



---

TESIS-TM142501

**PENGARUH *CIRCUMFERENTIAL ANGLE* DAN *RADIAL DISTANCE*  
*RECTANGULAR OBSTACLE* PADA *TUBE BANK FIN HEAT*  
*EXCHANGERS* TERHADAP KARAKTERISTIK ALIRAN DAN  
PERPINDAHAN PANAS**

**NANANG ROMANDONI  
NRP. 2113202008**

**Dosen Pembimbing:  
Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.**

**PROGRAM MAGISTER  
REKAYASA KONVERSI ENERGI  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2015**



---

THESIS-TM142501

THE EFFECT OF CIRCUMFERENTIAL ANGLE AND  
RADIAL DISTANCE RECTANGULAR OBSTACLE ON FLOW  
PATTERN AND HEAT TRANSFER CHARACTERISTIC IN  
TUBE BANK FIN HEAT EXCHANGERS

NANANG ROMANDONI  
NRP. 2113202008

Academic Advisor:  
Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

MASTER PROGRAM  
CONVERSION OF ENERGY ENGINEERING  
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA  
2015

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar  
Magister Teknik (MT)  
di  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:  
Nanang Romandoni  
Nrp. 2113202008

Tanggal Ujian: 8 Juli 2015  
Periode Wisuda: September 2015

Disetujui oleh:

1. Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M. Eng.  
NIP. 1965 0505 1990 031005



( Pembimbing )

2. Prof. Ir. Sutardi, M. Eng., Ph.D.  
NIP. 1964 1228 1990 031002



( Penguji )

3. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, M.Sc.  
NIP.1953 1219 1981 031001

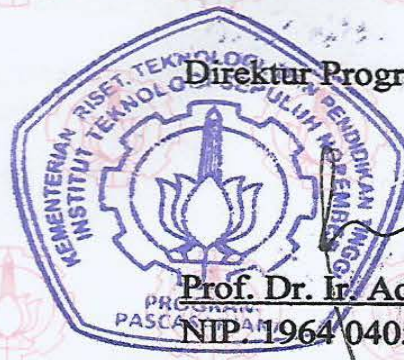


( Penguji )

4. Bambang Arip Dwiyanoro, ST., M. Eng., Ph.D.  
NIP. 197804012002121001



( Penguji )



Direktur Program Pascasarjana,



Prof. Dr. Ir. Adi Soeprijanto, MT  
NIP. 1964 0405 1990 021001

# **PENGARUH CIRCUMFERENTIAL ANGLE DAN RADIAL DISTANCE RECTANGULAR OBSTACLE PADA TUBE BANKS FIN HEAT EXCHANGER TERHADAP KARAKTERISTIK ALIRAN DAN PERPINDAHAN PANAS**

Nama Mahasiswa : Nanang Romandoni  
NRP : 2113 202 008  
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M. Eng.

## **ABSTRAK**

*Tube banks fin heat exchanger* merupakan alat yang diaplikasikan untuk mentransfer panas dari *liquid-to-air* atau *refrigerant-to-air*. Peningkatan transfer panas dalam alat ini terus dikembangkan yaitu menggunakan *obstacle*. Penggunaan *obstacle* selain meningkatkan *heat transfer* juga berkorelasi dalam peningkatan *pressure drop*. Oleh karena itu, perlu dilakukan penelitian untuk mengoptimalkan penggunaan *obstacle*.

Analisa numerik secara 2D dilakukan untuk memperoleh karakteristik aliran dan perpindahan panas pada *tube banks fin heat exchanger* tersusun *staggered* yang menggunakan *rectangular obstacle*. Dalam penelitian ini, kombinasi optimal antara *circumferential angle* ( $\alpha$ ) dan *radial distance* ( $R_1/D$ ) dari *obstacle* dievaluasi secara numerik menggunakan CFD code Fluent. Parameter optimasi yang digunakan dalam penelitian ini adalah *Performance Evaluation Criteria* (PEC). Variasi dilakukan pada  $\alpha=30^0-40^0$  dan  $R_1/D=0,66-0,90$  dengan  $Re_D=4000$ .

Hasil penelitian mengindikasikan bahwa variasi  $\alpha$  dan  $R_1/D$  dari *rectangular obstacle* secara signifikan mampu meningkatkan *average Nusselt number* dan *pressure drop*. Faktor peningkatan *average Nusselt number* dan *pressure drop* tersebut antara lain disebabkan oleh *blockage effect* dari *tube* dengan *rectangular obstacle* di *rear tube* dan *nozzle effect* dari konfigurasi *rectangular obstacle* di *centerline mainstream*. Ini berkontribusi terhadap berkurangnya *wake region size* dan meningkatnya kecepatan aliran yang menuju *tube row 2* dan *3*. Jika ditinjau dari *trend* grafik *average Nusselt number*, *pressure drop*, *London area goodness factor*, dan *JF factor* maka dapat ditentukan bahwa kombinasi optimal dari penggunaan *rectangular obstacle* pada *tube banks* tersusun *staggered* adalah  $\alpha=30^0$  dengan  $R_1/D=0,66$ .

**Kata kunci:** Simulasi numerik, optimalisasi, *rectangular obstacle*, dan *tube banks fin heat exchanger*

# **THE EFFECT OF CIRCUMFERENTIAL ANGLE AND RADIAL DISTANCE RECTANGULAR OBSTACLE ON FLOW PATTERN AND HEAT TRANSFER CHARACTERISTIC IN TUBE BANK FIN HEAT EXCHANGERS**

Student Name : Nanang Romandoni  
Student Number : 2113 202 008  
Academic Advisor : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M. Eng.

## **ABSTRACT**

Tube bank fin heat exchangers are commonly used to heat transfer from liquid to air or refrigerant to air. Improving the heat transfer ability of tube bank fin heat exchangers can be developed by obstacle. In addition to increasing the heat transfer, obstacle is also contributed on pressure drop. Therefore, it is continually needed to research of heat transfer performance in tube bank fin heat exchangers.

The effects of obstacle on flow pattern and heat transfer characteristic in tube banks staggered arrangement are investigated using computational fluid dynamics (CFD) method code Fluent. The numerical involved two-dimensional flow and conjugate heat transfer in the computational domain, which was set up to model the entire flow channel in the air flow direction. In this study, optimal combination both circumferential angle ( $\alpha$ ) and radial distance ( $R_1/D$ ) rectangular obstacle are analyzed from point of view of Performance Evaluation Criteria. Variations are performed on Reynold number (based on tube diameter) at 4000, the circumferential angle from 30 to 45 degree, and radial distance from 0,66 to 0,90.

The results indicates that the enhanced configurations  $\alpha$  and  $R_1/D$  of rectangular obstacles can be significantly increased average Nusselt number and pressure drop. Factors increased in average Nusselt number and pressure drop are partly due to the blockage effect of a tube with a rectangular obstacle in the rear tube and nozzle configurations effect of rectangular obstacle in mainstream centerline. This contributes to reduction of wake region size and the increase of velocity into the tube row 2 and 3. It was found that the rectangular obstacle with circumferential angle of 30 degree and a radial distance of 0,66 provides the best integrated performance over the Reynolds number computed.

**Keywords:** Numerical simulation, optimization, rectangular obstacle, and tube banks fin heat exchanger

## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah swt. yang telah menghamparkan rahmat-Nya dengan penuh berkah sehingga penulis dihidayahkan berupa kemudahan dalam penyusunan tesis ini. Shalawat dan salam terlimpahkan kepada *Kanjeng* Nabi Muhammad saw. beserta keluarganya yang menjadi inspirator penulis dalam menjalankan aktivitas. Tentunya, karya tulis berupa tesis ini dapat terselesaikan berkat dukungan dari berbagai pihak baik secara moriil maupun materiil. Secara khusus, penulis ingin menyampaikan rasa terimakasih dan penghargaan pada :

1. Ibu penulis, mbok Wiji Astuti yang selalu mendampingi penulis disaat *kejedug*-nya akal pikiran, merosotnya *ghirah*, dan menghilangnya rasa optimisme dalam menghadapi masalah. Yang dengan setiap tindakannya menuntun penulis, untuk mengharfiahkan makna dari setiap perilakunya.  
Bapak penulis, pak Bolo yang mendidik dan mengajar penulis, bukan dengan tulisan yang dieja satu persatu melainkan dengan permaknaan dari simbol-simbol *panguripan*, sehingga memungkinkan penulis untuk *iqro'* dan berfikir dalam mengambil hikmah akan setiap kata yang terucap melalui tuturnya.  
Adik penulis, Rifi Damayanti, dengan keunikan metode motivasinya, yang aneh jika ditinjau dari hubungan perkakak-adikan, senantiasa mendorong penulis untuk aktif dan sinergi dengan *research* berkat racikan-racikan bumbu masak untuk kami yaitu *simbah*, *mbok'e*, dan *pak'e*.
2. Prof. Prabowo *sensei* yang menuntun penulis dalam pelaksanaan *research*, men-*support* penulis untuk memunculkan *performance* terbaik, dan sabar saat dijadikan penulis sebagai guru pembimbing baik dalam diskusi maupun bertukar fikiran untuk pelaporan *research* ini.
3. Prof. Sutardi, Dr. Budi Kukuh K.W., Dr. Wawan Aries W., Ary Bachtiar K.P., Ph.D., dan Bambang Arip D., Ph.D., selaku dosen penguji proposal dan tesis, yang telah memberikan kritikan kepada penulis dari segi penulisan maupun pembahasan sehingga terwujudnya penelitian yang relevan dengan



perkembangan ilmu pengetahuan dibidang *fluid mechanics, thermodynamics,* dan *heat transfer*.

4. Dwi Heru S., M.T., Indra Herlamba S., M.T., Dr. Moch. Cholik, Dr. Aisyah Endah P., dan Warju, M.T., yang menjadi guru penulis saat kuliah pada jenjang Sarjana di Teknik Mesin Unesa dan *men-support* penulis untuk melanjutkan *study* Magister di Teknik Mesin ITS.
5. Teman-teman RKE 13 se-penasiban diantaranya Pak Jendral Sudirman, Pak Setyo, Mas Suliono, Uda Dory, Bang Arif, Cak Masykur, Dio, Mak Intan, Mak Eky, Mak Novi, Mak Dini, Mak Indah, Mak Wulan, Mak Nisa, Mpok Atik, Mpok EsthiDSM, dan Mas SastroDSM yang memberikan semangat unik kepada sesamanya untuk memperjuangkan momen kebersamaan yang ke-112.
6. Pak Subejo yang telah sabar kepada penulis untuk meminjamkan ruangan A301 di hari *non-effective* yaitu sabtu dan minggu, saat-saat genting tuntutan dari *sensei* menunggu, yang penulis jadikan tempat *research* dan di-*nisbat*-kan menjadi BASCOMP bersama teman *mikir* Pak Jendral Sudirman.
7. Kang Heri Sumarno Putro, pelopor semangat muda penulis, yang selalu mengekspresikan “*Ing Ngarso Sung Tulodho, Ing Madyo Mangun Karso, Tut Wuri Handayani*”.
8. Mas Serman Prayogi yang berkenan untuk menjadi *reviewer* dalam setiap penulisan mode *English* dari penulis.
9. Kawan-kawan UKKI Unesa 2008 diantaranya Mas Samsudin, Dedy, Alil Mafahir, Feryanto, Tamam, Yusuf Sobakhi, Hery Sur, Syah Nanda, Fiktor, Taufik, Very Andrea, Mbak Irma, Mbak Puji, Mbak Arin, Mbak Weny, Mbak Iza, Mbak Witri, Mbak Dati yang “menyuruh” penulis untuk segera meng-*khatam*-kan *study*. Dan juga teman-teman 2009: Ahmad Burhan, Haris Prajaka, Johan Chandra, Badrul, As’ad, Sugeng, Wahib, Yusuf Anshori, Yusuf Wongso, Dita, dan Ilmi; 2010: Rahmat Teja Yankumara, Faris, Abdulloh Idris, Mualifin, Choirul Rofiq, Kholiqul Latif, Miftahul ulum, Frana Hadi, Heru, dan Tajudin Baihaqi; 2011: Ali Nur ikhsan, Amir, Aris, Khoriri, Zidni Anshori, Khobir, Lutfi, Faiq, Zia, dan Ridho yang secara *implicit* mampu mengubah paradigma penulis tentang sistematika berfikir.

10. *Konco-konco luru asem dan langen kali* seperti Gendro, Mas Cipex, Emen, Si-dul, Gus Nang, Mbah Tarom, Mbah Ndung, Heru Setyo, Heru Kancil, Hadi Saphari, Kang Kyai Edi Sutrisno, dan *konco-konco wedok* seperti Dila, Elis, Ela, Siti Rokhayah, Ismiati, Diah, Nurkhayati, Erna, serta Wiwin yang memantapkan penulis untuk terus berceria ☺.
11. Komunitas JIBEG'S (*Just Insting Before Error Generations*) diantaranya Komandan Gayuh, Pak Ketua Wahid, Pak Guru Helmi, Pak Guru Aris, Pak Kyai Wasianto, dan Bu Guru Erlis yang senantiasa mendorong penulis untuk menjaga tali silaturahmi antar sesama.
12. Penghuni kontrakan Jendral BS221 diantaranya drh. Thohawi, drh. Faris, dr. Ilham, drh. Deny, drh. Wahyu, drh. Anton, drh. Body, drh. Rama, drh. Taufik, drh. Hataka, Arsa, Angga, Ibaz, Nadzar, Adit, Aji, Shofa, Akbar, dan Sandy yang menemani penulis disaat suntuk dalam penulisan *research*, dan meng-*ujug ujug* penulis untuk segera melanjutkan kehidupan selanjutnya.
13. Direktorat Jendral Pendidikan Tinggi (DIKTI) melalui Beasiswa Program Pendidikan Pascasarjana Dalam Negeri (BPPDN) yang telah membiayai *study* Megister penulis hingga lulus di Teknik Mesin Fakultas Teknik Industri ITS.

