

Kecepatan aliran yang menumbuk titik ujung depan bernilai mendekati 0 m/s. Titik ini merupakan titik dimana aliran tidak memiliki kecepatan sesaat karena pada sudut  $0^{\circ}$  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  $0^{\circ} \leq \theta \leq 26^{\circ}$ , tekanan lokal bernilai rendah ( $\frac{\partial p}{\partial x} < 0$ ) sehingga disebut pula daerah dengan *favorable pressure gradient*. Menurut hukum Bernoulli, ketika tekanan pada suatu kontur rendah maka kecepatan akan bernilai tinggi ( $\frac{\partial u}{\partial x} > 0$ ). Setelah melalui rentang posisi tersebut, aliran menuju ke bagian belakang *tube* dan terjadi penurunan nilai kecepatan secara gradual. Penurunan nilai kecepatan lokal diakibatkan oleh aliran mengalir pada daerah *adverse pressure gradient* ( $\frac{\partial p}{\partial x} > 0$ ), yaitu daerah dimana tekanan lokal meningkat. Pada rentang sudut  $160^{\circ} \leq \theta \leq 180^{\circ}$ , 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 dan aliran seakan-akan terlepas dari kontur seperti yang terlihat pada gambar 4.12. Perpindahan aliran secara *downstream* menjadi sulit dan akhirnya terjadi separasi lapis batas yang ditandai dengan aliran membalik. Pada titik dengan sudut  $\theta = 180^{\circ}$ , kecepatan kembali bernilai  $\approx 0$  m/s karena titik ini merupakan titik stagnasi ujung belakang *tube*.



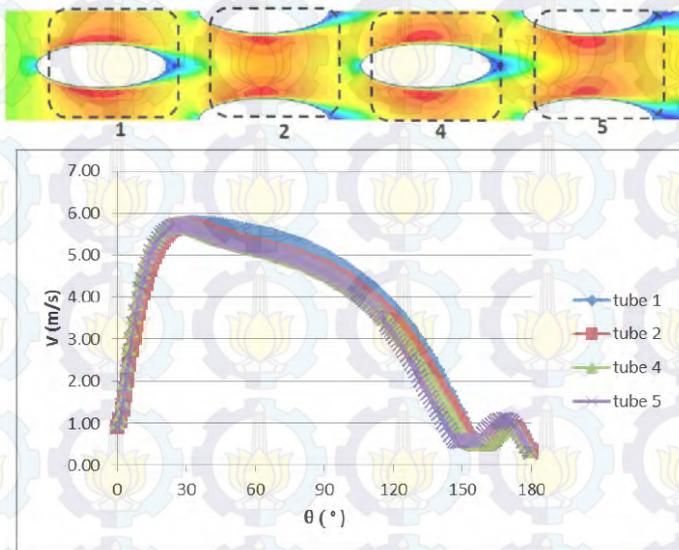
**Gambar 4.12** Visualisasi vector kecepatan pada *Tube Banks* model D

Konfigurasi *tube* menyebabkan perubahan nilai kecepatan lokal fluida yang melalui setiap baris *tube*. Aliran meningkat kecepatannya ketika melalui celah antar *tube* pada baris kedua dan mengalami penurunan nilai kecepatan untuk baris-baris berikutnya dikarenakan pengaruh dari meningkatnya nilai penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) sehingga *tube* baris ketiga dan keempat memiliki nilai kecepatan lokal yang semakin rendah, lihat persamaan 4.1. Nilai kecepatan lokal rata-rata tiap *tube* disajikan pada tabel 4.4 . Secara rata-rata, nilai kecepatan maksimum dicapai oleh baris pada *tube* ke-1.

**Tabel 4.4** Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap *Tube* pada D

Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4
3.952	3.495	3.470	3.228

### E. Analisis Kecepatan Lokal *Tube Banks* Model E ( $P_L = 1.25$ dan $P_T = 1.25$ )

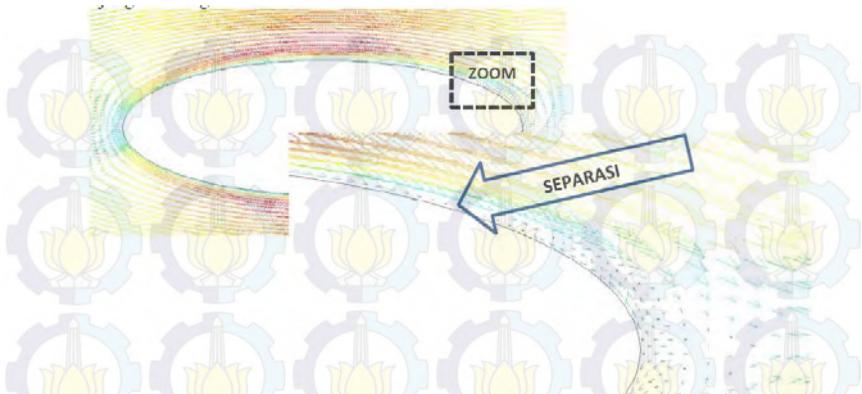


**Gambar 4.13** Distribusi kecepatan lokal pada *Tube Banks* model E

Gambar 4.13 memperlihatkan grafik distribusi kecepatan lokal *tube* pada model E ( $P_L = 1.25$  dan  $n P_T = 1.25$ ), nilai kecepatan lokal *tube* pada setiap baris *tube* berbeda-beda. Nilai kecepatan lokal bervariasi terhadap sudut kontur permukaan *tube*. Pada sudut kontur sebesar  $0^\circ$  untuk semua baris *tube*, nilai kecepatan lokal bernilai antara 0.9021 m/s hingga 1.0270 m/s. Pada rentang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 30^\circ$  baik pada bagian *upper side* maupun *down side*, fluida mengalami peningkatan kecepatan. Nilai kecepatan maksimum pada baris *tube* pertama dicapai pada sudut  $\theta \approx 33^\circ$  dan baris *tube* selanjutnya mengalami kecepatan maksimum pada sudut  $\theta \approx 26^\circ$  hingga  $\theta \approx 30^\circ$  dengan nilai kecepatan  $V_{max}$  berkisar antara 5,7046 m/s hingga 5.7575 m/s. *Trendline* grafik menunjukkan penurunan hingga mencapai

rentang sudut  $30^{\circ} \leq \theta \leq 158^{\circ}$  dan kembali naik pada rentang sudut  $158^{\circ} \leq \theta \leq 171^{\circ}$ . Pada sudut  $\theta \geq 171^{\circ}$ , kecepatan kembali menurun sampai mendekati nilai 0 m/s.

Kecepatan aliran yang menumbuk titik ujung depan bernilai mendekati 0 m/s. Titik ini merupakan titik dimana aliran tidak memiliki kecepatan sesaat karena pada sudut  $0^{\circ}$  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  $0^{\circ} \leq \theta \leq 30^{\circ}$ , tekanan lokal bernilai rendah ( $\frac{\partial p}{\partial x} < 0$ ) sehingga disebut pula daerah dengan *favorable pressure gradient*. Menurut hukum Bernoulli, ketika tekanan pada suatu kontur rendah maka kecepatan akan bernilai tinggi ( $\frac{\partial u}{\partial x} > 0$ ). Setelah melalui rentang posisi tersebut, aliran menuju ke bagian belakang *tube* dan terjadi penurunan nilai kecepatan secara gradual. Penurunan nilai kecepatan lokal diakibatkan oleh aliran mengalir pada daerah *adverse pressure gradient* ( $\frac{\partial p}{\partial x} > 0$ ), yaitu daerah dimana tekanan lokal meningkat. Pada rentang sudut  $158^{\circ} \leq \theta \leq 180^{\circ}$ , 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 dan aliran seakan-akan terlepas dari kontur seperti yang terlihat pada gambar 4.14. Perpindahan aliran secara *downstream* menjadi sulit dan akhirnya terjadi separasi lapis batas yang ditandai dengan aliran membalik. Pada titik dengan sudut  $\theta = 180^{\circ}$ , kecepatan kembali bernilai  $\approx 0$  m/s karena titik ini merupakan titik stagnasi ujung belakang *tube*.



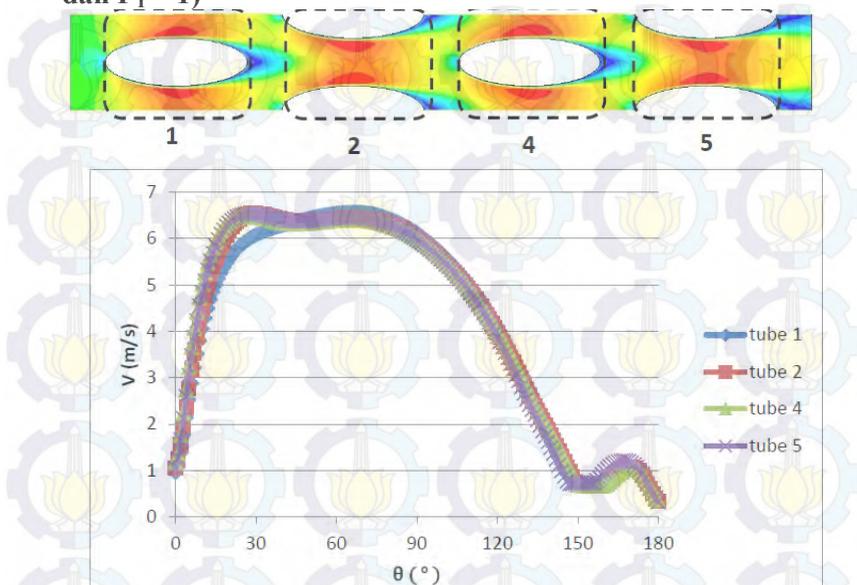
**Gambar 4.14** Visualisasi vector kecepatan pada *Tube Banks* model E

Konfigurasi *tube* menyebabkan perubahan nilai kecepatan lokal fluida yang melalui setiap baris *tube*. Aliran meningkat kecepatannya ketika melalui celah antar *tube* pada baris kedua dan mengalami penurunan nilai kecepatan untuk baris-baris berikutnya dikarenakan pengaruh dari meningkatnya nilai penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) sehingga *tube* baris ketiga dan keempat memiliki nilai kecepatan lokal yang semakin rendah, lihat persamaan 4.1. Nilai kecepatan lokal rata-rata tiap *tube* disajikan pada tabel 4.5. Secara rata-rata, nilai kecepatan maksimum dicapai oleh baris pada *tube* ke-1.

**Tabel 4.5** Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap *Tube* pada E

Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4
4.121	3.867	3.849	3.790

### F. Analisis Kecepatan Lokal *Tube Banks* Model F ( $P_L = 1.25$ dan $P_T = 1$ )



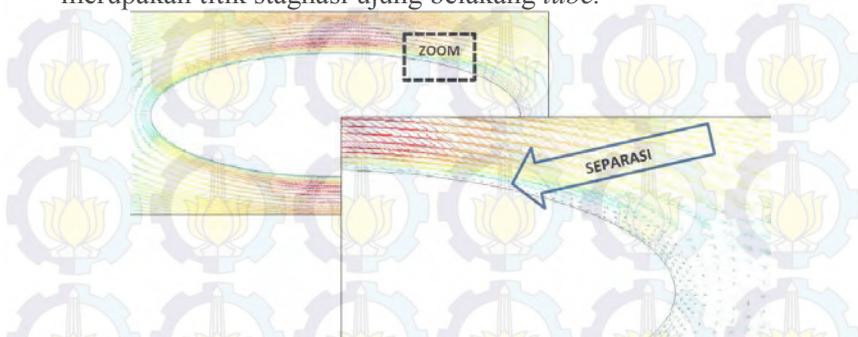
**Gambar 4.15** Distribusi kecepatan lokal pada *Tube Banks* F

Gambar 4.5 memperlihatkan grafik distribusi kecepatan lokal *tube* pada model *F* ( $P_L = 1.25$  dan  $P_T = 1$ ), nilai kecepatan lokal *tube* pada setiap baris *tube* berbeda-beda. Nilai kecepatan lokal bervariasi terhadap sudut kontur permukaan *tube*. Pada sudut kontur sebesar  $0^\circ$  untuk semua baris *tube*, nilai kecepatan lokal bernilai antara  $0.958723$  m/s hingga  $1,17514$  m/s. Pada baris pertama dengan rentang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 67^\circ$  baik pada bagian *upper side* maupun *down side*, fluida mengalami peningkatan kecepatan, kemudian menurun sampai  $\theta \approx 158^\circ$ . Nilai kecepatan maksimum pada baris *tube* pertama dicapai pada sudut  $\theta \approx 67^\circ$  dengan nilai kecepatan  $V_{max}$  berkisar antara  $6,56386$  m/s. Sedangkan pada baris selanjutnya yaitu *tube 2*, *tube 4* dan *tube 5* dengan rentang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 28^\circ$  baik pada bagian *upper side* maupun *down side* fluida mengalami peningkatan kecepatan.

Pada rentang  $28^{\circ} \leq \theta \leq 66^{\circ}$  kecepatan fluida konstan dengan nilai kecepatan maksimumnya berkisar antara 6.49162 m/s hingga 6.54887 m/s, kemudian kecepatan menurun secara drastis sampai sudut  $\theta \approx 158^{\circ}$ . *Trendline* grafik selanjutnya menunjukkan kecepatan kembali naik pada rentang sudut  $158^{\circ} \leq \theta \leq 170^{\circ}$ . Pada sudut  $\theta \geq 170^{\circ}$ , kecepatan kembali menurun sampai mendekati nilai 0 m/s.

Kecepatan aliran yang menumbuk titik ujung depan bernilai mendekati 0 m/s. Titik ini merupakan titik dimana aliran tidak memiliki kecepatan sesaat karena pada sudut  $0^{\circ}$  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  $0^{\circ} \leq \theta \leq 67^{\circ}$ , tekanan lokal bernilai rendah ( $\frac{\partial p}{\partial x} < 0$ ) sehingga disebut pula daerah dengan *favorable pressure gradient*. Menurut hukum Bernoulli, ketika tekanan pada suatu kontur rendah maka kecepatan akan bernilai tinggi ( $\frac{\partial u}{\partial x} > 0$ ). Setelah melalui rentang posisi tersebut, aliran menuju ke bagian belakang *tube* dan terjadi penurunan nilai kecepatan secara drastis. Penurunan nilai kecepatan lokal diakibatkan oleh aliran mengalir pada daerah *adverse pressure gradient* ( $\frac{\partial p}{\partial x} > 0$ ), yaitu daerah dimana tekanan lokal meningkat. Pada rentang sudut  $158^{\circ} \leq \theta \leq 180^{\circ}$ , 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 dan aliran seakan-akan terlepas dari kontur seperti yang terlihat pada gambar 4.16. Perpindahan aliran secara *downstream* menjadi sulit dan akhirnya terjadi separasi lapis batas yang ditandai dengan aliran membalik. Pada titik dengan sudut  $\theta =$

180°, kecepatan kembali bernilai  $\approx 0$  m/s karena titik ini merupakan titik stagnasi ujung belakang *tube*.



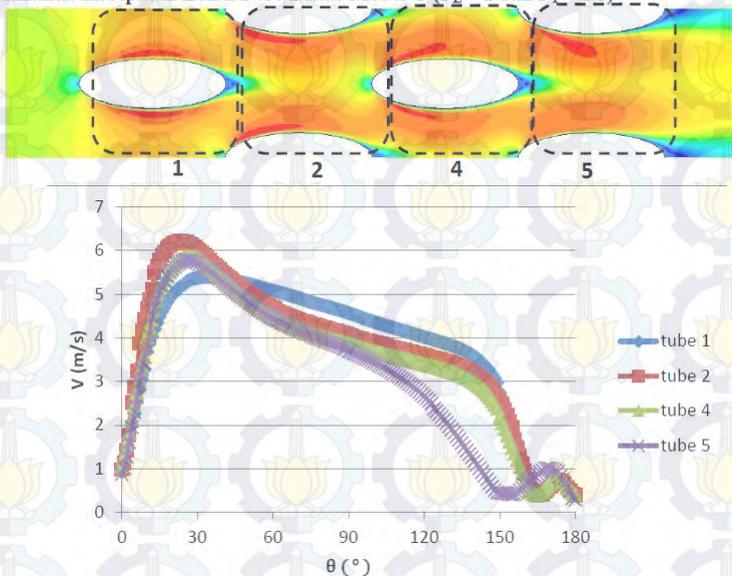
**Gambar 4.16** Visualisasi vector kecepatan pada *Tube Banks* model F

Konfigurasi *tube* menyebabkan perubahan nilai kecepatan lokal fluida yang melalui setiap baris *tube*. Aliran meningkat kecepatannya ketika melalui celah antar *tube* pada baris kedua dan mengalami penurunan nilai kecepatan untuk baris-baris berikutnya dikarenakan pengaruh dari meningkatnya nilai penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) sehingga *tube* baris ketiga dan keempat memiliki nilai kecepatan lokal yang semakin rendah, lihat persamaan 4.1. Nilai kecepatan lokal rata-rata tiap *tube* disajikan pada tabel 4.6. Secara rata-rata, nilai kecepatan maksimum dicapai oleh baris pada *tube* ke-2.

**Tabel 4.6** Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap *Tube* pada F

Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4
4.611	4.689	4.682	4.675

### G. Analisis Kecepatan Lokal *Tube Banks* Model G ( $P_L = 1$ dan $P_T = 1.5$ )

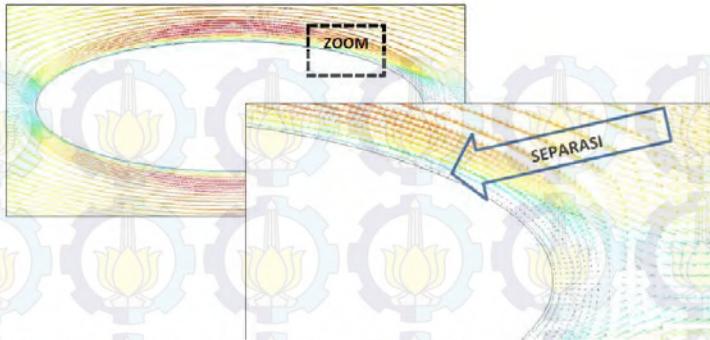


**Gambar 4.17** Distribusi kecepatan lokal pada *Tube Banks* model G

Gambar 4.17 memperlihatkan grafik distribusi kecepatan lokal *tube* pada model G ( $P_L = 1$  dan  $P_T = 1.5$ ), nilai kecepatan lokal *tube* pada setiap baris *tube* berbeda-beda. Nilai kecepatan lokal bervariasi terhadap sudut kontur permukaan *tube*. Pada sudut kontur sebesar  $0^\circ$  untuk semua baris *tube*, nilai kecepatan lokal bernilai diantara  $0.874182$  m/s hingga  $1.06261$  m/s. Pada rentang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 26^\circ$  baik pada bagian *upper side* maupun *down side*, fluida mengalami peningkatan kecepatan. Nilai kecepatan maksimum pada baris *tube* pertama dicapai pada sudut  $\theta \approx 34^\circ$  dan baris *tube* selanjutnya mengalami kecepatan maksimum pada sudut  $\theta \approx 24^\circ$  hingga  $\theta \approx 26^\circ$  dengan nilai kecepatan  $V_{max}$  berkisar antara  $5,39012$  m/s hingga  $6.22651$  m/s. *Trendline* grafik kemudian menunjukkan penurunan hingga mencapai rentang sudut  $26^\circ \leq \theta \leq 165^\circ$  dan kembali naik pada

rentang sudut  $165^{\circ} \leq \theta \leq 173^{\circ}$ . Pada sudut  $\theta \geq 173^{\circ}$ , kecepatan kembali menurun sampai mendekati nilai 0 m/s.

Kecepatan aliran yang menumbuk titik ujung depan bernilai mendekati 0 m/s. Titik ini merupakan titik dimana aliran tidak memiliki kecepatan sesaat karena pada sudut  $0^{\circ}$  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  $0^{\circ} \leq \theta \leq 26^{\circ}$ , tekanan lokal bernilai rendah ( $\frac{\partial p}{\partial x} < 0$ ) sehingga disebut pula daerah dengan *favorable pressure gradient*. Menurut hukum Bernoulli, ketika tekanan pada suatu kontur rendah maka kecepatan akan bernilai tinggi ( $\frac{\partial u}{\partial x} > 0$ ). Setelah melalui rentang posisi tersebut, aliran menuju ke bagian belakang *tube* dan terjadi penurunan nilai kecepatan secara gradual. Penurunan nilai kecepatan lokal diakibatkan oleh aliran mengalir pada daerah *adverse pressure gradient* ( $\frac{\partial p}{\partial x} > 0$ ), yaitu daerah dimana tekanan lokal meningkat. Pada rentang sudut  $165^{\circ} \leq \theta \leq 180^{\circ}$ , 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 dan aliran seakan-akan terlepas dari kontur seperti yang terlihat pada gambar 4.18. Perpindahan aliran secara *downstream* menjadi sulit dan akhirnya terjadi separasi lapis batas yang ditandai dengan aliran membalik. Pada titik dengan sudut  $\theta = 180^{\circ}$ , kecepatan kembali bernilai  $\approx 0$  m/s karena titik ini merupakan titik stagnasi ujung belakang *tube*.