Tentunya masih banyak pihak yang turut berjasa dalam penyelesaian tesis ini, yang tidak mungkin penulis sebutkan satu persatu. Oleh karena itu, terima kasih atas segalanya. Akhirnya kepada Allah swt. penulis memohon semoga apa yang penulis peroleh, mendapat ridha-Nya dan menjadi ilmu yang berkah dan bermanfaat untuk sesama. Amiin.

Surabaya, Juli 2015

Penulis,

Nanang Romandoni



## DAFTAR SIMBOL

$a$	<i>Semi-major diameter of oval tube (m)</i>
$b$	<i>Semi-minor diameter of oval tube (m)</i>
$C_p$	<i>Fluid heat capacity (<math>\text{J kg}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}</math>)</i>
$D_o$	<i>Tube outside diameter (m)</i>
$D_h$	<i>Diameter hydraulic (m)</i>
$f$	<i>Fanning friction factor</i>
$G_{\max}$	<i>Mass flow rate maximum (<math>\text{Kg s}^{-1}</math>)</i>
$h$	<i>Convective heat transfer coefficient (<math>\text{W m}^{-2} \text{ K}^{-1}</math>)</i>
$H$	<i>Fin spacing (mm)</i>
$j$	<i>Colburn factor</i>
$k_f$	<i>Thermal conductivity of fluids (<math>\text{W m}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}</math>)</i>
$l$	<i>Length of VGs (mm)</i>
$L$	<i>Flow length, <math>L=3S_L</math> (mm)</i>
$N$	<i>Total jumlah tube</i>
$N_T$	<i>Jumlah tube ke arah transverse</i>
$Nu$	<i>Nusselt number</i>
$Nu_m$	<i>average Nusselt number</i>
$P$	<i>Pressure (Pa)</i>
$Pr$	<i>Prandtl number, <math>Pr=C_p\mu/k</math></i>
$r_D$	<i>Tube outer radius (mm)</i>
$r_{VG}$	<i>Curved winglet base arc radius (mm)</i>
$Re_{Dh}$	<i>Reynold number based on hydraulic diameter <math>Re_{Dh}=V_{in} D_h/\nu</math></i>
$s/z$	<i>Minimum distance of the winglet pair (mm)</i>
$S_L$	<i>Longitudinal pitch (mm)</i>
$S_T$	<i>Transverse pitch (mm)</i>
$P_L$	<i>Longitudinal tube pitch (<math>S_L/D</math>)</i>
$P_T$	<i>Transverse tube pitch (<math>S_T/D</math>)</i>
$T$	<i>Temperature (<math>^\circ\text{C}</math>)</i>
$T_b$	<i>Bulk mean temperature (<math>^\circ\text{C}</math>)</i>

$T_p$	<i>Fin spacing (mm)</i>
$U_s$	<i>Nondimensional axial velocity (<math>u_s/u_0</math>)</i>
$V_{in}$	<i>Inlet frontal velocity (<math>m\ s^{-1}</math>)</i>
$w$	<i>Weight of VGs (mm)</i>
$u, v, w$	<i>Velocity of air stream along <math>x, y, z</math> coordinat (<math>m\ s^{-1}</math>)</i>
$x, y, z$	<i>Coordinate (m)</i>
$u_\tau$	<i>Skin friction velocity (m/s)</i>
$x_i$	<i>Cartesian coordinate in <math>i</math>-direction (<math>i=1, 2, 3</math>) (m)</i>
$R_l/D$	<i>Radial distance</i>
$\Delta P$	$P_{in}-P_{out}$ (Pa)
$\Delta T_{lmtd}$	<i>Log mean temperature difference (K)</i>
$\Delta X$	<i>Streamwise distance (mm)</i>
$\Delta Y$	<i>Spanwise distance (mm)</i>

*Greek symbol*

$\alpha$	<i>Circumferential angle obstacle (degree)</i>
$\theta$	<i>Vortex generators span angle (degree)</i>
$\mu$	<i>Dynamic viscosity (<math>kg\ m^{-1}\ s^{-1}</math>)</i>
$\nu$	<i>Kinematic viscosity (<math>m^2\ s^{-1}</math>)</i>
$\rho$	<i>Density (<math>kg\ m^{-3}</math>)</i>
$\varphi$	<i>Tube diameter (mm)</i>
$\tau$	<i>Shear stress (<math>N\ m^{-2}</math>)</i>

*Subscript*

a	<i>air</i>
f	<i>fin</i>
i/in	<i>inlet</i>
o	<i>outlet</i>
s	<i>surface</i>
w	<i>wall</i>
x	<i>local</i>

## DAFTAR ISI

	Halaman
HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN .....	i
ABSTRAK .....	ii
<i>ABSTRACT</i> .....	iii
KATA PENGANTAR .....	iv
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR TABEL.....	ix
DAFTAR GAMBAR .....	x
DAFTAR SIMBOL.....	xii
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Identifikasi Masalah .....	4
1.3 Perumusan Masalah .....	5
1.4 Batasan Masalah.....	5
1.5 Tujuan Penelitian .....	6
1.6 Manfaat Penelitian .....	6
BAB II KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI.....	7
2.1 Kajian Pustaka.....	7
2.1.1. Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas pada <i>Tube Banks Fin Heat Exchanger</i> Menggunakan VGs.....	7
2.1.2. Optimalisasi Penggunaan VGs dengan <i>PEC</i> .....	14
2.2 Dasar Teori.....	18
2.2.1. <i>Tube Banks Fin Heat Exchanger</i> .....	18
2.2.2. Perumusan Matematis <i>Fluid Flow</i> dan <i>Heat Transfer</i> <i>Performance</i> .....	21
2.2.3. Model Turbulensi <i>RNG k-ε</i> .....	23

BAB III METODA PENELITIAN .....	27
3.1 Objek Penelitian .....	27
3.2 Metode Penelitian.....	29
3.2.1 <i>Pre-processing</i> .....	29
3.2.2 <i>Processing</i> .....	31
3.2.3 <i>Post-processing</i> .....	32
3.2.4 <i>Flowchart</i> .....	33
 BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN .....	 35
4.1 <i>Grid Independency</i> dan Validasi Numerik.....	35
4.2 Efektivitas <i>Obstacle</i> dalam Mereduksi <i>Wake Region Size</i> .....	36
4.3 Pengaruh Parameter <i>Circumferential Angle</i> dari <i>Rectangular Obstacle</i> Terhadap Distribusi <i>Local Nu</i> dan <i>Velocity</i> di Permukaan <i>Tube</i> .....	41
4.4 Pengaruh Parameter <i>Radial Distance</i> dari <i>Rectangular Obstacle</i> Terhadap Distribusi <i>Local Nu</i> dan <i>Velocity</i> di Permukaan <i>Tube</i> .....	45
4.5 <i>Heat Transfer Performance</i> .....	48
 BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	 55
5.1 Kesimpulan.....	55
5.2 Saran.....	55
 DAFTAR PUSTAKA .....	 57

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Variasi parameter geometri CRVGs .....	15
Tabel 2.2	Konstanta untuk persamaan 2.1 pada <i>tube banks</i> .....	19
Tabel 2.3	<i>Correction factor</i> ( $C_2$ ) untuk persamaan 2.6 pada $N_L < 20$ ( $Re_{D,max} \geq 10^3$ ), <i>tube</i> tersusun <i>staggered</i> .....	19
Tabel 3.1	Dimensi dari Geometri <i>tube banks fin heat exchanger</i> dan <i>rectangular obstacle</i> .....	27
Tabel 3.2	Variasi parameter geometri <i>rectangular obstacle</i> .....	29
Tabel 3.3	<i>Value</i> dari <i>Boundary condition</i> .....	32
Tabel 3.4	<i>Properties</i> udara dan <i>copper</i> .....	32
Tabel 4.1	<i>Grid independency</i> .....	35
Tabel 4.2	Perbandingan hasil dari simulasi numerik secara 2D dan 3D.....	52

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Skema konfigurasi <i>fin</i> dan <i>tube heat exchanger</i> dengan VGs: (a) dimensi dan posisi VGs dan (b) <i>computational domain</i> .....	8
Gambar 2.2	<i>Velocity vectors</i> pada <i>plain fin-tube heat exchanger</i> : (a) geometri <i>plain fin</i> dan (b) VGs dengan $\beta=20^0$ dan $\Lambda=2$ .....	8
Gambar 2.3	<i>Colburn</i> dan <i>friction factor</i> versus $Re_D$ untuk VGs dengan variasi $\beta$ ( $\Lambda=2$ ): (a) $j$ vs. $Re_D$ , (b) $f$ vs. $Re_D$ , dan (c) $j/f$ vs. $Re_D$ .....	9
Gambar 2.4	<i>Streamlines</i> dan distribusi temperatur pada $Re = 600$ , <i>tube</i> tersusun <i>staggered</i> .....	10
Gambar 2.5	Kontur temperatur pada <i>louvered fin</i> saat $V_{in}=5.25$ m/s yang diambil dari beberapa posisi berdasarkan <i>fin spacing</i> (s), $\Delta y=-15$ s di bawah permukaan <i>fin</i> , $\Delta y=50$ s di tengah <i>channel</i> , dan $\Delta y=15$ s di atas permukaan <i>fin</i> .....	11
Gambar 2.6	Skema konfigurasi geometri dan <i>computational domain</i> dari <i>tube banks</i> tersusun <i>inlined</i> dengan RWP.....	12
Gambar 2.7	<i>Heat transfer performance</i> RWPs: (a) $h_{air}$ vs. $Re$ , (b) $\Delta P$ vs. $Re$ , dan $j/f$ vs. $Re$ .....	14
Gambar 2.8	Konfigurasi geometri: (a) <i>flow passage</i> , (b) <i>circular tube bank fin heat exchanger</i> , dan (c) parameter dan posisi CRVGs .....	15
Gambar 2.9	<i>Fin</i> menggunakan CRVGs: (a) $Nu_m$ dan $f$ vs. $Re_D$ dan (b) $Se_s$ vs. $X$ .....	16
Gambar 2.10	<i>Heat transfer performance</i> : (a) $JF$ vs. $\beta$ dan (b) $JF$ vs. $r_{vg}/r_D$ .....	17
Gambar 2.11	<i>Tube</i> tersusun <i>staggered</i> .....	18
Gambar 3.1	Konfigurasi <i>tube banks fin heat exchanger</i> tersusun <i>staggered</i> menggunakan <i>rectangular obstacle</i> .....	27
Gambar 3.2	Dimensi geometri <i>tube banks fin heat exchanger</i> tersusun <i>staggered</i> : (a) <i>baseline</i> , (b) menggunakan <i>obstacle</i> , dan (c) <i>geometry obstacle</i> .....	28
Gambar 3.3	<i>Meshing surface</i> dengan <i>quadrilateral map</i> pada <i>tube banks baseline</i> .....	30
Gambar 3.4	<i>Boundary condition</i> pada <i>computational domain</i> : (a) <i>baseline</i> dan (b) menggunakan <i>obstacle</i> .....	31

Gambar 3.5	<i>Flowchart</i> penelitian menggunakan CFD code Fluent.....	33
Gambar 4.1	Validasi hasil numerik pada <i>baseline</i> .....	35
Gambar 4.2	<i>Meshing quadrilateral map</i> pada <i>tube banks</i> dengan <i>rectangular obstacle</i> ( $\alpha=30^0$ dan $R_1/D=0,66$ ).....	36
Gambar 4.3	Perbandingan <i>contour velocity</i> dengan dan tanpa <i>rectangular obstacle</i> pada $\alpha=30^0$ dan $Re_D=4000$ ; (unit: m/s) .....	38
Gambar 4.4	Perbandingan <i>contour velocity</i> dengan dan tanpa <i>obstacle</i> pada $R_1/D=0,66$ dan $Re_D=4000$ ; (unit: m/s).....	39
Gambar 4.5	Perbandingan <i>contour temperature</i> dengan dan tanpa <i>obstacle</i> di <i>tube row 1</i> pada $Re_D=4000$ ; (unit: K) .....	41
Gambar 4.6	$Nu_\theta$ vs. $\theta$ dan $V_\theta$ vs. $\theta$ pada $R_1/D=0,66$ : (a dan b) <i>tube row 1</i> , (c dan d) <i>tube row 2</i> , dan (e dan f) <i>tube row 3</i> .....	42
Gambar 4.7	Perbandingan <i>velocity streamline</i> dengan variasi $\alpha$ dari <i>rectangular obstacle</i> pada $R_1/D=0,66$ dan $Re_D=4000$ .....	45
Gambar 4.8	$Nu_\theta$ vs. $\theta$ dan $V_\theta$ vs. $\theta$ pada $\alpha=40^0$ : (a dan b) <i>tube row 1</i> , (c dan d) <i>tube row 2</i> , dan (e dan f) <i>tube row 3</i> .....	46
Gambar 4.9	Perbandingan <i>velocity streamline</i> dengan dan tanpa <i>rectangular obstacle</i> pada $\alpha=30^0$ dan $Re_D=4000$ . .....	48
Gambar 4.10	$Nu_m$ dan $\Delta P$ vs. variasi geometri $\alpha$ dan $R_1/D$ .....	49
Gambar 4.11	<i>Heat transfer performance</i> : (a) $JF$ vs. variasi $\alpha$ dan $R_1/D$ dan (b) $j/f$ vs. variasi $\alpha$ dan $R_1/D$ .....	50
Gambar 4.12	Perbandingan <i>contour velocity</i> di <i>rear tube row 1</i> dengan dan tanpa VGs pada $x=17$ mm.....	53



# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1. Latar Belakang

*Tube banks fin heat exchanger* merupakan alat yang diaplikasikan untuk mentransfer panas dari *liquid-to-air* atau *refrigerant-to-air*. Untuk pengaplikasiannya, ini dilakukan dengan menambahkan plat pada permukaan sisi *tube* yang tersusun secara *compact* dengan tujuan untuk meningkatkan *air side heat transfer performance* pada *tube banks fin heat exchanger*. Pengoptimalan *air side heat transfer performance* telah dilakukan diantaranya dengan memvariasikan bentuk plat seperti *wavy fin*, *slit fin*, dan *louvered fin* [1]. Ini dimaksudkan untuk mereduksi *thermal resistance* pada *air side* yang dominan lebih tinggi dibandingkan di dalam *tube*. Namun peningkatan *heat transfer* tersebut berkorelasi dengan meningkatnya *pressure drop*. Oleh karena itu, perlu dikembangkan lebih lanjut yaitu menggunakan *Vortex Generators* (VGs). Bentuk geometri dasar dari VGs adalah *delta wing* dan *winglet*, *rectangular wing* dan *winglet*, dan *trapezoidal winglet* [2]. Penambahan VGs pada *plain fin* dapat dilakukan dengan *embossing*, *stamping*, *punching*, atau *attachment process* pada permukaannya. Prinsip dasar dari VGs adalah untuk menimbulkan *secondary flow* atau *Longitudinal Vortices* (LVs) yang berputar sehingga dapat mengganggu *primary flow* dan meningkatkan *mixing* di area *downstream*. Fenomena ini mampu mereduksi perkembangan *thermal boundary layer* yang dapat mempercepat proses transfer panas dari dinding ke fluida [3,4].

Penelitian untuk mengevaluasi *heat transfer performance* VGs pada *tube banks fin heat exchanger* telah dilakukan menggunakan metode eksperimen dan numerik [5-7]. Hasilnya menyimpulkan bahwa peningkatan *heat transfer performance* berkorelasi dengan meningkatnya *pressure drop*. Akan tetapi, peningkatan *pressure drop* pada kasus ini relatif lebih rendah dibandingkan dengan *slit fin* dan *louvered fin*. Ini dikarenakan VGs secara efektif mengarahkan aliran fluida dari *upstream* menuju *rear tube* untuk

mereduksi *wake region*. Kesimpulan tersebut didukung oleh penelitian Pal *et al.* [8] dan Wu *et al.* [9] yang menemukan bahwa penggunaan *delta winglet* dengan konfigurasi *common flow up* pada *circular tube banks* tersusun *in-lined* dan *staggered* secara signifikan mampu meningkatkan *heat transfer performance*. Ini disebabkan oleh konfigurasi *delta winglet* pada *tube* berbentuk seperti *nozzle* sehingga terjadi penyempitan area aliran yang mengakibatkan *acceleration flow* dan berpotensi untuk menunda *separation point*. Mengarahnya fluida dari *upstream* menuju *rear side tube*, disertai dengan akselerasi aliran, mengakibatkan zona *heat transfer* di *rear side tube* yang rendah dapat direduksi secara optimal.

Lemoudda *et al.* [10] melakukan optimalisasi *angle of attack* ( $\alpha$ ) *delta winglet* pada *plate fin* dan *tube banks heat transfer* menggunakan *Pareto optimal strategy*. Penelitian ini membandingkan *heat transfer performance* antara *tube* tersusun *in-lined* dan *staggered* dengan VGs maupun tanpa VGs. Hasilnya menyimpulkan bahwa menggunakan VGs pada *tube* tersusun *staggered* lebih baik dibandingkan dengan *in-lined*. Selanjutnya Zeng *et al.* [11] dan Gorji *et al.* [12] melakukan studi parameter geometri *heat exchanger* (*fin pitch*, *longitudinal tube pitch*, dan *transverse tube pitch*) dan VGs (*height*, *length*, *position*, dan *angle of attack*) terhadap peningkatan *heat transfer performance* dan *pressure drop*. Hasil penelitian mengindikasikan bahwa efektifitas peningkatan *heat transfer performance* didominasi oleh parameter *height*, *angle of attack*, dan *longitudinal position* dari VGs. Fanny [13] dan Anggiansyah [14] kemudian meneliti pengaruh sudut dan panjang *obstacle* pada *tube banks* tersusun *staggered* terhadap karakteristik  $Nu_m$  dan *pressure drop*. Hasilnya menunjukkan bahwa semakin besar sudut dan panjang *obstacle*,  $Nu_m$  dan *pressure drop* semakin meningkat.

Mengacu dari penelitian sebelumnya, Jang *et al.* [15] menerapkan *Simplified Conjugate-Gradient Method* (SCGM) untuk menemukan kombinasi optimal antara *span angle* ( $\theta$ ) dan *location* ( $L_y$ ) dari VGs tipe *block shape* pada *plate fin tube heat exchanger* dengan konfigurasi *tube* tersusun *staggered*. Parameter optimasi atau *objective function* yang digunakan adalah *maximum area reduction ratio*. Hasilnya menyimpulkan

bahwa semakin tinggi  $Re$  maka  $\theta$  dan  $L_y$  VGs semakin kecil dengan *maximum area reduction ratio* semakin besar. Chu *et al.* [16] memvariasikan *angle of attack* ( $\alpha=15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ , dan  $60^\circ$ ) dan jumlah *tube row* (2, 3, 4, dan 5) pada *oval tube banks fin heat exchanger* tersusun *staggered*. Penelitian yang dilakukan secara simulasi numerik tersebut mendapatkan *heat transfer performance* optimal pada konfigurasi *common flow down* dengan  $\alpha=15^\circ$  dan jumlah *tube row* 2. Selanjutnya Ramadhan [17] dan Leu *et al.* [18] meneliti secara eksperimen dan numerik untuk memperoleh kombinasi optimal antara  $\alpha$  dan *position* dari VGs. Untuk kasus *oval tube banks* tersusun *staggered*, hasil kombinasi optimal antara  $\alpha$  dan *position* diperoleh pada  $\alpha=30^\circ$  dengan *position* ( $\Delta X/a=1$  dan  $\Delta Y/b=1,15$ ) dan  $\alpha=45^\circ$  dengan *position* ( $\Delta X/a=\Delta Y/b=1$ ). Sedangkan untuk kasus *circular tube banks* tersusun *in-lined*, diperoleh sudut yang optimal yaitu  $\alpha=45^\circ$  dengan  $\Delta X/r=1,36$  dan  $\Delta Y/r=0,8$ . Selain itu optimasi untuk meningkatkan *heat transfer performance* dari *tube banks fin heat exchanger* terus dikembangkan seperti kombinasi antara *louvered fin* dengan *delta winglet*, penambahan jumlah *delta winglet* pada *plain fin*, dan variasi bentuk dari VGs [19-21]. Akan tetapi, kompleksitas geometri dari VGs juga perlu dipertimbangkan terkait efektifitas dan efisiensi dari proses *manufacturing* di industri.

Tujuan dari pendesainan *heat exchanger* adalah untuk memperoleh hasil yang efektif dalam mentransfer panas dengan biaya terjangkau dalam pembuatannya. Namun, peningkatan *heat transfer* selalu berkorelasi dengan meningkatnya *pressure drop* secara konsisten sehingga diperlukan desain yang berbeda dengan memvariasikan beberapa parameter pada *heat exchanger*. Penelitian yang dilakukan secara eksperimen untuk mengoptimalkan penggunaan VGs pada *heat exchanger* cenderung mahal dan membutuhkan waktu yang relatif lama. Ini dikarenakan banyaknya parameter geometri yang terlibat seperti *angle of attack*, *height*, *width*, *length*, dan *position* dari VGs. Oleh karena itu, pendekatan secara numerik untuk mengoptimalkan konfigurasi VGs dengan variasi parameter geometri perlu diupayakan. Ini dilakukan untuk mempermudah dalam mendapatkan *heat transfer* yang optimal dengan *pressure drop* yang relatif rendah. Salviano *et*

al. [22] memaparkan bahwa penelitian untuk optimalisasi penggunaan VGs secara *Direct Optimization (Computational Fluids Dynamic (CFD) code Fluent)* menunjukkan hasil yang lebih baik dibandingkan *Response Surface Methodology*. Penelitian yang bertujuan untuk memperoleh kombinasi optimal antara *postion* dan *angle of attack* dari VGs tersebut dievaluasi menggunakan *Performance Evaluation Criteria (PEC)*.

Dari tinjauan literatur yang telah dilakukan, penggunaan VGs secara umum dapat disimpulkan memiliki peran penting dalam peningkatan *heat transfer performance* pada *tube banks fin heat exchanger*. Namun, penambahan VGs dalam konfigurasi *tube banks* berkontribusi untuk meningkatkan *pressure drop* sehingga perlu dilakukan optimasi dalam penggunaannya. Untuk itu, dalam penelitian ini akan dilakukan optimasi penggunaan VGs dengan variasi-variasi yang dominan dalam penelitian sebelumnya sehingga diperoleh penggunaan VGs yang optimal.

## 1.2. Identifikasi Masalah

Beberapa penelitian sebelumnya yang telah ditinjau dalam latar belakang menunjukkan bahwa konfigurasi *common flow down* dari VGs pada kasus *tube* tersusun *staggered* merupakan kombinasi yang optimal dalam meningkatkan *heat transfer* dan reduksi *pressure drop* [10]. Selanjutnya, pada referensi [11-14] mengidentifikasi bahwa *circumferential angle* dan *radial distance* dari VGs memberikan pengaruh yang signifikan terhadap peningkatan *pressure drop*. Hasil tersebut didukung oleh penelitian selanjutnya [15-18] yang menginspirasi untuk mengoptimalkan *circumferential angle* dan *radial distance* VGs ditinjau dari *heat transfer performance* dan *pressure drop* yang dihasilkan. Akan tetapi, optimasi yang telah dilakukan berfokus pada VGs tipe *delta winglet*, *oval tube heat exchanger*, *low Re*, dan konfigurasi *tube* tersusun *in-lined*.

Jika dianalisa dari *thermal hydraulic performance* yang diperoleh, *delta winglet* menunjukkan performa lebih baik dibandingkan *rectangular winglet* [21]. Akan tetapi, jika ditinjau dari segi *manufacturing*, *rectangular winglet* memiliki bentuk yang lebih sederhana dibandingkan VGs lainnya. Oleh

karena itu, dasar tersebut yang memotivasi peneliti untuk melakukan optimasi penggunaan *rectangular winglet* pada *tube banks fin heat exchanger* tersusun *staggered*. Mengacu dari penelitian sebelumnya [13,14] yang telah memvariasikan *circumferential angle* dan *length* dari *obstacle* berbentuk *rectangular*, penelitian ini akan memvariasikan *circumferential angle* dan *radial distance* dari *obstacle* berbentuk *rectangular*. Kombinasi optimal akan diperoleh dengan simulasi numerik secara 2 Dimensi (2D) menggunakan CFD code Fluent [23] dengan PEC [22] sebagai parameter optimasinya.

### 1.3. Perumusan Masalah

Dari identifikasi masalah yang telah dilakukan, bersumber dari tinjauan referensi tentang pengaruh penggunaan *obstacle* terhadap *heat transfer performance* dan *pressure drop* maka dapat dituliskan rumusan masalah sebagai berikut.

- a. Bagaimanakah pengaruh penggunaan *obstacle* berbentuk *rectangular* dengan variasi *circumferential angle* ( $\alpha$ ) dan *radial distance* ( $R_1/D$ ) terhadap karakteristik aliran dan perpindahan panas pada *tube banks fin heat exchanger* tersusun *staggered*?
- b. Bagaimanakah kombinasi yang optimal antara *circumferential angle* ( $\alpha$ ) dan *radial distance* ( $R_1/D$ ) pada *tube banks fin heat exchanger* tersusun *staggered*?

### 1.4. Batasan Masalah

Untuk memperjelas ruang lingkup dan analisa dalam penelitian yang akan dilakukan, maka dirumuskan batasan masalah sebagai berikut.

- a. Simulasi numerik dilakukan secara 2D karena pengaplikasiannya lebih sederhana dibandingkan 3D. Ini dimaksudkan bahwa tingkat kompleksitas aliran yang melintasi *tube banks* secara 2D lebih kecil dibandingkan dengan 3D (aliran *orthogonal*). Selain itu, data yang diperoleh dari simulasi numerik 2D cukup akurat untuk menginterpretasikan keuntungan penggunaan *obstacle* yang berorientasi pada pengoptimalan konfigurasi *obstacle*.

- b. Perkembangan *thermal boundary layer* di permukaan *tube* yang mempengaruhi *convective heat transfer coefficient* tidak dibahas secara spesifik dalam penelitian ini.

### **1.5. Tujuan Penelitian**

Adapun tujuan dari penelitian ini dipaparkan sebagai berikut.

- a. Untuk mengevaluasi pengaruh penggunaan *obstacle* berbentuk *rectangular* dengan variasi *circumferential angle* ( $\alpha$ ) dan *radial distance* ( $R_1/D$ ) terhadap karakteristik aliran dan perpindahan panas pada *tube banks fin heat exchanger* tersusun *staggered*.
- b. Untuk memperoleh kombinasi yang optimal antara *circumferential angle* ( $\alpha$ ) dan *radial distance* ( $R_1/D$ ) pada *tube banks fin heat exchanger* tersusun *staggered*.

### **1.6. Manfaat Penelitian**

- a. Manfaat Ilmiah, yaitu untuk memperoleh kombinasi yang optimal antara  $\alpha$  dan  $R_1/D$  *obstacle* berbentuk *rectangular* pada *tube banks fin heat exchanger* tersusun *staggered*.
- b. Manfaat Praktis, yaitu untuk mengoptimalkan *heat transfer performance* dari *heat exchanger* dengan *pressure drop* yang relatif rendah.

## BAB II

### KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

#### 2.1. Kajian Pustaka

Penelitian tentang karakteristik aliran dan perpindahan panas pada *tube banks fin heat exchanger* menggunakan VGs atau *obstacle* telah dilakukan. Secara *universal*, *obstacle* digunakan untuk meningkatkan *convective heat transfer coefficient* pada *tube banks fin heat exchanger*. Adapun penelitian yang dijadikan sebagai referensi adalah sebagai berikut.

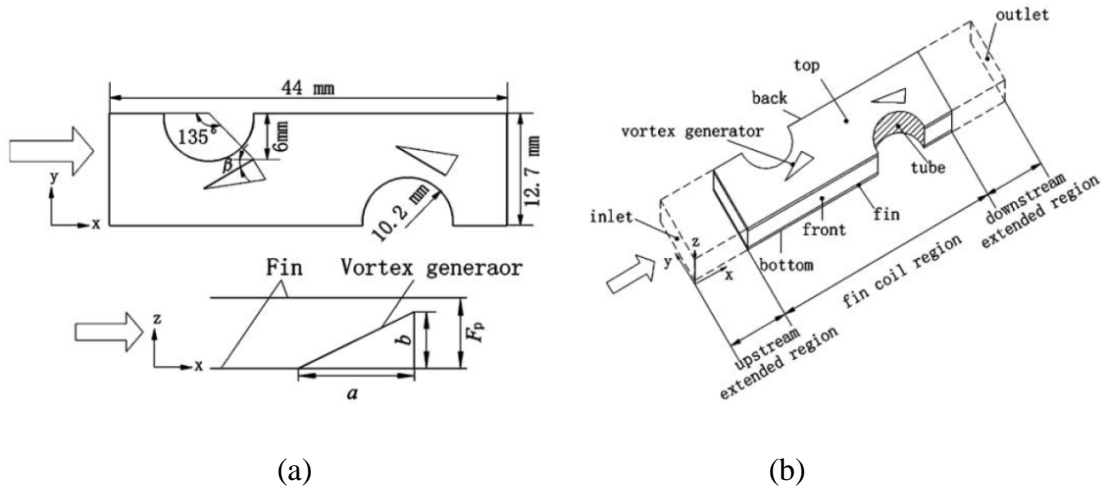
##### 2.1.1. Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas pada *Tube Banks Fin Heat Exchanger* Menggunakan VGs

Prinsip kerja VGs adalah untuk menimbulkan *secondary flow* atau LVs yang dapat mengganggu perkembangan *thermal boundary layer* di area dekat dinding sehingga terjadi peningkatan *heat transfer* dari dinding ke aliran fluida secara *large-scale turbulence* [3,4]. Lei *et al.* [24] meneliti secara numerik penggunaan VGs tipe *delta winglet* pada *fin* dan *tube heat exchanger*. Penelitian menggunakan *software* Fluent tersebut memvariasikan *Reynold number* ( $Re_D$ ) dari 600-2600, *angle of attack* ( $\beta$ ) dari  $10^0$ - $50^0$ , dan aspek ratio ( $\Lambda=b/a$ ) dari 1-4. Adapun geometri dan *computational domain* dari *delta winglet* pada *plain finned-tube heat exchanger* diilustrasikan pada Gambar 2.1. Penelitian ini menggunakan ukuran *height* ( $b$ ) VGs yang konstan yaitu  $0,8F_p$  dengan dimensi  $F_p$  adalah 3,2 mm. Fokus penelitian adalah untuk menganalisa penyebab terjadinya peningkatan *heat transfer* dan *pressure drop* yang selanjutnya digunakan untuk memperoleh kombinasi optimal antara  $\beta$  dan  $\Lambda$  pada *range*  $Re_D$ .

Hasil simulasi berupa *velocity vectors* yang ditunjukkan pada Gambar 2.2 mengilustrasikan bahwa terdapat *recirculation zone* yang luas di area *backward tube*. Fenomena tersebut berkontribusi terhadap menurunnya *heat transfer performance* dari *heat exchanger*. Ketika *delta winglet* dengan konfigurasi *common flow up* ditambahkan pada *plain fin-tube heat exchanger*,

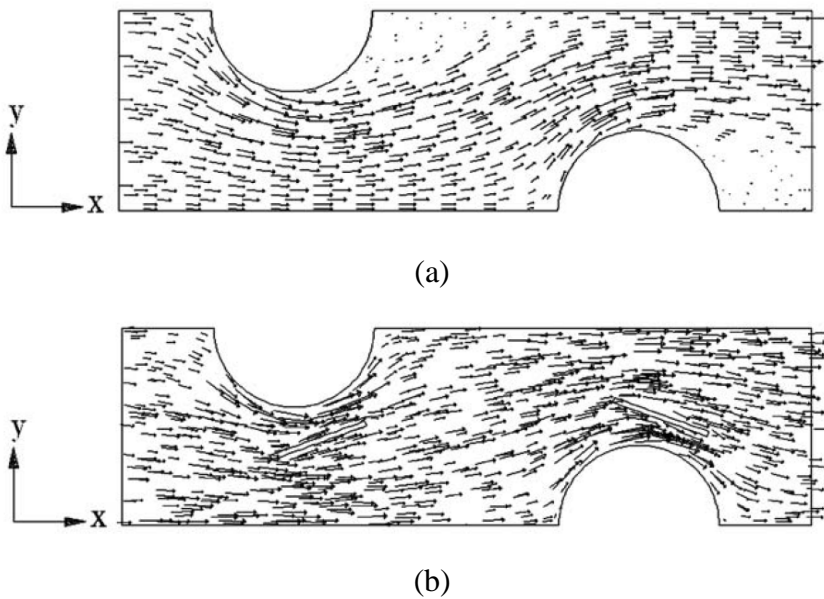


saluran menyerupai *nozzle* terbentuk antara *tube* dan *delta winglet* sehingga terjadi penyempitan luas area aliran.



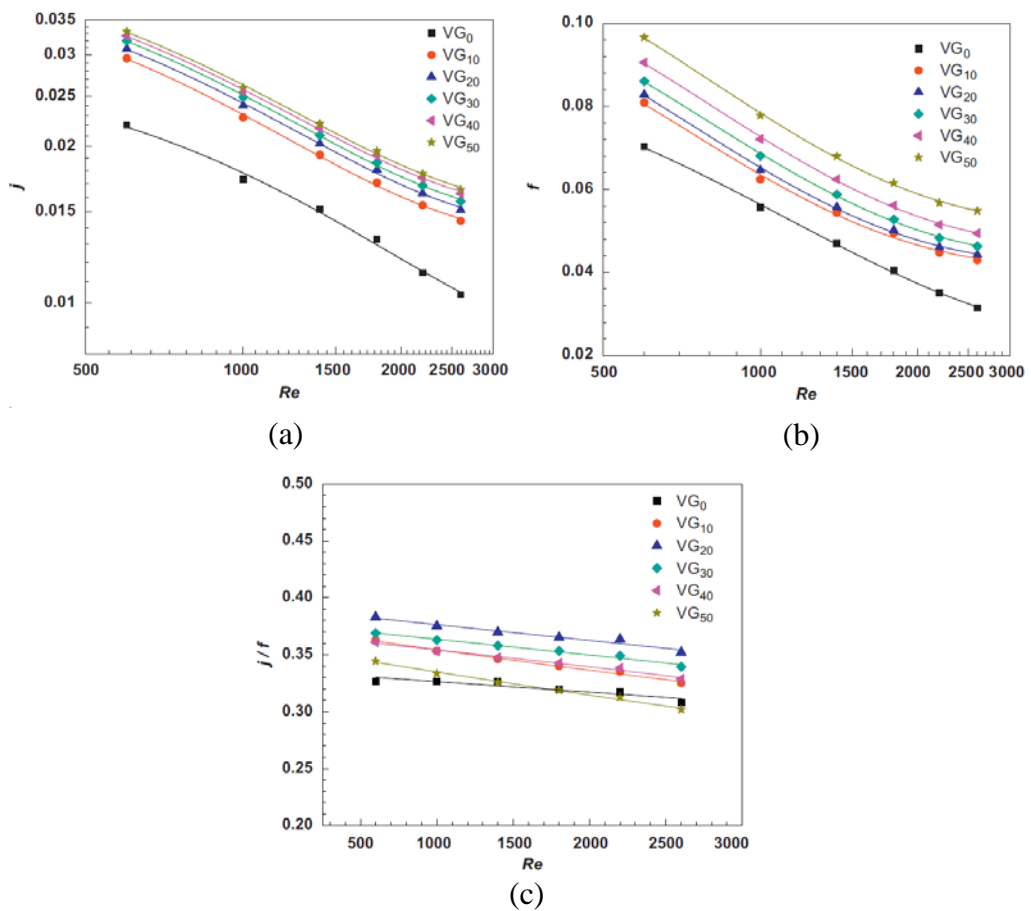
Gambar 2.1 Skema konfigurasi *fin* dan *tube heat exchanger* dengan VGs: (a) dimensi dan posisi VGs dan (b) *computational domain* [24]

Menyempitnya area aliran di dekat *tube* tersebut menyebabkan terjadinya *acceleration flow* yang dapat menunda separasi aliran di *rear side tube*. Ini dapat mereduksi gaya *drag* di *tube* dan meningkatkan *heat transfer rate* karena aliran mengarah ke dalam *recirculation zone* sehingga zona *heat transfer* yang rendah di *wake region* dapat berkurang.



Gambar 2.2 *Velocity vectors* pada *plain fin-tube heat exchanger*: (a) geometri *plain fin* dan (b) VGs dengan  $\beta=20^\circ$  dan  $\Lambda=2$  [24].

Secara kuantitatif, pengaruh variasi  $\beta$  dan  $\Lambda$  yang ditunjukkan pada Gambar 2.3 (a) dan (b) mengidentifikasi bahwa pada  $Re_D$  yang sama, semakin bertambahnya nilai  $\beta$  maka *colburn* ( $j$ ) dan *friction* ( $f$ ) factor semakin meningkat. Ini berkorelasi dengan fenomena aliran yang melintasi *tube* dan *delta winglet* bahwa semakin besar  $\beta$  maka luasan area aliran akan semakin kecil sehingga *acceleration flow* semakin meningkat. Akan tetapi, peningkatan *acceleration flow* tersebut juga diiringi dengan meningkatnya *pressure drop* yang relatif rendah.

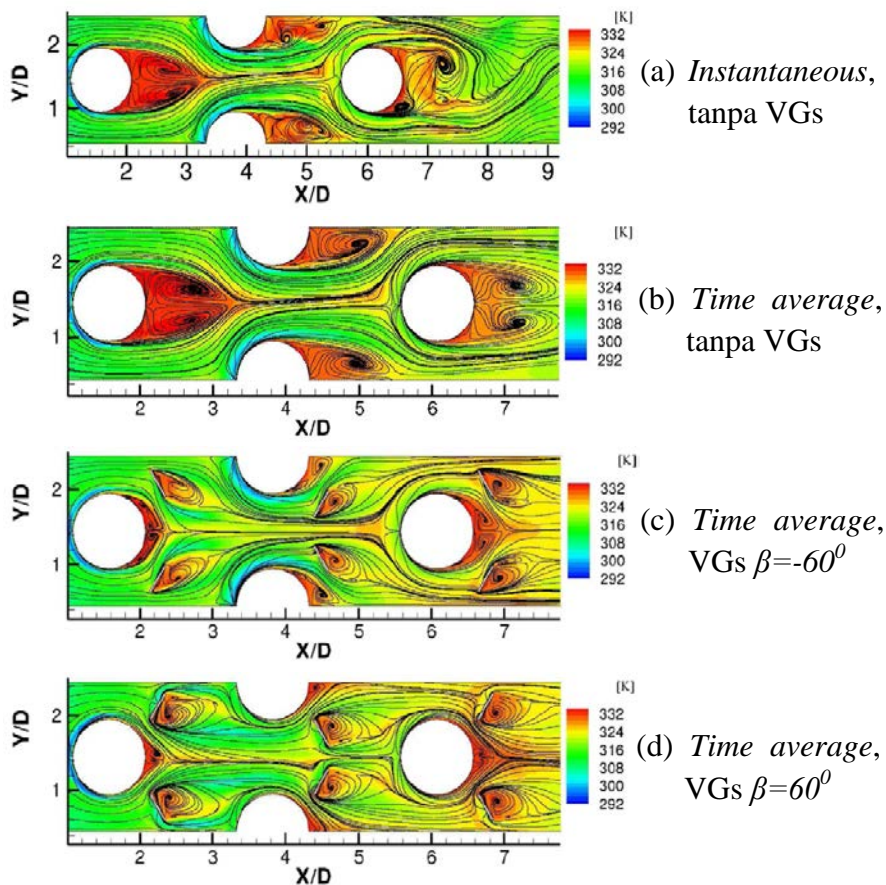


Gambar 2.3 Colburn dan friction factor versus  $Re_D$  untuk VGs dengan variasi  $\beta$  ( $\Lambda=2$ ): (a)  $j$  vs.  $Re_D$ , (b)  $f$  vs.  $Re_D$ , dan (c)  $j/f$  vs.  $Re_D$  [24].