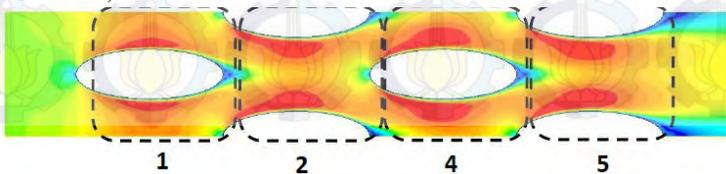
**Gambar 4.18** Visualisasi vector kecepatan pada *Tube Banks* model G

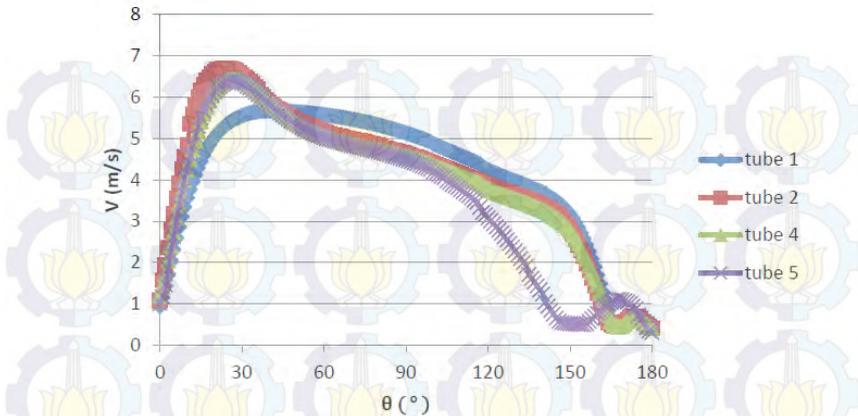
Konfigurasi *tube* menyebabkan perubahan nilai kecepatan lokal fluida yang melalui setiap baris *tube*. Aliran meningkat kecepatannya ketika melalui celah antar *tube* pada baris kedua dan mengalami penurunan nilai kecepatan untuk baris-baris berikutnya dikarenakan pengaruh dari meningkatnya nilai penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) sehingga *tube* baris ketiga dan keempat memiliki nilai kecepatan lokal yang semakin rendah, lihat persamaan 4.1. Nilai kecepatan lokal rata-rata tiap *tube* disajikan pada tabel 4.7. Secara rata-rata, nilai kecepatan maksimum dicapai oleh baris pada *tube* ke-1.

**Tabel 4.7** Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap *Tube* pada G

Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4
3.939	3.818	3.578	3.151

#### H. Analisis Kecepatan Lokal *Tube Banks* Model H ( $P_L = 1$ dan $P_T = 1.25$ )



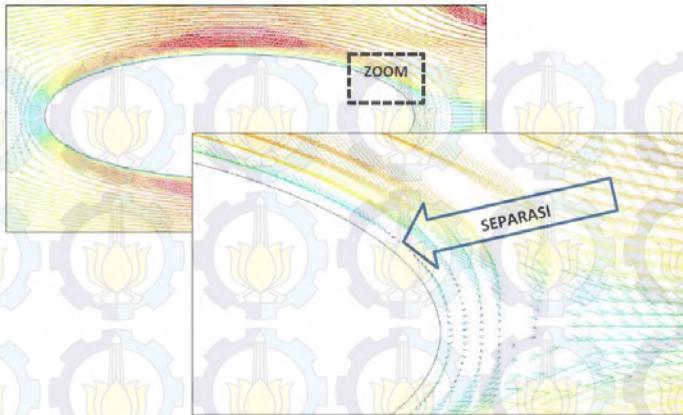


**Gambar 4.19** Distribusi kecepatan lokal *Tube Banks* model H

Gambar 4.19 memperlihatkan grafik distribusi kecepatan lokal *tube* pada model H ( $P_L = 1$  dan  $P_T = 1.25$ ), nilai kecepatan lokal *tube* pada setiap baris *tube* berbeda-beda. Nilai kecepatan lokal bervariasi terhadap sudut kontur permukaan *tube*. Pada sudut kontur sebesar  $0^\circ$  untuk semua baris *tube*, nilai kecepatan lokal bernilai antara  $0.946119$  m/s hingga  $1.19185$  m/s. Pada rentang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 24^\circ$  baik pada bagian *upper side* maupun *down side*, fluida mengalami peningkatan kecepatan. Nilai kecepatan maksimum pada baris *tube* pertama dicapai pada sudut  $\theta \approx 41^\circ$  dan baris *tube* selanjutnya mengalami kecepatan maksimum pada sudut  $\theta \approx 27^\circ$  dengan nilai kecepatan  $V_{max}$  berkisar antara  $5.66122$  m/s hingga  $6.69666$  m/s. *Trendline* grafik kemudian menunjukkan penurunan hingga mencapai rentang sudut  $24^\circ \leq \theta \leq 167^\circ$  dan kembali naik pada rentang sudut  $167^\circ \leq \theta \leq 174^\circ$ . Pada sudut  $\theta \geq 174^\circ$ , kecepatan kembali menurun sampai mendekati nilai  $0$  m/s.

Kecepatan aliran yang menumbuk titik ujung depan bernilai mendekati  $0$  m/s. Titik ini merupakan titik dimana aliran tidak memiliki kecepatan sesaat karena pada sudut  $0^\circ$  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  $0^{\circ} \leq \theta \leq 26^{\circ}$ , tekanan lokal bernilai rendah ( $\frac{\partial p}{\partial x} < 0$ ) sehingga disebut pula daerah dengan *favorable pressure gradient*. Menurut hukum Bernoulli, ketika tekanan pada suatu kontur rendah maka kecepatan akan bernilai tinggi ( $\frac{\partial u}{\partial x} > 0$ ). Setelah melalui rentang posisi tersebut, aliran menuju ke bagian belakang *tube* dan terjadi penurunan nilai kecepatan secara gradual. Penurunan nilai kecepatan lokal diakibatkan oleh aliran mengalir pada daerah *adverse pressure gradient* ( $\frac{\partial p}{\partial x} > 0$ ), yaitu daerah dimana tekanan lokal meningkat. Pada rentang sudut  $167^{\circ} \leq \theta \leq 180^{\circ}$ , 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 dan aliran seakan-akan terlepas dari kontur seperti yang terlihat pada gambar 4.20. Perpindahan aliran secara *downstream* menjadi sulit dan akhirnya terjadi separasi lapis batas yang ditandai dengan aliran membalik. Pada titik dengan sudut  $\theta = 180^{\circ}$ , kecepatan kembali bernilai  $\approx 0$  m/s karena titik ini merupakan titik stagnasi ujung belakang *tube*.



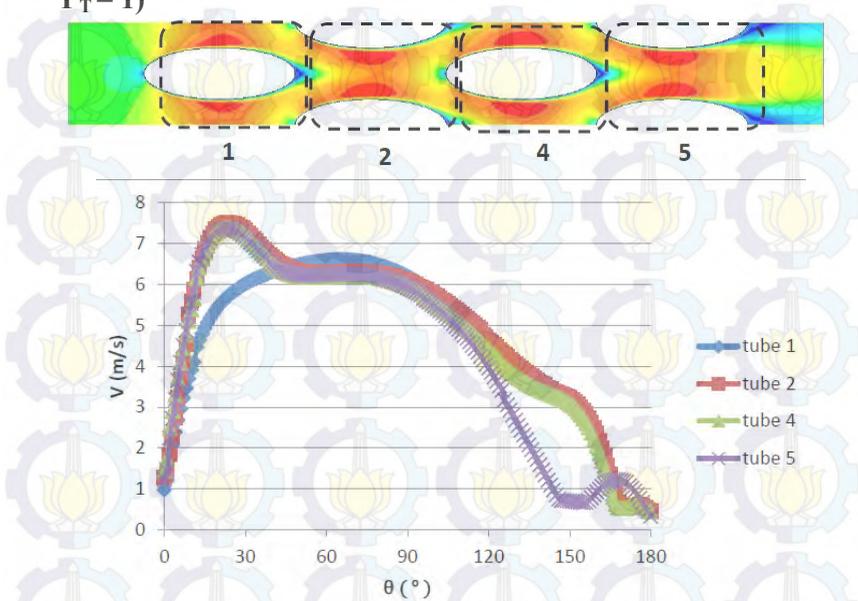
**Gambar 4.20** Visualisasi vector kecepatan pada *Tube Banks* model H

Kecepatan *inlet* fluida adalah 4 m /s, konfigurasi *tube* menyebabkan perubahan nilai kecepatan lokal fluida yang melalui setiap baris *tube*. Aliran meningkat kecepatannya ketika melalui celah antar *tube* pada baris kedua dan mengalami penurunan nilai kecepatan untuk baris-baris berikutnya dikarenakan pengaruh dari meningkatnya nilai penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) sehingga tube baris ketiga dan keempat memiliki nilai kecepatan lokal yang semakin rendah, lihat persamaan 4.1. Nilai kecepatan lokal rata-rata tiap *tube* disajikan pada tabel 4.8. Secara rata-rata, nilai kecepatan maksimum dicapai oleh baris pada *tube* ke-1.

**Tabel 4.8** Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap *Tube* pada model H

Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4
4.22	4.189	4.0202	3.603

### I. Analisis Kecepatan Lokal *Tube Banks* Model I ( $P_L = 1$ dan $P_T = 1$ )

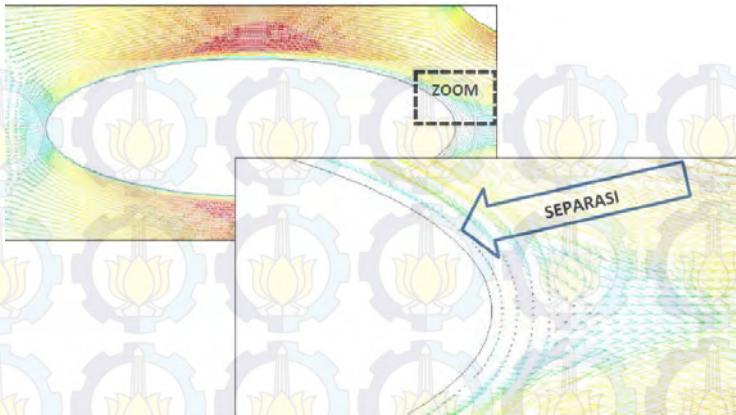


**Gambar 4.21** Distribusi kecepatan lokal *Tube Banks* model I

Gambar 4.5 memperlihatkan grafik distribusi kecepatan lokal *tube* pada model I ( $P_L = 1$  dan  $P_T = 1$ ), nilai kecepatan lokal *tube* pada setiap baris *tube* berbeda-beda. Nilai kecepatan lokal bervariasi terhadap sudut kontur permukaan *tube*. Pada sudut kontur sebesar  $0^\circ$  untuk semua baris *tube*, nilai kecepatan lokal bernilai antara 0.977819 m/s hingga 1.45014 m/s. Pada rentang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 24^\circ$  baik pada bagian *upper side* maupun *down side*, fluida mengalami peningkatan kecepatan. Nilai kecepatan maksimum pada baris *tube* pertama dicapai pada sudut  $\theta \approx 65^\circ$  kemudian kecepatannya turun secara gradual sampai sudut  $\theta \approx 170^\circ$  dan baris *tube* selanjutnya mengalami kecepatan maksimum pada sudut  $\theta \approx 23^\circ$  hingga  $\theta \approx 24^\circ$  dengan nilai kecepatan  $V_{max}$  berkisar antara 6.60177 m/s hingga 7.50187 m/s. *Trendline* grafik

kemudian menunjukkan penurunan kecepatan dari rentang sudut  $24^{\circ} \leq \theta \leq 40^{\circ}$  dan kecepatan konstan antara rentang  $40^{\circ} \leq \theta \leq 85^{\circ}$  kemudian kembali turun secara gradual dari rentang sudut  $85^{\circ} \leq \theta \leq 175^{\circ}$ . Pada sudut  $\theta \geq 175^{\circ}$ , kecepatan kembali menurun sampai mendekati nilai 0 m/s.

Kecepatan aliran yang menumbuk titik ujung depan bernilai mendekati 0 m/s. Titik ini merupakan titik dimana aliran tidak memiliki kecepatan sesaat karena pada sudut  $0^{\circ}$  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  $0^{\circ} \leq \theta \leq 26^{\circ}$ , tekanan lokal bernilai rendah ( $\frac{\partial p}{\partial x} < 0$ ) sehingga disebut pula daerah dengan *favorable pressure gradient*. Menurut hukum Bernoulli, ketika tekanan pada suatu kontur rendah maka kecepatan akan bernilai tinggi ( $\frac{\partial u}{\partial x} > 0$ ). Setelah melalui rentang posisi tersebut, aliran menuju ke bagian belakang *tube* dan terjadi penurunan nilai kecepatan secara drastis. Penurunan nilai kecepatan lokal diakibatkan oleh aliran mengalir pada daerah *adverse pressure gradient* ( $\frac{\partial p}{\partial x} > 0$ ), yaitu daerah dimana tekanan lokal meningkat. Pada rentang sudut  $170^{\circ} \leq \theta \leq 180^{\circ}$ , 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 dan aliran seakan-akan terlepas dari kontur seperti yang terlihat pada gambar 4.22. Perpindahan aliran secara *downstream* menjadi sulit dan akhirnya terjadi separasi lapis batas yang ditandai dengan aliran membalik. Pada titik dengan sudut  $\theta = 180^{\circ}$ , kecepatan kembali bernilai  $\approx 0$  m/s karena titik ini merupakan titik stagnasi ujung belakang *tube*.



**Gambar 4.22** Visualisasi vector kecepatan pada *Tube Banks* model I

Konfigurasi *tube* menyebabkan perubahan nilai kecepatan lokal fluida yang melalui setiap baris *tube*. Aliran meningkat kecepataannya ketika melalui celah antar *tube* pada baris kedua dan mengalami penurunan nilai kecepatan untuk baris-baris berikutnya dikarenakan pengaruh dari meningkatnya nilai penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) sehingga *tube* baris ketiga dan keempat memiliki nilai kecepatan lokal yang semakin rendah, lihat persamaan 4.1. Nilai kecepatan lokal rata-rata tiap *tube* disajikan pada tabel 4.9. Secara rata-rata, nilai kecepatan maksimum dicapai oleh baris pada *tube* ke-2.

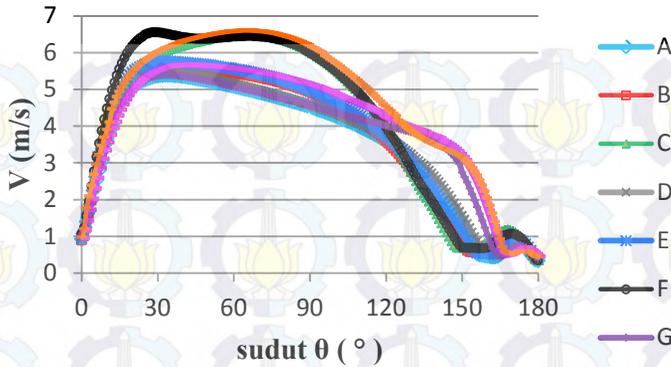
**Tabel 4.9** Nilai Kecepatan Lokal Rata-rata Tiap *Tube* pada model I

Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4
4.787	4.964	4.890	4.531

#### 4.2.2 Analisis Perbandingan Kecepatan Lokal *Tube Banks* Model Variasi PL dan P<sub>T</sub>

Analisis kecepatan lokal pada *tube banks* dengan variasi panjang longitudinal dan transversal pada *tube* baris pertama dan kedua. Gambar 4.23 menunjukkan distribusi nilai kecepatan lokal *tube banks* dengan variasi jarak *longitudinal* dan *transversal* pada baris pertama dan gambar 4.24 menunjukkan distribusi nilai kecepatan lokal *tube banks* dengan variasi jarak *longitudinal* dan *transversal* pada baris kedua.

Distribusi kecepatan lokal pada gambar 4.23 untuk setiap model pada *tube banks* menunjukkan perbedaan *trendline*. Pada rentang sudut disekitar  $0^{\circ} \leq \theta \leq 25^{\circ}$ , distribusi kecepatan untuk masing-masing model memiliki *trendline* yang sama dan berkisar pada nilai yang sama. Pada daerah *favorable pressure gradient* ini, kecepatan lokal *tube* mengalami peningkatan disebabkan oleh nilai tekanan lokal yang rendah ( $\partial p / \partial x < 0$ ). Saat aliran mengalir pada posisi  $25^{\circ} \leq \theta \leq 150^{\circ}$ , akibat pengaruh *adverse pressure gradient* ( $\partial p / \partial x > 0$ ) *trendline* dari masing-masing model menunjukkan penurunan nilai kecepatan lokal dan pengaruh penambahan variasi jarak *longitudinal* dan *transversal* mulai terlihat. Pemberian variasi jarak ini menyebabkan peningkatan kecepatan aliran pada rentang tertentu dan perbedaan terlihat mencolok pada daerah dengan rentang sudut  $50^{\circ} \leq \theta \leq 170^{\circ}$ . Model C, F dan I memiliki kecepatan local yang lebih tinggi dibandingkan dengan model lainnya disebabkan oleh jarak celah antar *tube* (jarak transversal) yang lebih kecil. Gambar 4.23 juga memperlihatkan bahwa titik separasi aliran berbeda-beda, terlihat pada model G, H, dan I titik separasi aliran fluida tertunda lebih jauh kebelakang dibandingkan dengan model lainnya. Variasi jarak *longitudinal* yang semakin pendek menyebabkan titik separasi aliran fluida semakin tertunda kebelakang. Percepatan tertinggi dan penundaan separasi terjauh dicapai oleh aliran pada model I dengan PL=1 dan PT=1.

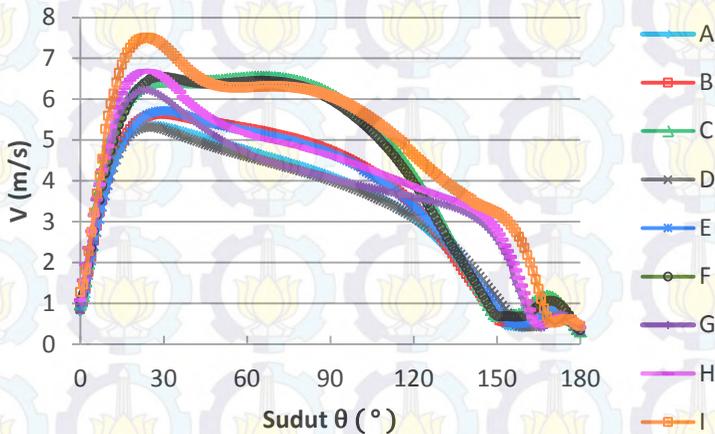


**Gambar 4.23** Distribusi Kecepatan lokal *tube* perbandingan antar model pada baris pertama

Gambar 4.24 memperlihatkan perbandingan nilai distribusi kecepatan lokal untuk seluruh model pada aliran yang melintasi baris *tube* kedua. Berbeda dengan distribusi kecepatan lokal pada baris pertama, efek variasi jarak longitudinal dan transversal sudah terlihat sejak aliran mengalir pada daerah *favorable pressure gradient* ( $\partial p / \partial x < 0$ ) dengan rentang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 25^\circ$ . Pada rentang ini aliran mengalami peningkatan kecepatan disebabkan oleh tekanan lokal yang rendah, ditunjukkan oleh *trendline* grafik yang meningkat, namun nilai kecepatan lokal yang dicapai berbeda-beda. Kecepatan terendah dicapai oleh model D dan kecepatan lokal tertinggi dicapai oleh model I dengan  $P_L = 1$  dan  $P_T = 1$ . Memasuki rentang sudut  $25^\circ < \theta \leq 180^\circ$ , aliran menunjukkan karakteristik yang berbeda. Perbedaan variasi jarak menyebabkan titik terjadinya separasi bergeser dan penurunan nilai kecepatan lokal berbeda-beda.

Distribusi kecepatan lokal yang terjadi pada masing-masing model menunjukkan perbedaan. Rata-rata kecepatan lokal terbesar terjadi pada model modifikasi dengan jarak transversal terpendek yaitu dengan nilai  $P_T = 1$  baik untuk *tube* baris pertama dan baris kedua. Pengurangan nilai jarak transversal mampu

meningkatkan kecepatan lokal yang terjadi pada masing-masing *tube*. Secara rata-rata keseluruhan nilai kecepatan lokal pada *tube banks* dengan variasi jarak transversal mengalami peningkatan.



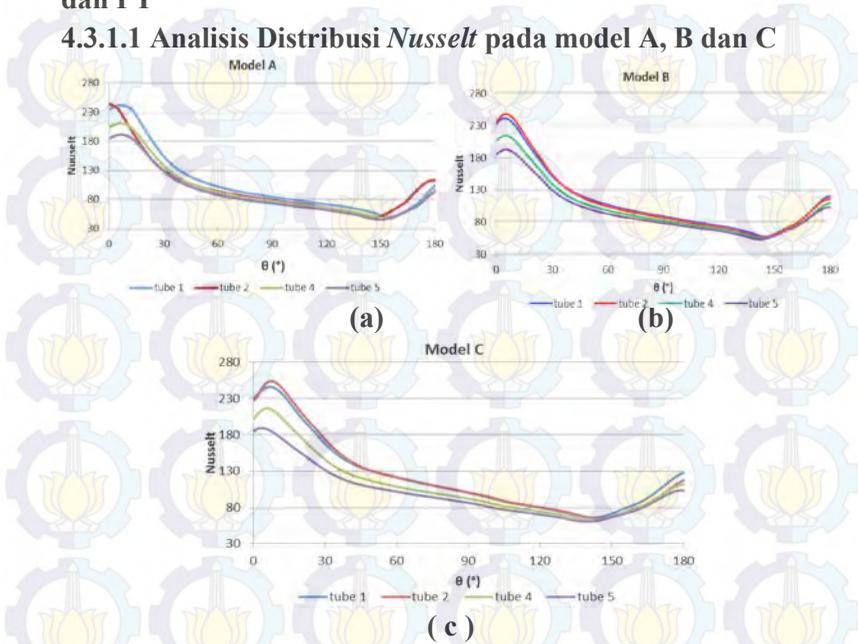
**Gambar 4.24** Distribusi Kecepatan lokal *tube* perbandingan antar model pada baris Kedua

#### 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 1, 1.25 dan 1. Pembahasan akan dilakukan dengan menganalisis bilangan *Nusselt* lokal pada kontur *tube* dan membandingkan nilai rata-rata bilangan *Nusselt* dari setiap model.