Untuk memperoleh kombinasi yang optimal antara  $\beta$  dan  $\Lambda$ , maka dilakukan evaluasi performa *heat exchanger* menggunakan *London Area-Goodness Factor* ( $j/f$ ). Gambar 2.3 (c) mengilustrasikan grafik  $j/f$  vs.  $Re_D$  dengan  $\beta$  yang berbeda. Dari plot data mengindikasikan bahwa ratio  $j/f$  menurun seiring dengan meningkatnya  $Re_D$  untuk setiap penggunaan *delta*

winglet. Selain itu, peningkatan ratio  $j/f$  untuk penggunaan VGs dengan variasi  $\beta$  relatif kecil dibandingkan dengan tanpa VGs seiring dengan meningkatnya  $Re_D$ . Ini dapat disimpulkan bahwa VGs dengan konfigurasi *common flow up* efektif digunakan pada  $Re_D$  rendah. Sedangkan untuk kombinasi optimal yang didefinisikan sebagai ratio  $j/f$  tertinggi pada rentang  $Re_D$  tersebut diperoleh pada *delta winglet* VGs dengan  $\beta=20^\circ$  dan  $\Lambda=2$ . Kombinasi tersebut dapat meningkatkan  $j$  factor sebesar 35,1-45,2 % dengan peningkatan  $f$  factor sebesar 19,3-34,5%.

Fenomena terjadinya *recirculation zone* pada Gambar 2.2 merupakan interpretasi dari *wake region*. Gambar 2.4 (a) dan (b) menunjukkan bahwa di dalam *wake region*, fluida mengalami *vertical vortices* kemudian terjadi *mixing* yang sangat kecil dengan *mainstream flow* [10].

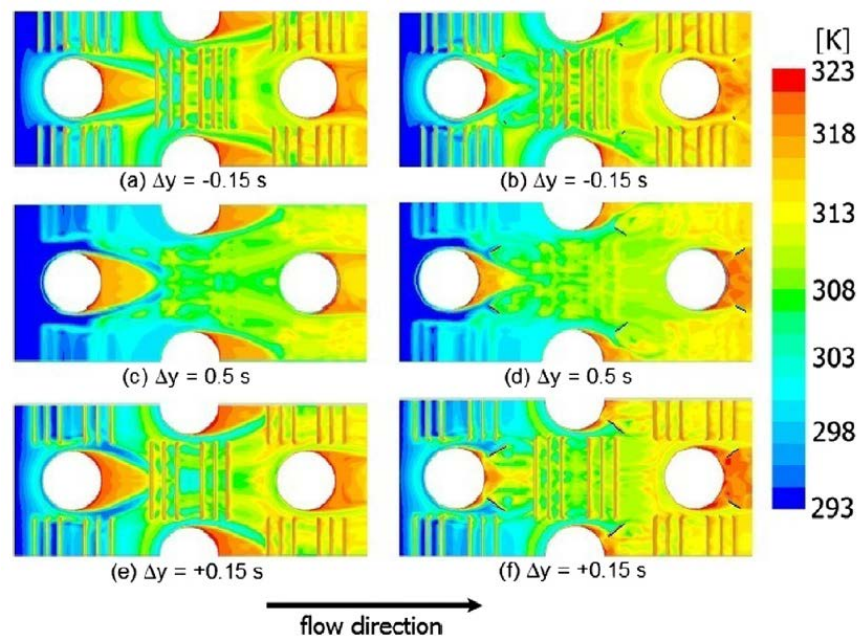


Gambar 2.4 *Streamlines* dan distribusi temperatur pada  $Re = 600$ , *tube* tersusun *staggered* [10].

Karena fluida berada di *wake region* dalam waktu yang relatif lama maka fluida akan mengalami kenaikan temperatur. Ini menyebabkan

perbedaan temperatur yang kecil antara dinding dengan fluida sehingga *heat transfer rate* mengalami penurunan. Rendahnya pencampuran fluida antara *wake region* dengan *main flow* akan berdampak pada menurunnya *overall heat transfer rate*. Fenomena berbeda terjadi saat menggunakan *delta winglet* dengan konfigurasi *common flow up* dan *common flow down*. Gambar 2.4 (c) dan (d) mengilustrasikan bahwa fluida dari *mainstream flow* yang temperaturnya relatif rendah diarahkan menuju *wake region* agar terjadi peningkatan *heat transfer rate*. Ini dikarenakan penambahan *delta winglet* pada *tube* dapat mereduksi *wake region* sehingga akumulasi panas yang disebabkan oleh *vertical vortices* dari fluida semakin berkurang.

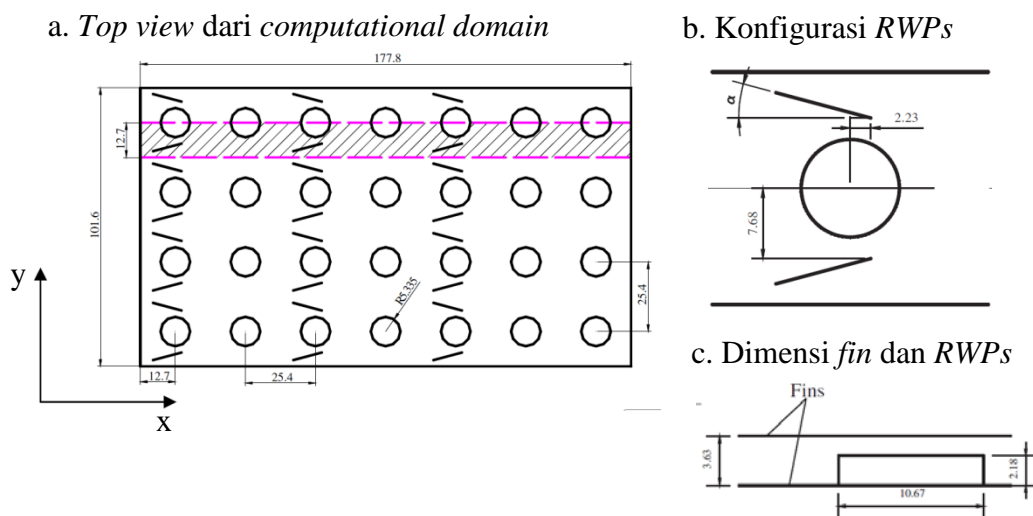
Penggunaan konfigurasi *common flow down* pada *delta winglet* VGs lebih efektif untuk mereduksi *wake region* dibandingkan konfigurasi *common flow up* [10]. Selain itu, posisi VGs di belakang *tube* juga memberikan kontribusi terhadap luasan *wake region*. Gambar 2.5 (a), (c), dan (e) merupakan *louvered fin* tanpa VGs [19]. Visualisasi kontur temperatur tersebut memiliki kesamaan dengan referensi [10] yang menunjukkan secara jelas terdapat *wake region* yang luas di belakang *tube*.



Gambar 2.5 Kontur temperatur pada *louvered fin* saat  $V_{in}=5,25$  m/s yang diambil dari beberapa posisi berdasarkan *fin spacing* (s),  $\Delta y=-15$ s di bawah permukaan *fin*,  $\Delta y=50$ s di tengah *channel*, dan  $\Delta y=15$ s di atas permukaan *fin* [19]

Temperature udara di area tersebut sangat tinggi (mendekati temperatur *tube*) mengindikasikan bahwa terjadi proses *heat transfer* yang rendah. Saat VGs terpasang di belakang *tube*, luasan *wake region* berkurang dan temperatur di belakang *tube* menjadi lebih rendah dibandingkan sebelum menggunakan VGs. Ini berdampak pada meningkatnya proses *heat transfer* di permukaan *tube*. Fenomena tersebut ditunjukkan dalam Gambar 2.4 (b), (d), dan (f) yang mengindikasikan bahwa udara panas terdifusi dari *wake* ke arah *mainstream region*. Selain karena posisi dari VGs, berkurangnya ukuran *wake region* juga dipengaruhi oleh *swirling motion* dari *vorticies* yang secara signifikan meningkatkan *local heat transfer* pada *tube row 1* dan *2*. Sedangkan pada *tube 3*, efek VGs terhadap *local temperature* semakin berkurang. Ini disebabkan oleh udara *upstream* yang telah dipengaruhi oleh LVs (terjadi proses *mixing* dengan *mainstream flow*) mengalami peningkatan temperatur sehingga perbedaan temperatur antara *tube* dan *mainstream flow* semakin kecil.

Selanjutnya He *et al.* [25] menganalisa secara numerik efektifitas peningkatan *heat transfer performance* dan *pressure drop* pada *fin tube heat exchanger* saat menggunakan *rectangular winglet pairs* (RWPs). Penelitian ini dilakukan pada *tube* tersusun *in-lined* dengan konfigurasi RWPs adalah *common flow up*.



Gambar 2.6 Skema konfigurasi geometri dan *computational domain* dari *tube banks* tersusun *inlined* dengan RWPs; (unit: mm) [25]

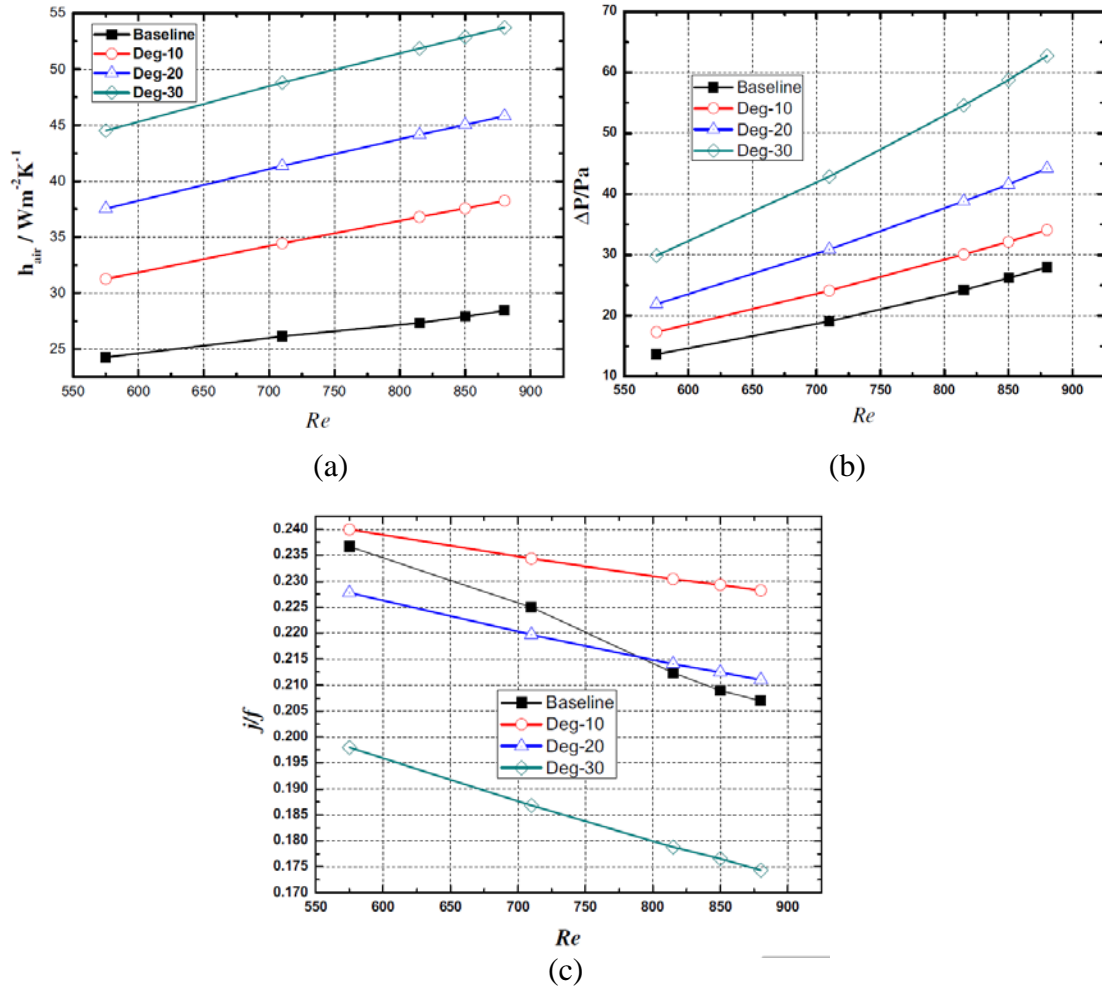
Adapun detail objek penelitian dideskripsikan pada Gambar 2.6 (a), (b), dan (c). Parameter yang divariasikan dalam penelitian ini adalah *angle of attack* RWPs ( $\alpha=10^0$ ,  $20^0$ , dan  $30^0$ ) dengan  $Re_{Dh}= 575-880$ . Hasil penelitian menyimpulkan bahwa peningkatan  $Re_{Dh}$  diiringi dengan meningkatnya *convective heat transfer coefficient* untuk kasus *baseline* maupun pada penambahan RWPs. Ini disebabkan oleh intensitas turbulensi aliran yang semakin meningkat seiring dengan bertambahnya  $Re_{Dh}$  sehingga berpengaruh terhadap penipisan *thermal boundary layer thickness* dipermukaan *tube*. Akan tetapi, peningkatan *heat flux* untuk kasus *tube* dengan RWPs relatif lebih tinggi dibandingkan *baseline*. Ini dikarenakan efektifitas turbulensi aliran dengan menambahkan RWPs pada *fin* meningkat seiring bertambahnya *angle of attack* dari RWPs.