### 4.3.1. Analisis Distribusi Bilangan *Nusselt* pada Variasi PL dan PT

#### 4.3.1.1 Analisis Distribusi *Nusselt* pada model A, B dan C



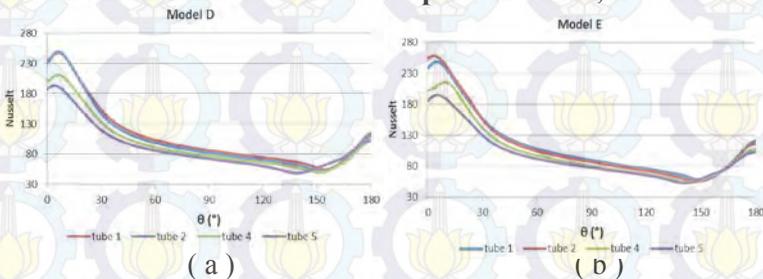
**Gambar 4.25** Distribusi Bilangan *Nusselt* lokal pada *Tube Banks* (a)model A, (b) model B dan (c ) model C

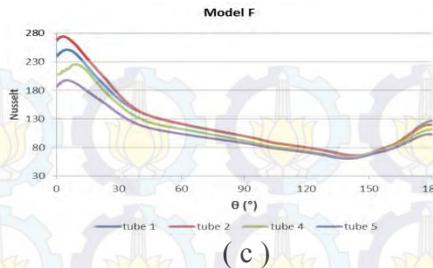
Pada model A, B dan C, distribusi bilangan *Nusselt* lokal yang diperoleh dari simulasi numerik ditunjukkan pada gambar 4.25 yang berupa *trend* grafik pada masing-masing *tube*. Berdasarkan gambar di atas ditunjukkan *trendline* grafik untuk *tube* baris pertama hingga baris ke-empat. Ketiga grafik pada setiap model menunjukkan *trendline* yang serupa. *Tube* pertama hingga keempat menunjukkan kenaikan bilangan *Nusselt* pada rentang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 7^\circ$  dan penurunan nilai bilangan *Nusselt* dimulai dari titik yang diukur pada sudut  $7^\circ$  hingga sudut  $\theta \approx 150^\circ$  yang merupakan titik dengan nilai Nu minimum. Titik dengan bilangan Nu terendah ini merupakan titik dimulainya

separasi. Kemudian pada sudut  $150^{\circ} \leq \theta \leq 180^{\circ}$ , *trendline* menunjukkan peningkatan bilangan *Nusselt*.

Nilai bilangan *Nu* lokal pada keempat baris *tube* jika dibandingkan maka diketahui bahwa nilai bilangan *Nu* paling maksimum dari setiap model dicapai oleh baris kedua dengan sudut  $\theta = 7^{\circ}$ . Model A memiliki nilai *Nusselt* maximal sebesar 244.407, model B sebesar 248.023 dan model C sebesar 253.783. Titik separasi aliran apabila dilihat dari grafik diatas terjadi pada nilai bilangan *Nu* terendah dengan model A = 191.654, model B= 192.541, dan model C =188.839. Fenomena yang terjadi pada distribusi bilangan *Nusselt* lokal pada kontur *tube* dapat dijelaskan dengan menganalisis hubungan antara kecepatan lokal aliran dengan bilangan *Nusselt* lokal. Kecepatan lokal berpengaruh terhadap perkembangan lapis batas kecepatan dan lapis batas termal fluida pada permukaan. Setelah melewati titik separasi, bilangan *Nusselt* kembali meningkat disebabkan oleh adanya turbulensi aliran di daerah *downstream* mengakibatkan munculnya *vortex* yang meningkatkan intensitas *mixing* molekul-molekul fluida.

#### 4.3.1.2 Analisis Distribusi *Nusselt* pada model D, E dan F





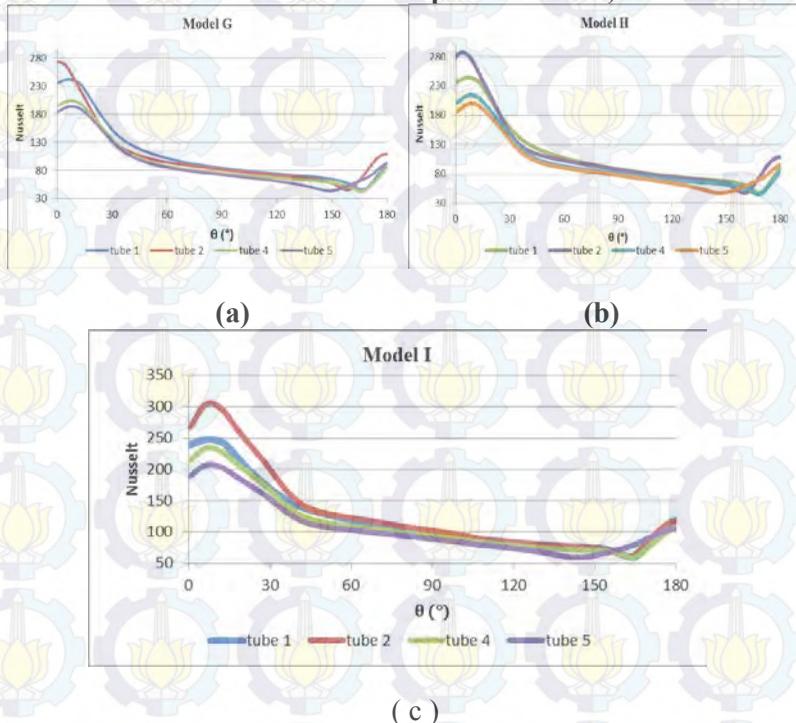
**Gambar 4.26** Distribusi Bilangan *Nusselt* lokal pada *Tube Banks* (a)model D, (b) model E dan (c ) model F

Pada model D, E dan F, distribusi bilangan *Nusselt* lokal yang diperoleh dari simulasi numerik ditunjukkan pada gambar 4.26 yang berupa *trend* grafik pada masing-masing *tube*. Berdasarkan gambar di atas ditunjukkan *trendline* grafik untuk *tube* baris pertama hingga baris ke-empat. Ketiga grafik pada setiap model menunjukkan *trendline* yang serupa. *Tube* pertama hingga keempat menunjukkan kenaikan bilangan *Nusselt* pada rentang sudut  $0^{\circ} \leq \theta \leq 8^{\circ}$  dan penurunan nilai bilangan *Nusselt* dimulai dari titik yang diukur pada sudut  $8^{\circ}$  hingga sudut  $\theta \approx 140^{\circ}$  yang merupakan titik dengan nilai *Nu* minimum. Titik dengan bilangan *Nu* terendah ini merupakan titik dimulainya separasi. Kemudian pada sudut  $140^{\circ} \leq \theta \leq 180^{\circ}$ , *trendline* menunjukkan peningkatan bilangan *Nusselt*.

Efek dari pengurangan jarak *transversal* menyebabkan aliran yang melewati celah antar tubes mengalami peningkatan kecepatan sehingga terjadi peningkatan nilai koefisien konveksi lokal aliran dan bilangan *Nu* lokal turut meningkat. Setelah mencapai nilai maksimum *trendline* kembali menurun, bilangan *Nu* kembali meningkat karena adanya *vortex* yang terbentuk pada daerah ujung akhir *tube*. Selain memberikan pengaruh terhadap distribusi bilangan *Nusselt* pada sebuah *tube*, pemberian *variasi* jarak *transversal* membantu meningkatkan nilai kecepatan aliran utama yang mengalir menuju *tube* baris selanjutnya sehingga *trendline* nilai bilangan *Nusselt* meningkat. Nilai bilangan *Nu* lokal pada keempat baris *tube* jika dibandingkan maka diketahui

bahwa nilai bilangan Nu paling maksimum dari setiap model dicapai oleh baris kedua dengan sudut  $\theta = 6^{\circ}$ - $8^{\circ}$ . Model D memiliki nilai Nusselt maximal sebesar 249.772, model E = 258.766 dan model F sebesar 274.262. Titik separasi aliran apabila dilihat dari grafik diatas terjadi pada nilai bilangan Nu terendah dengan model D = 193.215, model E =195.236 , dan model F =197.731.

#### 4.3.1.3 Analisis Distribusi *Nusselt* pada model G, H dan I



**Gambar 4.27** Distribusi Bilangan *Nusselt* lokal pada *Tube Banks* (a) model G, (b) model H dan (c) model I

Pada model G, H dan I, distribusi bilangan *Nusselt* lokal yang diperoleh dari simulasi numerik ditunjukkan pada gambar

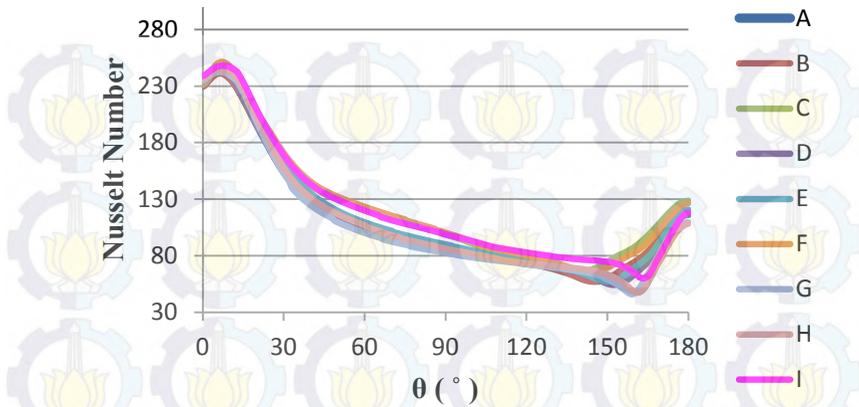
4.27 yang berupa *trend* grafik pada masing-masing *tube*. Berdasarkan gambar di atas ditunjukkan *trendline* grafik untuk *tube* baris pertama hingga baris ke-empat. Ketiga grafik pada setiap model menunjukkan *trendline* yang serupa. *Tube* pertama hingga keempat menunjukkan kenaikan bilangan *Nusselt* pada rentang sudut  $0^{\circ} \leq \theta \leq 8^{\circ}$  dan penurunan nilai bilangan *Nusselt* dimulai dari titik yang diukur pada sudut  $8^{\circ} \leq \theta \leq 164^{\circ}$  yang merupakan titik dengan nilai *Nu* minimum. Titik dengan bilangan *Nu* terendah ini merupakan titik dimulainya separasi. Kemudian pada sudut  $142^{\circ} \leq \theta \leq 180^{\circ}$ , *trendline* menunjukkan peningkatan bilangan *Nusselt*. Titik separasi terjauh terdapat pada model I dimana aliran baru mengalami separasi pada sudut  $\theta \approx 164^{\circ}$ .

Efek dari pengurangan jarak *transversal* menyebabkan aliran yang melewati celah antar tubes mengalami peningkatan kecepatan sehingga terjadi peningkatan nilai koefisien konveksi lokal aliran dan bilangan *Nu* lokal turut meningkat. Setelah mencapai nilai maksimum *trendline* kembali menurun, bilangan *Nu* kembali meningkat karena adanya *vortex* yang terbentuk pada daerah ujung akhir *tube*. Selain memberikan pengaruh terhadap distribusi bilangan *Nusselt* pada sebuah *tube*, pemberian variasi jarak *transversal* membantu meningkatkan nilai kecepatan aliran utama yang mengalir menuju *tube* baris selanjutnya sehingga *trendline* nilai bilangan *Nusselt* meningkat. Nilai bilangan *Nu* lokal pada keempat baris *tube* jika dibandingkan maka diketahui bahwa nilai bilangan *Nu* paling maksimum dari setiap model dicapai oleh baris kedua dengan sudut  $\theta = 7^{\circ}$ - $8^{\circ}$ . Model G memiliki nilai *Nusselt maximal* sebesar 273.837, model H = 287.358 dan model I sebesar 306.66. Titik separasi aliran apabila dilihat dari grafik diatas terjadi pada nilai bilangan *Nu* terendah dengan model G = 194.351, model E = 200.17, dan model I = 208.087.