Konfigurasi RWPs yang menyerupai *nozzle* berkontribusi untuk mempercepat aliran fluida, meningkatkan *thermal mixing* fluida, menunda *boundary layer separation* di permukaan *tube*, dan mereduksi area *wake region*. Selain itu, penyempitan area aliran tersebut juga berkontribusi untuk meningkatkan *longitudinal vortices* berupa *main vortex*, *corner vortex*, dan *induced vortex*. Fenomena tersebut memberikan pengaruh yang signifikan terhadap peningkatan *local heat transfer* pada *tube row 2* dan seterusnya.

Pada Gambar 2.7 (a) mengindikasikan bahwa penggunaan RWPs  $\alpha=10^0$  mampu meningkatkan *heat transfer coefficient* ( $h_{air}$ ) sebesar 28,4-34,5% dibandingkan dengan *baseline* pada rentang variasi  $Re_{Dh}$  yang digunakan. Pada RWPs  $\alpha=20^0$ , peningkatan  $h_{air}$  sebesar 54,6-61,5%. Sedangkan pada RWPs  $\alpha=30^0$ , peningkatan  $h_{air}$  sebesar 83,3-89,7%. Akan tetapi penambahan RWPs pada *fin* tersebut berkorelasi dengan meningkatnya *pressure drop* ( $\Delta P$ ). Secara kuantitatif, pada Gambar 2.7 (b) mendeskripsikan bahwa penggunaan RWPs  $\alpha=10^0$  meningkatkan  $\Delta P$  sebesar 21,9-26,9% dibandingkan *baseline* pada rentang  $Re_{Dh}$  yang telah ditentukan. Pada RWPs  $\alpha=20^0$ , peningkatan  $\Delta P$  sebesar 58,1-61,9% sedangkan pada RWPs  $\alpha=30^0$  peningkatan  $\Delta P$  sebesar 119,2-125,3%. Ini diakibatkan oleh efek *drag* yang ditimbulkan oleh RWPs pada konfigurasi *fin-tube*. Dari analisa *j/f* yang



ditunjukkan pada Gambar 2.7 (c) dapat disimpulkan bahwa untuk kasus *tube* tersusun *inlined* RWPs optimal digunakan pada  $\alpha=20^\circ$ .



Gambar 2.7 Heat transfer performance RWPs: (a)  $h_{air}$  vs.  $Re$ , (b)  $\Delta P$  vs.  $Re$ , dan  $j/f$  vs.  $Re$  [25]

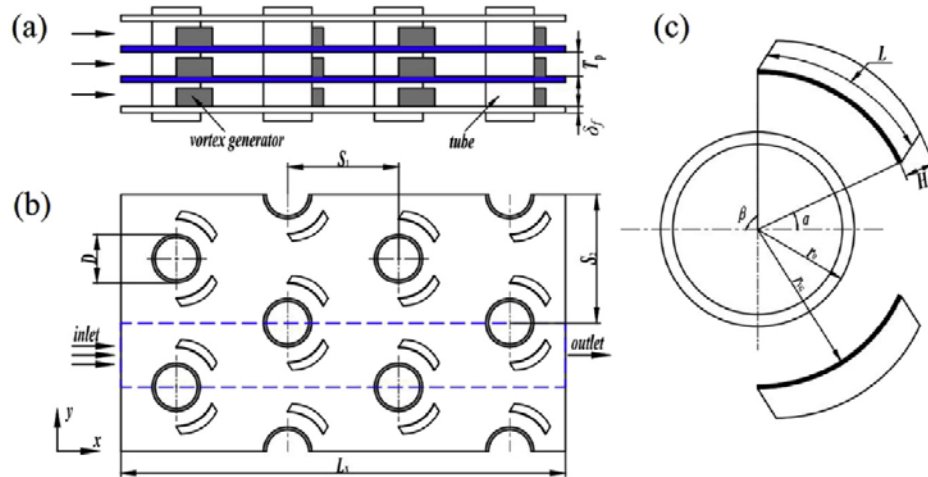
### 2.1.2. Optimalisasi Penggunaan VGs dengan PEC

Gong *et al.* [26] meneliti tentang efektifitas *Curved Rectangular VGs* (CRVGs) pada *circular tube bank fin heat exchanger* terhadap peningkatan intensitas *secondary flow* ( $Se_s$ ) dan kemampuan mereduksi *wake region* di belakang *tube*. Ini diuji menggunakan metode numerik dengan memvariasikan  $Re_D$  dari 800-3000 dan parameter geometri CRVGs seperti yang dipaparkan dalam Tabel 2.1. Adapun konfigurasi geometri yang digunakan diilustrasikan pada Gambar 2.8.



Tabel 2.1 Variasi parameter geometri CRVGs [26]

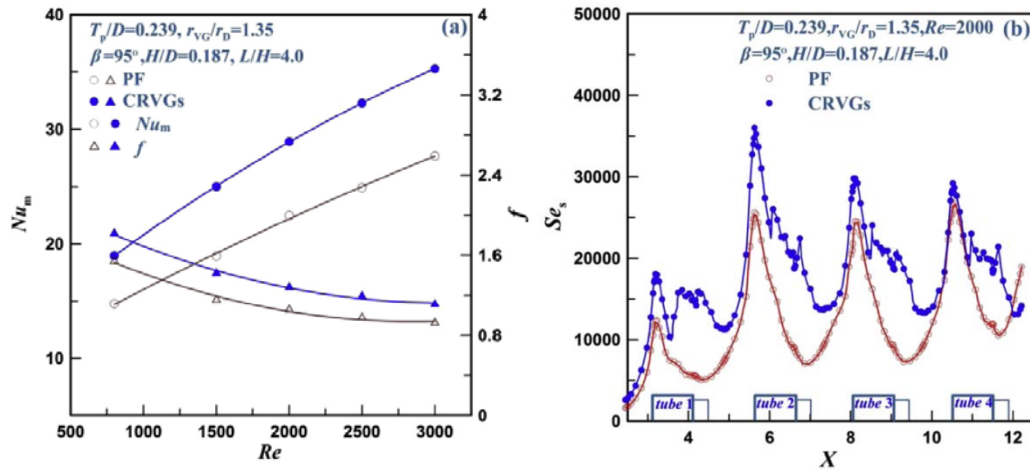
Case	$S_1$ (mm)	$S_2$ (mm)	$D$ (mm)	$\delta_f$ (mm)	$\beta(^{\circ})$	$r_{VG}/r_D$	$H$ (mm)	$L/H$	$T_p$ (mm)
A	22.0	25.3	9.0	0.15	90	1.35	1.683	4.0	2.15
B	22.0	25.3	9.0	0.15	95	1.35	1.683	4.0	2.15
C	22.0	25.3	9.0	0.15	100	1.35	1.683	4.0	2.15
D	22.0	25.3	9.0	0.15	95	1.55	1.683	4.0	2.15
E	22.0	25.3	9.0	0.15	95	1.75	1.683	4.0	2.15
F	22.0	25.3	9.0	0.15	95	1.35	1.683	3.5	2.15
G	22.0	25.3	9.0	0.15	95	1.35	1.683	4.5	2.15
H	22.0	25.3	9.0	0.15	95	1.35	1.483	4.0	2.15
I	22.0	25.3	9.0	0.15	95	1.35	1.883	4.0	2.15
J	22.0	25.3	9.0	0.15	95	1.35	1.683	4.0	1.9
K	22.0	25.3	9.0	0.15	95	1.35	1.683	4.0	2.4



Gambar 2.8 Konfigurasi geometri: (a) *flow passage*, (b) *circular tube bank fin heat exchanger*, dan (c) parameter dan posisi CRVGs [26]

Untuk mengevaluasi *heat transfer performance* yang hasilnya didefinisikan sebagai kombinasi optimal antara parameter CRVGs, maka digunakan persamaan yang berdasar pada *identical pumping power* yaitu PEC. Hasil numerik yang ditunjukkan pada Gambar 2.9 (a) mengindikasikan bahwa penggunaan CRVGs mampu meningkatkan  $Nu_m$  sebesar 15,4%-21,6% pada  $Re_D=800-3000$ . Sedangkan untuk *f factor*, peningkatan yang terjadi relatif sama seiring bertambahnya  $Re_D$ . Ini disebabkan oleh efek geometri dari CRVGs yang mampu mengarahkan aliran dengan baik ke *wake region* sehingga berdampak pada tertundanya *separation point* dan meningkatnya  $Se_s$  di area *downstream*. Gambar 2.9 (b) menunjukkan bahwa  $Se_s$  untuk

CRVGs memiliki nilai lebih besar dibandingkan tanpa CRVGs sepanjang  $X$  direction.

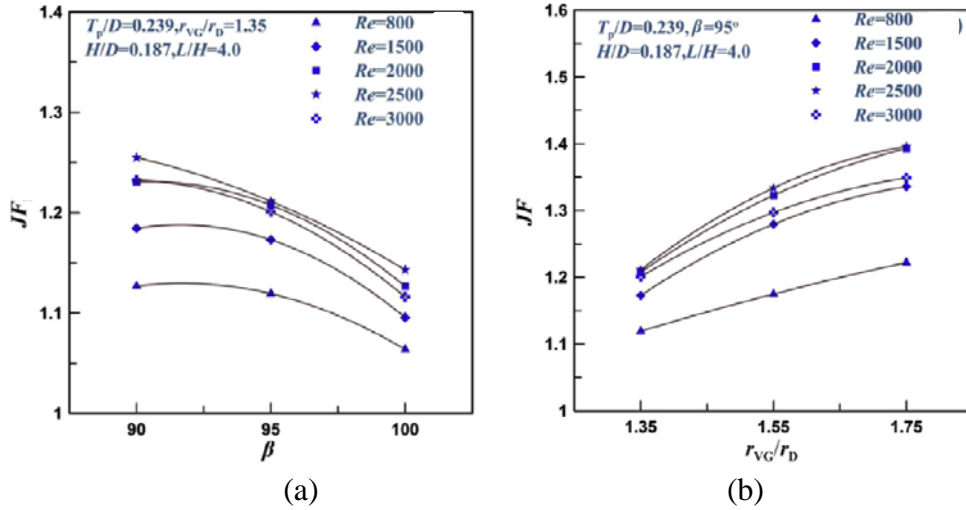


Gambar 2.9 *Fin* menggunakan CRVGs: (a)  $Nu_m$  dan  $f$  vs.  $Re_D$  dan (b)  $Se_s$  vs.  $X$  [26]

Secara keseluruhan,  $Se_s$  tertinggi pada masing-masing *tube* dicapai saat mendekati *stagnation point*. Selain itu,  $Se_s$  di belakang *tube* pertama memiliki intensitas lebih rendah dibandingkan *tube* lainnya dan secara bertahap mengalami penurunan dari *tube* kedua sampai *tube* keempat. Untuk kasus *fin* tanpa CRVGs,  $Se_s$  terendah terjadi di area *wake region* di belakang *tube* dan meningkat secara signifikan dari *tube* pertama sampai *tube* keempat. Sedangkan untuk *fin* dengan CRVGs,  $Se_s$  terendah terjadi di *center cross section longitudinal tube* pertama. Akan tetapi, rendahnya  $Se_s$  pada kasus ini, nilainya masih lebih tinggi dibandingkan dengan *fin* tanpa CRVGs. Dari paparan identifikasi yang telah dilakukan, dapat diperoleh kesimpulan bahwa CRVGs dapat membangkitkan LVs yang memiliki intensitas tinggi di *wake region* dan secara keseluruhan memiliki peran penting dalam mengarahkan *upstream fluid flow* menuju *wake region*.

Hasil optimasi yang dilakukan menggunakan PEC (JF) menunjukkan bahwa *circumferential position* ( $\beta^0$ ) dan *radial position* ( $r_{vg}/r_D$ ) memiliki pengaruh yang signifikan terhadap  $Nu_m$  dan  $f$  factor. Gambar 2.10 (a) menunjukkan bahwa semakin meningkat  $\beta^0$  maka JF semakin menurun. Ini mengindikasikan bahwa *pressure drop* lebih tinggi dibandingkan  $Nu_m$ . Sedangkan Gambar 2.10 (b) menunjukkan bahwa semakin besar ratio  $r_{vg}/r_D$ ,

maka JF semakin meningkat. Akan tetapi, pada  $Re_D=3000$  menunjukkan performa yang rendah dibandingkan  $Re_D=800-2500$ . Hasilnya dapat disimpulkan bahwa JF optimal diperoleh pada  $\beta = 90^\circ$  dan  $r_{vg}/r_D = 1,35$ .



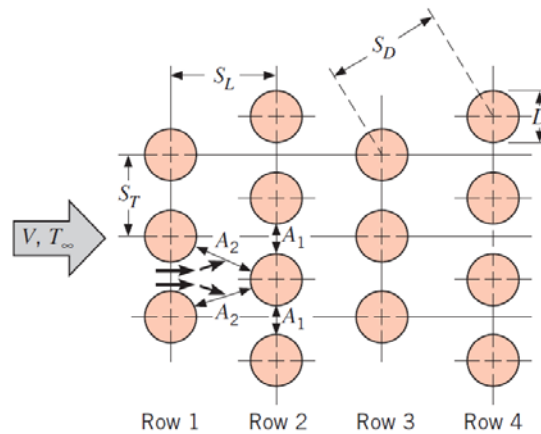
Gambar 2.10 Heat transfer performance: (a) JF vs.  $\beta$  dan (b) JF vs.  $r_{vg}/r_D$  [26]

Dari kajian literatur yang telah dilakukan [24-26], ada dua parameter yang memiliki pengaruh signifikan terhadap peningkatan *heat transfer performance* yaitu *circumferential angle* ( $\alpha$ ) dan posisi *obstacle* yang dimulai dari *center leading edge obstacle* sampai *center tube* dibagi dengan diameter *tube* ( $R_1/D$ ). Namun bertambahnya  $\alpha$  dan  $R_1/D$  berkorelasi dengan meningkatnya *pressure drop*. Oleh karena itu, pada penelitian ini optimasi akan dilakukan secara numerik 2D menggunakan CFD code Fluent dengan memvariasikan  $\alpha$  dan  $R_1/D$  pada  $Re_D=4000$ . *Obstacle* yang digunakan berbentuk *rectangular* dengan konfigurasi *common flow down*. Selanjutnya, performa *heat exchanger* akan dievaluasi menggunakan PEC yang hasil tertinggi menunjukkan kombinasi optimal antara  $\alpha$  dan  $R_1/D$  pada  $Re_D$  tersebut.

## 2.2. Dasar Teori

### 2.2.1. Tube Banks Fin Heat Exchanger

*Tube banks fin heat exchanger* secara *general* diaplikasikan pada peralatan industri seperti *air conditioning system*, *heaters*, dan *steam generators*. Struktur aliran di dalam *channel* yang terbentuk oleh *tube bank* dan susunan *fin* secara signifikan dipengaruhi oleh konfigurasi *tube* seperti susunan *staggered*. Pada *tube* tersusun *staggered*, parameter geometri yang digunakan adalah diameter ( $D$ ), *transverse pitch* ( $S_T$ ), dan *longitudinal pitch* ( $S_L$ ). Selanjutnya, karakteristik aliran yang melintasi *tube banks* akan di dominasi oleh *boundary layer separation* dan *wake interactions* di *tube* yang berpengaruh terhadap *convection heat transfer coefficient*. Adapun geometri dari *tube* tersusun *staggered* diilustrasikan pada Gambar 2.11 [27].



Gambar 2.11 *Tube* tersusun *staggered* [27]

Untuk menghitung *average heat transfer coefficient* ( $Nu_D$ ) secara keseluruhan pada *tube banks*, maka dapat menggunakan *Zukauskas correlation* yang dirumuskan dalam persamaan 2.1 sebagai berikut [29].

$$\overline{Nu}_D = C Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4} \quad (2.1)$$

$$N_L \geq 20; 0.7 \leq Pr \leq 500; 1000 \leq Re_{D,max} \leq 2 \times 10^6$$

$Re_{D,max}$  yang dimaksud adalah berdasarkan kecepatan maksimum ( $V_{max}$ ) yang terjadi disusunan *tube banks*. Pada *tube* tersusun *staggered*,  $V_{max}$  dapat terjadi di *transverse plane* ( $A_1$ ) atau *diagonal plane* ( $A_2$ ). Oleh karena itu, *row space* akan dianalisa menggunakan persamaan 2.2 yang dipaparkan sebagai berikut.

$$S_D = \left[ S_L^2 + \left( \frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{0.5} < \frac{S_T+D}{2} \quad \text{atau} \quad 2(S_D-D) < (S_T-D) \quad (2.2)$$

Jika  $V_{\max}$  terjadi di  $A_2$ , ditinjau dari persamaan 2.2, maka  $(S_T-D)$  lebih besar dibandingkan  $2(S_D-D)$ . Dan sebaliknya, jika  $(S_T-D)$  lebih kecil daripada  $2(S_D-D)$ , maka  $V_{\max}$  terjadi di  $A_1$ . Adapun untuk menghitung  $V_{\max}$  di  $A_1$  adalah sebagai berikut.

$$V_{\max,A1} = \frac{S_T}{S_T-D} V \quad (2.3)$$

Sedangkan  $V_{\max}$  di  $A_2$ ,

$$V_{\max,A2} = \frac{S_T}{2(S_D-D)} V \quad (2.4)$$

Dan untuk menghitung  $Re_{D,\max}$ ,

$$Re_{D,\max} = \frac{\rho V_{\max} D}{\mu} \quad (2.5)$$

Seluruh *properties* dari fluida kecuali  $Pr_s$  dievaluasi menggunakan temperatur rata-rata antara *inlet* dan *outlet*, sedangkan konstanta  $C$  dan  $m$  pada persamaan 2.1 dipaparkan dalam Tabel 2.2. Jika  $N_L < 20$ , maka *correction factor* dapat ditambahkan dalam persamaan 2.1 seperti yang dijabarkan pada persamaan berikut.

$$\overline{Nu}_{D|N_L < 20} = C_2 \overline{Nu}_{D|N_L < 20} \quad (2.6)$$

Dimana, konstanta  $C_2$  dituliskan dalam Tabel 2.3.

Tabel 2.2 Konstanta untuk persamaan 2.1 pada *tube banks* [27]

Konfigurasi	$Re_{D,\max}$	$C$	$M$
<i>Staggered</i>	$10-10^2$	0,90	0,40
	$10^2-10^3$	0,5	0,5
$S_T/S_L < 2$	$10^3-2 \times 10^5$	$0,35(S_T/S_L)^{1/5}$	0,60
$S_T/S_L > 2$	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0,022	0,84

Tabel 2.3 *Correction factor* ( $C_2$ ) untuk persamaan 2.6 pada  $N_L < 20$  ( $Re_{D,\max} \geq 10^3$ ), *tube* tersusun *staggered* [27]

$N_L$	1	2	3	4	5	7	10	13	16
$C_2$	0,64	0,76	0,84	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Selanjutnya, hasil dari persamaan 2.6 dapat digunakan untuk menghitung *convection heat transfer coefficient* sebagai berikut.

$$\bar{h} = \overline{Nu}_D \frac{k_f}{D} \quad (2.7)$$

Sehingga *heat transfer rate* per unit *length* pada *tube* dapat dievaluasi menggunakan persamaan berikut.

$$q' = N(\bar{h}\pi D \Delta T_{lmtd}) \quad (2.8)$$

Dimana,  $\Delta T_{lmtd}$  merupakan *log mean temperature difference* yang dapat dihitung dari parameter temperatur *inlet*, *outlet*, dan permukaan *tube*. Adapun persamaannya dirumuskan sebagai berikut.

$$\Delta T_{lmtd} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln\left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}\right)} \quad (2.9)$$

Untuk temperatur *outlet* yang belum diperoleh datanya dapat diprediksi secara empiris menggunakan persamaan berikut.

$$\frac{T_s - T_o}{T_s - T_i} = \exp\left(-\frac{\bar{h}\pi DN}{\rho V N_T S_T C_p}\right) \quad (2.10)$$

Secara umum, peningkatan *overall heat transfer rate* berkorelasi dengan *pressure drop*. Ini berhubungan dengan *power* yang dibutuhkan untuk mengalirkan fluida ketika melalui *tube banks* sehingga diharapkan terjadi proses *heat transfer* yang optimal dengan *pressure drop* relatif rendah. Adapun persamaan untuk mengevaluasi *pressure drop* adalah menggunakan *Jakob correlation* yang dituliskan sebagai berikut [28].

$$\Delta P = \frac{2fG_{max}^2 N}{\rho} \left(\frac{\mu_s}{\mu}\right)^{0,14} \quad (2.11)$$

Dimana,  $f$  merupakan *empirical friction factor* untuk *tube* tersusun *staggered* yang didefinisikan pada persamaan berikut.

$$f = \left\{0,25 + \frac{0,118}{[(S_L - D/D)]^{1,08}}\right\} Re_{max}^{-0,16} \quad (2.12)$$

Penelitian yang dilakukan dengan metode numerik akan divalidasi menggunakan *Zukauskas correlation*. Adapun parameter yang divalidasi dalam penelitian ini adalah  $Nu_D$ .

### 2.2.2. Perumusan Matematis *Fluid Flow* dan *Heat Transfer Performance*

Persamaan yang mengatur tentang fenomena aliran fluida merupakan *mathematical statement* dari *conservation law of physics* yang mendefinisikan bahwa fluida bersifat *continuity*, laju perubahan momentum sama dengan penjumlahan gaya dari *fluid particle*, dan laju perubahan energi sama dengan penjumlahan energi yang masuk dengan energi yang keluar dari *fluid particle* [23]. Persamaan untuk *continuity*, momentum, dan energi dituliskan dalam bentuk *tensor* sebagai berikut.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.13)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu [\nabla^2 u_i] \quad (2.14)$$

$$\rho c_p \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j T) = k [\nabla^2 T] \quad (2.15)$$

Selanjutnya untuk mengevaluasi *heat transfer performance* pada *tube banks fin heat exchanger* yang menggunakan *obstacle* dengan variasi  $\alpha$  dan  $R_1/D$ , *local Nusselt number* didefinisikan sebagai berikut [23].

$$Nu = D_o \frac{\partial \left( \frac{T - T_w}{T_b - T_w} \right)}{\partial y} \quad (2.16)$$

Dimana,  $D_o$  merupakan *diameter outside tube* dan  $T_b$  adalah *fluid bulk temperature* yang diperoleh dari persamaan berikut [23].

$$T_b = \frac{\int_A T |\rho \vec{v} \cdot d\vec{A}|}{\int_A |\rho \vec{v} \cdot d\vec{A}|} \quad (2.17)$$

Sedangkan untuk *average Nusselt number* didasarkan pada permukaan *tube* yang persamaannya dituliskan sebagai berikut [23].

$$\overline{Nu} = \frac{\int Nu dA}{\int dA} \quad (2.18)$$

Hasil dari simulasi numerik berupa  $\Delta P$  dan  $Nu_D$  akan didefinisikan dalam bilangan *non-dimensional* yakni *fanning friction (f) factor* dan *colburn (j) factor*. Adapun persamaannya dijabarkan sebagai berikut [15].

$$f = \frac{\Delta P}{0,5 \rho V_{in}^2} \frac{D}{4L} \quad (2.19)$$

$$j = \frac{\overline{Nu}}{Re_D Pr^{1/3}} \quad (2.20)$$

Selain mengkaji karakteristik dari  $j$  dan  $f$  factor, *thermal hydraulic performance* (JF factor) juga diperlukan untuk mengevaluasi performa dari *heat exchanger*. Ini merupakan hasil derivasi dari *performance evaluation criteria* berdasarkan *area goodness factor* yang bertujuan untuk membandingkan *thermal* dan *dynamics performance heat exchanger* sehingga diperoleh performa yang baik dari variasi parameter yang telah dikembangkan [29]. Lebih lanjut, persamaan tersebut juga telah digunakan untuk optimasi *louver finned-tube heat exchanger* menggunakan *Taguchi method* dengan beberapa parameter geometri [30]. Oleh karena itu, penelitian ini akan mengaplikasikan JF factor dan *London Area Goodness Factor* untuk mencari kombinasi optimal antara  $\alpha$  dan  $R_1/D$  dari *rectangular obstacle*. Adapun penurunan persamaan JF factor dari *heat transfer rate per unit temperature difference per unit surface area* dan *friction power per unit surface area* dituliskan sebagai berikut [29].

*Heat transfer rate per unit temperature difference per unit surface area.*

$$h = \left( \frac{\rho C_p}{Pr^{2/3}} \right) j V = \left( \frac{\mu C_p}{Pr^{2/3}} \right) j \frac{Re}{D_h} \quad (2.21)$$

$$h_{ref} = \left( \frac{\mu C_p}{Pr^{2/3}} \right)_{ref} j_{ref} \left( \frac{Re}{D_h} \right)_{ref} \quad (2.22)$$

*friction power per unit surface area.*

$$\frac{P}{A} = \left( \frac{\rho}{2} \right) f V^3 = \left( \frac{\mu^3}{2\rho^2} \right) f \left( \frac{Re}{D_h} \right)^3 \quad (2.23)$$

$$\left( \frac{P}{A} \right)_{ref} = \left( \frac{\mu^3}{2\rho^2} \right)_{ref} f_{ref} \left( \frac{Re}{D_h} \right)_{ref}^3 \quad (2.24)$$

$j$  dan  $f$  dengan subscript “ref” merupakan *reference* dari *tube banks fin heat exchanger* yang masih dalam kondisi standar sebelum menggunakan *obstacle*. Selanjutnya persamaan 2.21 dibagi dengan persamaan 2.22 dan



persamaan 2.23 dibagi dengan persamaan 2.24 sehingga menghasilkan persamaan baru sebagai berikut.

$$\frac{h}{h_{ref}} = \frac{j\left(\frac{Re}{D_h}\right)}{j_{ref}\left(\frac{Re}{D_h}\right)_{ref}} \quad (2.25)$$

$$\frac{\left(\frac{P}{A}\right)}{\left(\frac{P}{A}\right)_{ref}} = \frac{f\left(\frac{Re}{D_h}\right)^3}{f_{ref}\left(\frac{Re}{D_h}\right)_{ref}^3} \quad (2.26)$$

Substitusi persamaan 2.26 pada persamaan 2.25 sehingga diperoleh persamaan JF factor sebagai berikut.

$$\frac{\frac{h}{h_{ref}}}{\left[\frac{\left(\frac{P}{A}\right)}{\left(\frac{P}{A}\right)_{ref}}\right]^{1/3}} = \frac{\frac{j}{j_{ref}}}{\frac{f}{f_{ref}}^{1/3}} = JF \quad (2.27)$$

Sedangkan persamaan untuk *London Area Goodness Factor* dituliskan sebagai berikut [24].

$$London Area Goodness Factor = \frac{j}{f} \quad (2.28)$$

Secara *explicit*, persamaan tersebut mendeskripsikan bahwa dengan kebutuhan daya *fan* yang minimum diharapkan mampu mentrasfer panas secara maksimum. Kriteria yang digunakan untuk mengindikasikan kombinasi optimal antara  $\alpha$  dan  $R_1/D$  dari *rectangular obstacle* adalah dengan nilai tertinggi dari JF factor dan *London Area Goodness Factor* pada masing-masing variasi yang telah dikombinasikan.