### 4.3.2 Perbandingan Bilangan *Nusselt* Lokal pada *Tube Banks* Model Variasi $P_L$ dan $P_T$

Analisis *Nusselt* lokal pada *tube banks* dengan variasi panjang longitudinal dan transversal pada *tube* baris pertama dan kedua. Gambar 4.28 menunjukkan distribusi nilai *Nusselt* lokal *tube banks* dengan variasi jarak *longitudinal* dan *transversal* pada baris pertama dan gambar 4.24 menunjukkan distribusi nilai *Nusselt* lokal *tube banks* dengan variasi jarak *longitudinal* dan *transversal* pada baris kedua.

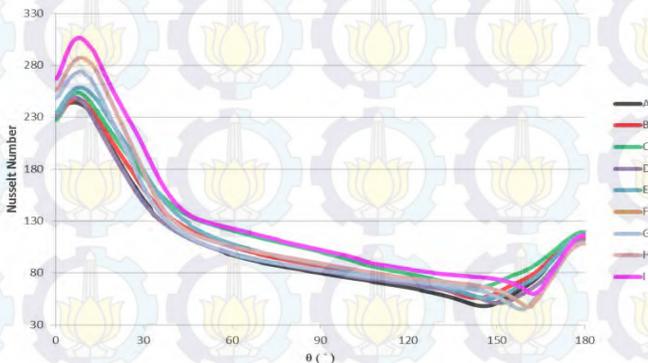
Gambar 4.28 merupakan grafik perbandingan distribusi bilangan *Nusselt* yang ditinjau pada *tube* baris pertama. Berdasarkan gambar tersebut, terlihat bahwa bilangan *Nusselt* memiliki *trendline* yang serupa dan memiliki nilai distribusi yang cenderung serupa antara satu model dengan model lainnya hingga sudut  $\theta \approx 20^\circ$ . Pada rentang ini, aliran masih berperilaku alami sesuai dengan perkembangan *boundary layer* dan tidak terpengaruh oleh efek variasi jarak *longitudinal* dan *transversal*. Setelah melewati rentang sudut  $20^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ , variasi jarak mulai berpengaruh terhadap karakteristik perpindahan panas. Perbedaan jarak *longitudinal* dan *transversal* menyebabkan terjadinya pergeseran separasi awal pada permukaan *tube* disebabkan oleh adanya peningkatan kecepatan aliran fluida yang melalui celah antara *tube*. Pengurangan jarak longitudinal dan transversal ini mampu memperkecil daerah *wake* di belakang *tube* baris pertama dan meningkatkan bilangan *Nusselt* lokal *tube*. Variasi model I dengan  $P_L = 1$  dan  $P_T = 1$  berpengaruh paling besar pada bilangan *Nusselt* lokal dilihat dari *trendline* yang paling tinggi dan titik separasi yang paling jauh dibanding kedelapan model lainnya.



**Gambar 4.28** Distribusi Bilangan *Nusselt* lokal pada *Tube Banks* pada model pada *tube* baris pertama

Gambar 4.29 merupakan grafik perbandingan distribusi bilangan *Nusselt* yang ditinjau pada *tube* baris kedua. Berdasarkan gambar tersebut, terlihat bahwa bilangan *Nusselt* memiliki nilai distribusi yang berbeda-beda antara satu model dengan model lainnya mulai dari sudut  $\theta = 0^\circ$ . Pada rentang ini, aliran sudah terpengaruh oleh efek variasi jarak *longitudinal* dan *transversal* dari baris sebelumnya sehingga dari sudut  $\theta = 0^\circ$  nilai *nusselt* lokalnya sudah berbeda. Setelah melewati rentang sudut  $20^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ , variasi jarak mulai berpengaruh terhadap karakteristik perpindahan panas, apabila dibandingkan dengan *tube* baris pertama mengalami peningkatan nilai *nusselt* lokal. Perbedaan jarak *longitudinal* dan *transversal* menyebabkan terjadinya pergeseran separasi awal pada permukaan *tube* disebabkan oleh adanya peningkatan kecepatan aliran fluida yang melalui celah antara *tube*. Pengurangan jarak *longitudinal* dan *transversal* ini mampu memperkecil daerah *wake* di belakang *tube* baris pertama dan meningkatkan bilangan *Nusselt* lokal *tube*. Pada baris kedua ini variasi model I dengan  $P_L = 1$  dan  $P_T = 1$  berpengaruh paling besar pada bilangan *Nusselt* lokal dilihat dari

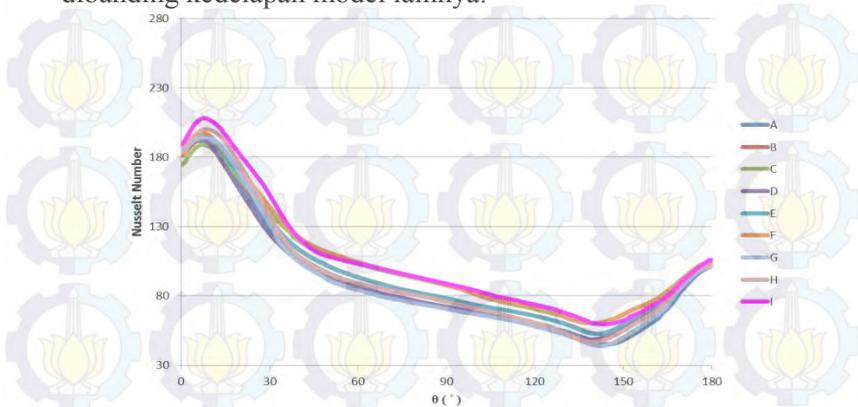
*trendline* yang paling tinggi dan titik separasi yang paling jauh dibanding kedelapan model lainnya.



**Gambar 4.29** Distribusi Bilangan *Nusselt* lokal pada *Tube Banks* pada model pada baris ke-Dua

Gambar 4.30 merupakan grafik perbandingan distribusi bilangan *Nusselt* yang ditinjau pada *tube* baris keempat. Berdasarkan gambar tersebut, terlihat bahwa bilangan *Nusselt* memiliki nilai distribusi yang berbeda-beda antara satu model dengan model lainnya mulai dari sudut  $\theta = 0^\circ$ . Pada rentang ini, aliran sudah terpengaruh oleh efek variasi jarak *longitudinal* dan *transversal* dari baris sebelumnya sehingga dari sudut  $\theta = 0^\circ$  nilai *nusselt* lokalnya sudah berbeda. Setelah melewati rentang sudut  $20^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ , variasi jarak mulai berpengaruh terhadap karakteristik perpindahan panas. Dibandingkan dengan tube baris pertama dan kedua, pada tube baris keempat ini mengalami penurunan nilai *nusselt* lokal. Penurunan nilai *nusselt* lokal ini terjadi karena nilai kecepatan rata-rata pada baris ketiga dan keempat mengalami penurunan, sehingga menyebabkan nilai *nusselt* lokal pada baris ini semakin menurun dibandingkan dengan baris kesatu dan kedua. Titik separasi aliran pada baris keempat ini juga lebih pendek yaitu sekitar sudut  $\theta \approx 140^\circ$ . Pada baris keempat ini variasi model I dengan  $P_L = 1$  dan  $P_T = 1$  berpengaruh paling besar pada bilangan *Nusselt* lokal dilihat dari

*trendline* yang paling tinggi dan titik separasi yang paling jauh dibanding kedelapan model lainnya.



**Gambar 4.30** Distribusi Bilangan *Nusselt* lokal pada *Tube Banks* pada model pada baris Ke-Empat

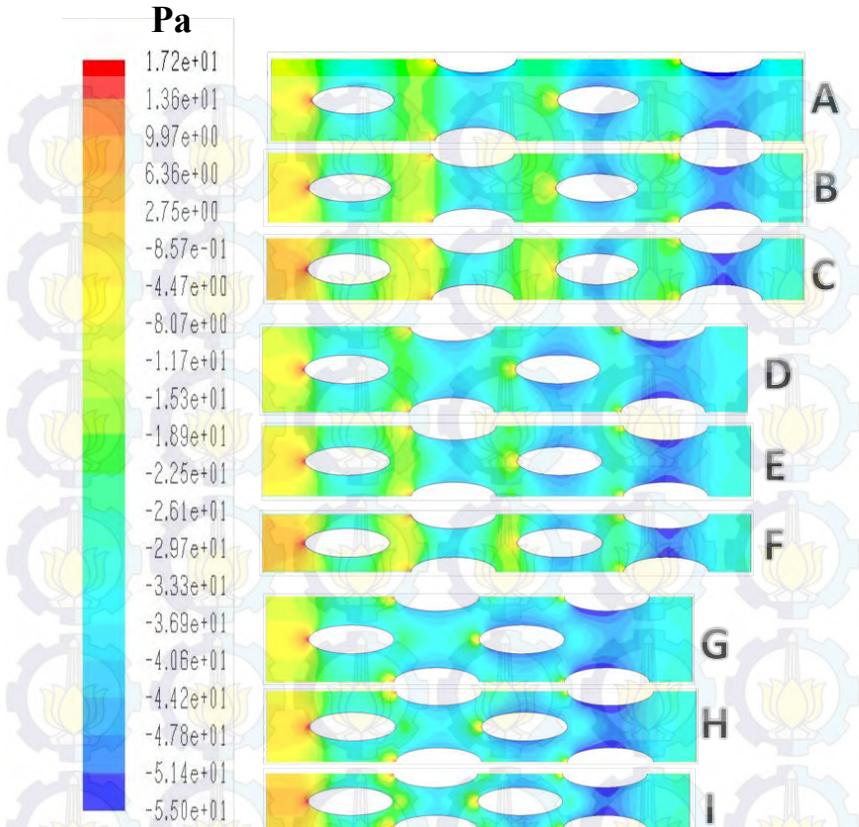
#### 4.4 Penurunan Tekanan (*Pressure Drop*) pada *Tube Banks* Model A, B, C, D, E, F, G, H dan I

Perubahan geometri pada suatu *Tube Banks* dapat mempengaruhi penurunan tekanan yang terjadi. 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 faktor koreksi dan faktor gesekan yang keduanya dipengaruhi oleh jarak *longitudinal*, *Transversal*, dan *diagonal* dari *Tubes*. Variasi  $P_L$  dan  $P_T$  pada penelitian ini dapat meningkatkan kecepatan rata-rata dan nilai bilangan *Nusselt* pada model, akan tetapi metode ini juga memberikan kerugian pada sistem. Kerugian yang ditimbulkan berupa penurunan tekanan (*pressure drop*) antara tekanan fluida pada sisi inlet dan sisi outlet. Pada sisi inlet, tekanan fluida adalah sebesar 101325 Pa (absolut) sesuai dengan *boundary condition* untuk sistem yaitu *velocity inlet* dan nilai tekanan outlet merupakan hasil iterasi FLUENT. Penurunan tekanan untuk masing-masing model ditunjukkan pada gambar 4.31 berikut.



**Gambar 4.31** Penurunan tekanan untuk model A, B, C, D, E, F, G, H, dan I

Perbedaan tekanan menyebabkan fluida dari sisi inlet mengalir menuju sisi outlet. Perubahan luas penampang yang dilalui fluida akibat konfigurasi *tube* secara *staggered* mempengaruhi tekanan didalam sistem dan kecepatan fluida pada sistem. Berdasarkan gambar 4.31 dapat dilihat bahwa nilai penurunan tekanan berbeda-beda pada masing-masing pemodelan. Terlihat pada grafik diatas penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) pada model A adalah sebesar 12.87984 Pa, lalu pada model B, C, D, E, F, G dan H terjadi penurunan tekanan yang lebih besar dibandingkan dengan model A. Penurunan tekanan paling besar terjadi pada model I dengan nilai  $\Delta P$  adalah sebesar 36.53842Pa.



**Gambar 4.32** Kontur tekanan pada variasi jarak  $P_L$  dan  $P_T$  model A, B, C, D, E, F, G, H dan I

Pada gambar 4.32 terlihat kontur tekanan dari seluruh variasi  $P_L$  dan  $P_T$ . Spektrum warna merah, kuning, dan orange menunjukkan nilai tekanan yang lebih tinggi, sedangkan spektrum warna hijau dan biru menunjukkan nilai tekanan yang lebih rendah. Berdasarkan hasil simulasi dan fenomena aliran serta tekanan yang terjadi, terlihat bahwa kontur tekanan *inlet* dari setiap pemodelan sejak awal memiliki karakteristik yang berbeda-beda. Kontur tekanan setelah melewati *elliptical tubes* susunan

*staggered* terlihat mengalami penurunan tekanan yang semakin rendah pada celah antar *tubes*. Maka dapat diketahui bahwa jarak longitudinal dan transversal mempengaruhi nilai pressure drop aliran. Dari fenomena penurunan tekanan dapat diketahui hubungan antara penurunan tekanan dengan koefisien konveksi sebagai berikut.

$$f \equiv \frac{-\left(\frac{dp}{dx}\right)D}{\frac{1}{2}\rho V c_p} \dots\dots\dots (4.6)$$

$$\frac{c_f}{2} = \frac{f}{Re_L}(x^*, Re_L) \dots\dots\dots (4.7)$$

$$\frac{c_f}{2} = S_t \frac{D_r^2}{r^3} \equiv j_H \dots\dots\dots (4.8)$$

$$S_t = \frac{h}{\rho V c_p} = \frac{Nu}{Re Pr} \dots\dots\dots (4.9)$$

Perumusan diatas menunjukkan bahwa tekanan memiliki fungsi yang linear terhadap *heat transfer coefficient*, sehingga ketika terjadi penurunan tekanan maka nilai *heat transfer coefficient* juga akan semakin rendah. Pada Gambar 4.25, 4.26 dan 4.27 dapat dilihat bahwa nilai *nusselt number* semakin menurun pada baris ketiga dan seterusnya, hal ini disebabkan karena nilai tekanan terus mengalami penurunan dari bari pertama sampai baris keempat sehingga nilai *heat transfer coefficient* juga ikut menurun. Pengaruh penurunan tekanan juga berakibat pada konsumsi daya yang dibutuhkan oleh sistem. Penurunan tekanan harus diatasi dengan penambahan kerja kompresor sehingga tekanan kembali seimbang.



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## 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* ( $P_L$ ) dan *transversal* ( $P_T$ ) 1, 1.25 dan 1.5, diantaranya:

1. Grafik kecepatan lokal yang menunjukkan karakteristik aliran, menghasilkan peningkatan nilai rata-rata kecepatan lokal kontur untuk *tube banks* dengan adanya variasi  $P_T$  dan  $P_L$ . Peningkatan nilai rata-rata kecepatan lokal kontur dibandingkan dengan model A yang memiliki nilai  $V_{avg} = 3.361$  m/s. Peningkatan untuk model B adalah sebesar 14.38 %, C = 37.67%, D = 5.21%, E = 16.24%, F = 38.78 %, G = 7.75%, H = 19.25% dan model I memiliki peningkatan tertinggi yaitu sebesar 42.61%.
2. Grafik bilangan *Nusselt* lokal yang menunjukkan karakteristik *coefficient heat transfer*, menghasilkan peningkatan nilai rata-rata bilangan *Nusselt* lokal kontur *tube banks* dengan adanya variasi  $P_T$  dan  $P_L$ . Peningkatan nilai rata-rata *Nusselt* lokal kontur dibandingkan dengan model A yang memiliki nilai  $Nu_{avg} = 95.8292$ . Peningkatan untuk model B adalah sebesar 7.29 %, C = 16.03%, E = 4.67%, F = 15.35 %, G = 0.44%, H = 4.63% dan model I memiliki peningkatan tertinggi yaitu sebesar 16.91%. Pada model D terjadi penurunan nilai *nusselt* lokal sebesar 0.24%.
3. Penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) apabila dibandingkan dengan model A maka pada hampir keseluruhan model terjadi peningkatan nilai  $\Delta P$ . Model A memiliki  $\Delta P$  sebesar 12.88 Pa, B = 18.41 Pa, C=36.35 Pa, E= 17.97 Pa, F= 36.18 Pa, G =14.97, H = 19.62 Pa, I

= 36.54 Pa. Penurunan  $\Delta P$  terjadi pada model D yang memiliki  $\Delta P$  sebesar 12.79 Pa

4. Pengaruh variasi  $P_L$  dan  $P_T$  pada susunan *tube banks* ini menunjukkan bahwa semakin kecil  $P_T$  maka semakin tinggi nilai kecepatan lokal dan *coefficient heat transfer*-nya sedangkan, semakin kecil nilai  $P_L$  maka titik separasi fluida pada *elliptical tube* akan semakin jauh kebelakang. Model I dengan  $P_L = 1$  dan  $P_T = 1$  memiliki nilai *Coefficient heat transfer*, kecepatan lokal dan *pressure drop* yang paling tinggi dibandingkan model variasi lainnya.

## 5.2 Saran

Berdasarkan hasil studi numerik yang dilakukan terhadap variasi dari permodelan, yaitu variasi jarak *longitudinal* dan *transversal* terhadap karakteristik aliran dan perpindahan panas untuk studi kasus dengan variasi *pitch ratio longitudinal* ( $P_L$ ) dan *transversal* ( $P_T$ ) 1, 1.25 dan 1.5, adapun saran yang dapat digunakan untuk penelitian berikutnya adalah :

1. Perlu dilakukan penelitian menggunakan CFD secara 3D untuk mendapatkan hasil penelitian yang mendekati kondisi sebenarnya.
2. Perlu dilakukan penambahan variasi lain untuk mengoptimalkan *heat transfer coefficient* pada *elliptical tube bank*.
3. Fenomena yang terjadi pada *tube* dengan bentuk *elliptical* sirkuler dengan variasi jarak *longitudinal* dan *transversal*, menarik untuk dikembangkan dengan menggunakan variasi kecepatan inlet (*Reynolds number*).

## LAMPIRAN

1. Hasil rata-rata distribusi kecepatan lokal pada variasi model B, C, D, E, F, G, H, dan I

MODEL A

Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4
3.578	3.363	3.301	3.202

MODEL D

Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke			
1	2	3	4
3.952	3.495	3.47	3.228

MODEL B

Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4
3.915	3.849	3.808	3.805

MODEL E

Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke			
1	2	3	4
4.121	3.867	3.849	3.79

MODEL C

Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4
4.519	4.687	4.665	4.638

MODEL F

Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke			
1	2	3	4
4.611	4.689	4.682	4.675

MODEL G

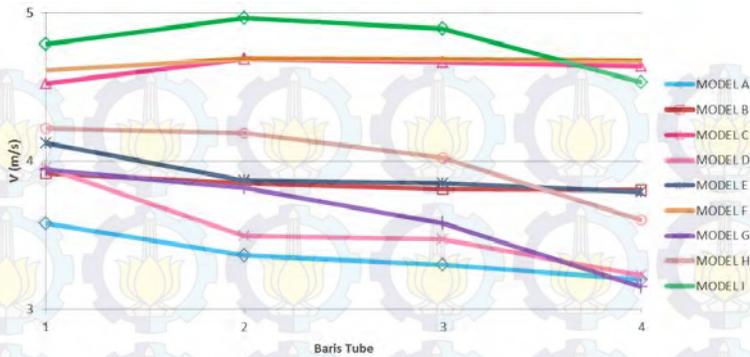
Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4
3.939	3.818	3.578	3.151

MODEL H

Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke			
1	2	3	4
4.22	4.189	4.0202	3.603

MODEL I

Rata-rata Kecepatan Lokal <i>Tube</i> Baris ke			
1	2	3	4
4.787	4.964	4.89	4.531



**Gambar 1.** Distribusi nilai kecepatan rata-rata tiap baris pada model A,B, C, D, E, F, G, H, dan I

2. Hasil rata-rata distribusi *Nusselt* lokal pada variasi model A,B, C, D, E, F, G, H, dan I

MODEL A			
Rata-rata Nusselt Lokal Tube Baris ke-			
1	2	3	4
102.3914	100.8661	92.53629	87.52298

MODEL D			
Rata-rata Nusselt Lokal Tube Baris ke-			
1	2	3	4
101.7791	102.0435	90.9857	87.58279

MODEL B			
Rata-rata Nusselt Lokal Tube Baris ke-			
1	2	3	4
108.8756	108.4105	99.79032	94.19177

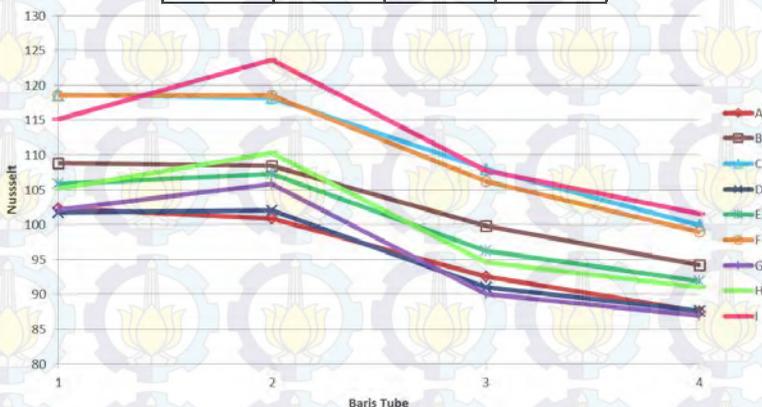
MODEL E			
Rata-rata Nusselt Lokal Tube Baris ke-			
1	2	3	4
105.839	107.2975	96.21502	91.88391

MODEL C			
Rata-rata Nusselt Lokal Tube Baris ke-			
1	2	3	4
118.6267	118.1959	107.9742	99.95868

MODEL F			
Rata-rata Nusselt Lokal Tube Baris ke-			
1	2	3	4
118.5256	118.5256	106.1783	98.91024

MODEL G				MODEL H			
Rata-rata Nusselt Lokal <i>Tube</i> Baris ke-				Rata-rata Nusselt Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4	1	2	3	4
102.1388	105.8212	90.07334	86.97612	105.1612	110.3221	94.60329	90.98282

MODEL I			
Rata-rata Nusselt Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4
115.1108	123.6592	107.7447	101.6078



**Gambar 2.** Distribusi nilai Nusselt number rata-rata tiap baris pada model A,B, C, D, E, F, G, H, dan I

3. Hasil rata-rata distribusi tekanan lokal pada variasi model A,B, C, D, E, F, G, H, dan I

Model	baris 1	baris 2	baris 3	baris 4
A	-10.6735	-14.3241	-17.1695	-19.6057
B	-14.6047	-19.5959	-23.6888	-27.7121
C	-22.3304	-30.7099	-38.3269	-45.8224
D	-10.9337	-15.0397	-17.7975	-20.0167
E	-14.5964	-19.8521	-23.7735	-27.4406
F	-22.8312	-31.2249	-38.3445	-45.4735
G	-12.2568	-17.8882	-20.9064	-22.0534
H	-16.1307	-23.0504	-27.1226	-29.5222
I	-24.1115	-33.7754	-40.3587	-45.7511

4. Table penurunan tekanan pada variasi model A,B, C, D, E, F, G, H, dan I

Model	P1	P2	$\Delta P$
A	0.968073	-11.9118	12.87984
B	0.549641	-17.8573	18.40692
C	0.982951	-35.372	36.35498
D	0.997673	-11.7965	12.79419
E	0.809951	-17.1648	17.97475
F	0.630343	-35.5522	36.18257
G	0.914488	-14.0573	14.97176
H	0.587257	-19.0293	19.61653
I	0.461744	-36.0767	36.53842

5. Kenaikan Rata-rata kecepatan lokal dari setiap pemodelan dibandingkan terhadap model A

Model	Kecepatan lokal Rata-rata	Kenaikan (%)
A	3.361	-

<b>B</b>	3.84425	14.38
<b>C</b>	4.62725	37.67
<b>D</b>	3.53625	5.21
<b>E</b>	3.90675	16.24
<b>F</b>	4.66425	38.78
<b>G</b>	3.6215	7.75
<b>H</b>	4.00805	19.25
<b>I</b>	4.793	42.61

6. Kenaikan Rata-rata Nusselt Number lokal dari setiap pemodelan dibandingkan terhadap model A

<b>Model</b>	<b>Nusselt lokal Rata-rata</b>	<b>Kenaikan (%)</b>
<b>A</b>	95.8292	-
<b>B</b>	102.8171	7.29
<b>C</b>	111.1889	16.03
<b>D</b>	95.59776	-0.24
<b>E</b>	100.3089	4.67
<b>F</b>	110.5349	15.35
<b>G</b>	96.25236	0.44
<b>H</b>	100.2674	4.63
<b>I</b>	112.0306	16.91

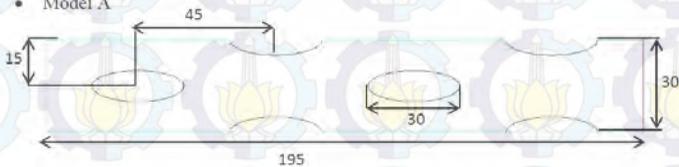
5. Kenaikan Pressure Drop dari setiap pemodelan dibandingkan terhadap model A

<b>Model</b>	<b><math>\Delta P</math></b>	<b>Kenaikan (%)</b>
<b>A</b>	12.87984	
<b>B</b>	18.40692	42.91

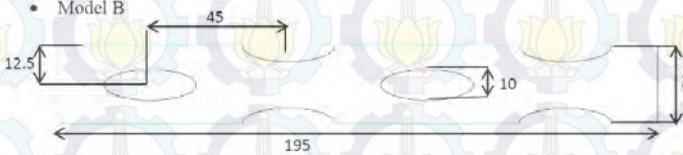
<b>C</b>	36.35498	182.26
<b>D</b>	12.79419	-0.66
<b>E</b>	17.97475	39.56
<b>F</b>	36.18257	180.92
<b>G</b>	14.97176	16.24
<b>H</b>	19.61653	52.30
<b>I</b>	36.53842	183.69

5. Gambar domain pemodelan *elliptical tube banks* (satuan dalam mm )

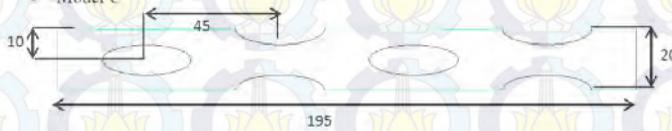
• Model A



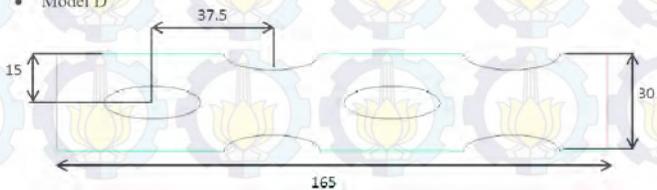
• Model B

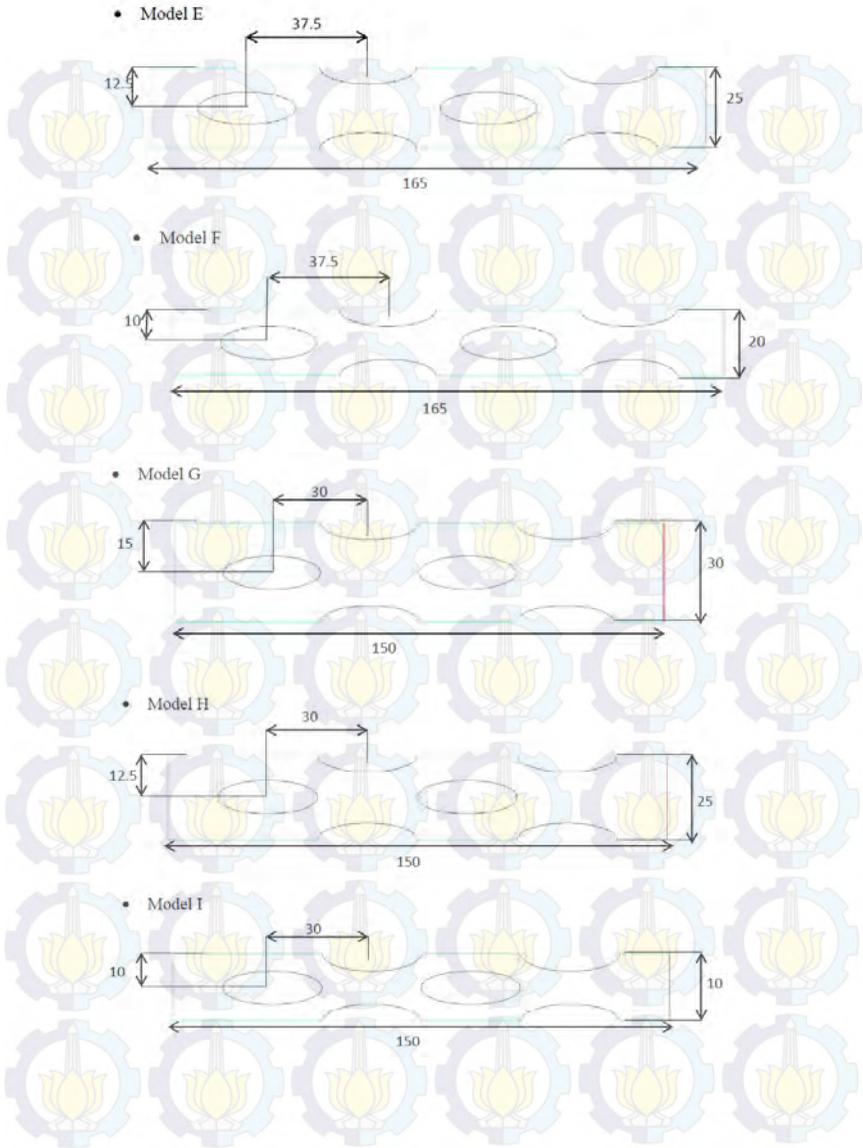


• Model C



• Model D







## DAFTAR PUSTAKA

.....**Fluent 6.3 User's Guide**. Diakses Agustus 2015.  
<[http://aerojet.engr.ucdavis.edu/fluenthelp/html/ug/main\\_pre.htm](http://aerojet.engr.ucdavis.edu/fluenthelp/html/ug/main_pre.htm)>

Fox, Robert W., Pritchard, P.J. dan McDonald, Alan T. 2010. *Introduction to Fluid Mechanics* (7th Edition). Asia: John Wiley & Sons.

Incropera, Frank P., De Witt, David P. (2002). *Fundamental of Heat and Mass Transfer*. New York: John Wiley & Sons Inc.

Komari, Nurul., Prabowo. 2014. **Studi Numerik Pengaruh Penambahan Rectangular Obstacle Terhadap Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas pada Staggered Tube Banks dengan  $l/D = 0,2$** . Jurnal Teknik POMITS Volume 2(1), ISSN: 2337-3539

Ota, Terukaza., dkk. 1983. *Heat Transfer and Flow around an Elliptical Cylinder*. Int. J. Heat Mass Transfer Volume 27 No.10.

Ramadhan, Abdulmajeed A. 2012. *Numerical Study of fluid flow and heat transfer over bank of oval-tubes heat exchanger with vortex generators*. Anbar journal for engineering sciences Volume 5(1): 88-108

Wijanarko, Diastian V., Wawan Aries W. ***Studi Numerik Karakteristik Aliran Melintasi Silinder Sirkular Tunggal dengan Bodi Pengganggu Berbentuk Silinder Sirkular pada Saluran Sempit Berpenampang Bujur Sangkar.*** Jurnal Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Zhihua Li, Jane H. Davidson, susan C. Mantell. (2006). ***Numerical Simulation of Flow Field and Heat Transfer of Streamlined Cylinders in Cross Flow.*** Journal by ASME (2006).

## BIODATA PENULIS



Nazilah, lahir di kota Jakarta pada tanggal 27 Maret 1993, merupakan anak pertama dari enam bersaudara, bapak Muksin Zaini Syamlan dan ibu Imas Supartini. Penulis menyelesaikan pendidikan pertama di RA Salman Cireundeu tahun 1998-1999 dan dilanjutkan menempuh pendidikan tingkat dasar di SDIT Ruhama tahun 1999-2006. Penulis menempuh pendidikan tingkat menengah di SMPN 4 Pamekasan pada tahun 2006-2009 dan SMAN 1 Pamekasan pada tahun 2009-2011. Dengan motivasi untuk mencari ilmu yang kuat serta dukungan dari keluarga dan berbagai pihak, penulis berhasil menyelesaikan pendidikan di Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2011-2015.

Selama menempuh pendidikannya di Teknik Mesin ITS, penulis juga aktif dalam mengikuti berbagai macam kegiatan dan organisasi. Pada tahun 2012-2013 penulis aktif sebagai staff department pengembangan sumber daya mahasiswa (PSDM) himpunan mahasiswa mesin (HMM). Pada tahun 2012-2014 penulis aktif dalam lembaga dakwah jurusan Ash-Shaff. Disamping itu penulis juga pernah menjadi anggota dan koordinator dalam berbagai kegiatan kampus. Dalam bidang akademis penulis menjadi asisten Laboratorium Perpindahan Panas dan Massa periode 2014-2015.

Penulis berharap dapat mengamalkan dan membagikan ilmu pengetahuan yang selama ini telah didapatkan saat belajar mulai dari jenjang dasar hingga jenjang perguruan tinggi.

Kontak Penulis : [nazilahsyamlan27@gmail.com](mailto:nazilahsyamlan27@gmail.com)