### 2.2.3. Model Turbulensi RNG $k-\varepsilon$

RNG  $k-\varepsilon$  merupakan model turbulensi yang diturunkan dari *instantaneous Navier-Stokes equations* menggunakan *mathematical technique*

yang disebut "renormalization group" (RNG) methods. Jika dibandingkan dengan *standard k-ε*, ini memiliki perbedaan konstanta, bentuk, dan fungsi pada *transport equation k* dan  $\varepsilon$ . Selain itu, beberapa penyempurnaan juga dilakukan seperti yang dipaparkan dalam *point-point* berikut ini [23].

- a. Model RNG *k-ε* dengan tambahan bentuk pada persamaan  $\varepsilon$  secara signifikan mampu meningkatkan akurasi perhitungan untuk kasus *strained flow* yang sangat cepat.
- b. Efek *swirl* pada turbulensi aliran ditambahkan dalam model RNG *k-ε* sehingga dapat meningkatkan akurasi untuk *swirling flow*.
- c. Model RNG *k-ε* menyediakan formula analitis untuk *turbulent Prandtl number*, sedangkan pada *standard k-ε* hanya menggunakan *user-specified, constant value*.
- d. Model *standard k-ε* digunakan untuk menyelesaikan kasus *high Re*, sedangkan RNG *k-ε* menyediakan *analytically-derived differential formula* untuk *viscosity effect* pada *Low Re*. Ini akan efektif digunakan jika menggunakan *treatment* yang tepat pada *near-wall region*.

Adapun persamaan untuk *turbulence kinetic energy (k)* pada model turbulensi RNG *k-ε* adalah sebagai berikut [31].

$$\frac{\partial(U_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \frac{\tau_{ij}}{\rho} \frac{\partial U_j}{\partial x_j} - \varepsilon \quad (2.29)$$

Sedangkan persamaan untuk *turbulence dissipation rate (ε)*,

$$\frac{\partial(U_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \frac{\tau_{ij}}{\rho} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad (2.30)$$

dan persamaan untuk energi,

$$\frac{\partial(U_j c_p T)}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \alpha_T \left( \mu_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \right] + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2.31)$$

$C_p$  merupakan *specific heat* (kJ/kg.K) dan T adalah *time average temperature* (K). Selanjutnya *effective viscosity* ( $\mu_{eff}$ ) dalam persamaan 2.29-2.31 dihitung menggunakan persamaan berikut.

$$\mu_{eff} = \mu \left( 1 + \sqrt{\frac{C_\mu}{\mu}} \frac{k}{\sqrt{\varepsilon}} \right)^2 \quad (2.32)$$

$\mu$  merupakan *molecular dynamic viscosity* ( $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$ ). Kemudian *turbulent shear stress* dalam persamaan 2.29 dan 2.30 diperoleh dari persamaan berikut.

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u_i' u_j'} \quad (2.33)$$

*Superscript* (') menunjukkan *fluctuation values* dan  $u$  adalah *velocity* (m/s). Sedangkan untuk menyelesaikan R dalam persamaan 2.30 adalah sebagai berikut.

$$R = \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \frac{\eta}{\eta_0}) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta_3 k} \quad (2.34)$$

Dimana,

$$\eta = \frac{Sk}{\varepsilon} \quad (2.35)$$

Nilai konstanta pada *governing equation* antara lain  $C_\mu=0,085$ ;  $C_{\varepsilon 1}=1,42$ ;  $C_{\varepsilon 2}=1,68$ ;  $\eta_0=4,38$ ; dan  $\beta=0,012$ . Sedangkan *modulus mean rate* dari *strain tensor* (S) didefinisikan sebagai berikut.

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (2.36)$$

Dimana,

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_i}{\partial U_j} + \frac{\partial U_j}{\partial U_i} \right) \quad (2.37)$$

Model RNG  $k-\varepsilon$  menghasilkan deskripsi yang akurat tentang bagaimana *effective turbulent transport* bervariasi dengan *effective Reynold number*. *Coefficient*  $\alpha_k$ ,  $\alpha_\varepsilon$  dan  $\alpha_T$  pada persamaan 2.29-2.31 adalah *inverse effect Prandtl number* untuk  $k$ ,  $\varepsilon$ , dan T. Ini dapat diperoleh dari formula berikut ini.

$$\frac{\mu}{\mu_{eff}} = \left( \frac{\alpha - 1,3929}{\alpha_0 - 1,3929} \right)^{0,6321} \cdot \left( \frac{\alpha - 2,3929}{\alpha_0 - 2,3929} \right)^{0,3679} \quad (2.38)$$

Dimana,  $\alpha_0$  adalah  $1/\text{Pr}$ ; 1,0; dan 1.0 untuk menghitung  $\alpha_T$ ,  $\alpha_k$ , dan  $\alpha_\varepsilon$ . Selanjutnya di dalam *near wall zone*, model RNG  $k-\varepsilon$  dikombinasikan dengan *enhanced wall treatment*. Ini bertujuan membagi domain secara keseluruhan ke dalam *viscosity affected region* dan *fully turbulent region* sehingga *viscos layer* dekat dinding dapat diselesaikan dengan akurat [32]. Metode ini memerlukan beberapa pertimbangan *mesh* yaitu *cell* yang berdekatan dengan

dinding harus dirapatkan dengan parameter  $y^+ \leq 1$ . Adapun persamaan untuk mengkalkulasi  $y^+$  dipaparkan sebagai berikut [23].

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad \text{dimana} \quad u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (2.39)$$

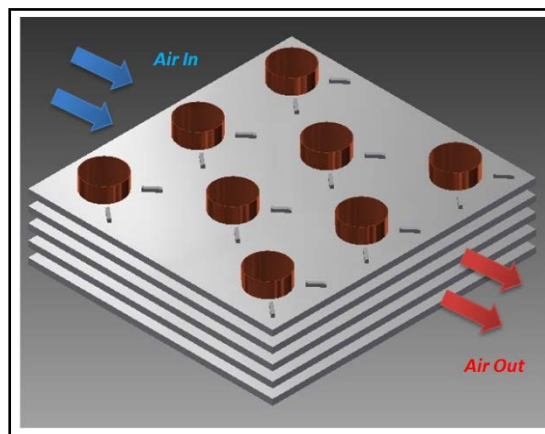
Semakin  $y^+$  mendekati 1, maka perhitungan untuk *viscous sublayer* akan semakin akurat sehingga *convective heat transfer coefficient* yang diperoleh dapat mendekati eksperimen. Dari hasil simulasi model turbulensi yang telah dilakukan pada kasus *transitional flow*, model RNG  $k-\varepsilon$  menunjukkan keakurasian perhitungan yang baik dibandingkan dengan Model SKE [32, 33]. Oleh karena itu, model RNG  $k-\varepsilon$  dengan *enhanced wall treatment* akan digunakan dalam penelitian ini untuk mengkalkulasi *fundamental data* seperti *air flow* dan *heat transfer* pada *tube banks fin heat exchanger*.

## BAB III

### METODA PENELITIAN

#### 3.1. Objek Penelitian

Dalam penelitian ini, objek yang digunakan adalah *tube banks fin heat exchanger* tersusun *staggered* dengan *rectangular obstacle*. Ini akan dievaluasi menggunakan CFD untuk memperoleh kombinasi optimal antara  $\alpha$  dan  $R_l$  dari *obstacle*. Adapun konfigurasi *tube banks fin heat exchanger* tersusun *staggered* menggunakan *rectangular obstacle* dideskripsikan pada Gambar 3.1. Selanjutnya, detail dimensi dari geometri *tube banks* dan *rectangular obstacle* untuk simulasi dipaparkan dalam Tabel 3.1 [15,18].

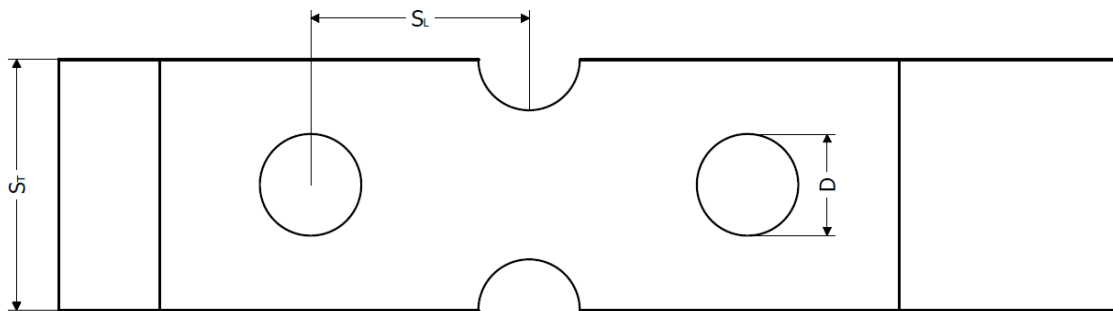


Gambar 3.1 Konfigurasi *tube banks fin heat exchanger* tersusun *staggered* menggunakan *rectangular obstacle*

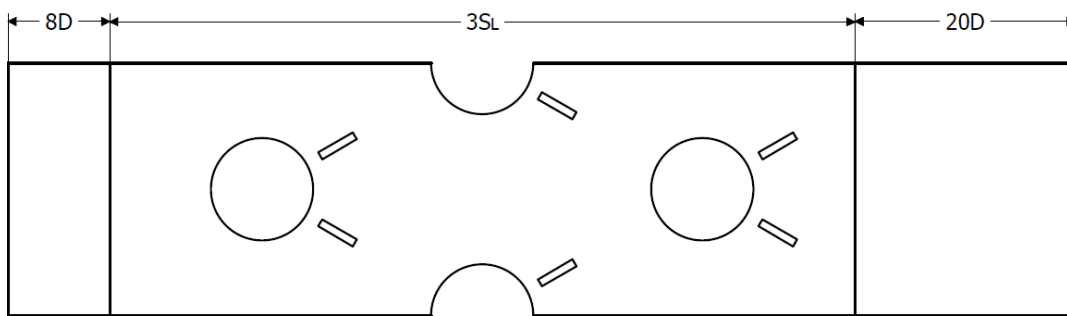
Tabel 3.1 Dimensi dari Geometri *tube banks* dan *rectangular obstacle*

Geometri	Dimensi
Diameter tube (D)	12,7 mm
Longitudinal pitch ( $P_L$ )	2,17
Transverse pitch ( $P_T$ )	2,48
Width obstacle (w/D)	0,079
Length obstacle (l/D)	0,39
Circumferential Angle ( $\alpha$ )	$30^0$ , $35^0$ , dan $40^0$
Radial distance ( $R_l/D$ )	0,66; 0,74; 0,82; dan 0,90
Upstream extended region	8D
Downstream extended region	20D

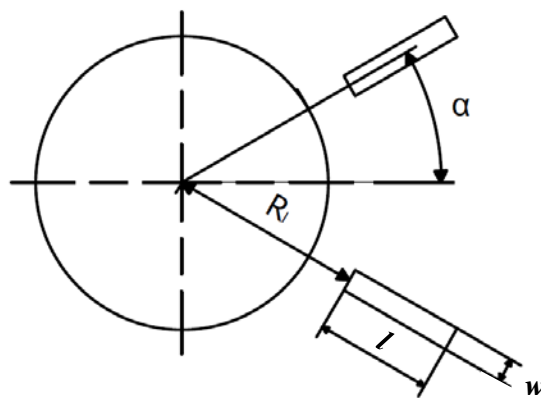
Adapun untuk dimensi geometri yang relevan dengan parameter yang telah dipaparkan dalam Tabel 3.1 ditunjukkan pada Gambar 3.2. Sedangkan variasi parameter geometri *obstacle* untuk simulasi dituliskan dalam Tabel 3.2.



(a)



(b)



(c)

Gambar 3.2 Dimensi geometri *tube banks fin heat exchanger* tersusun *staggered*: (a) *baseline*, (b) menggunakan *obstacle*, dan (c) *geometry obstacle*

Tabel 3.2 Variasi parameter geometri *rectangular obstacle*

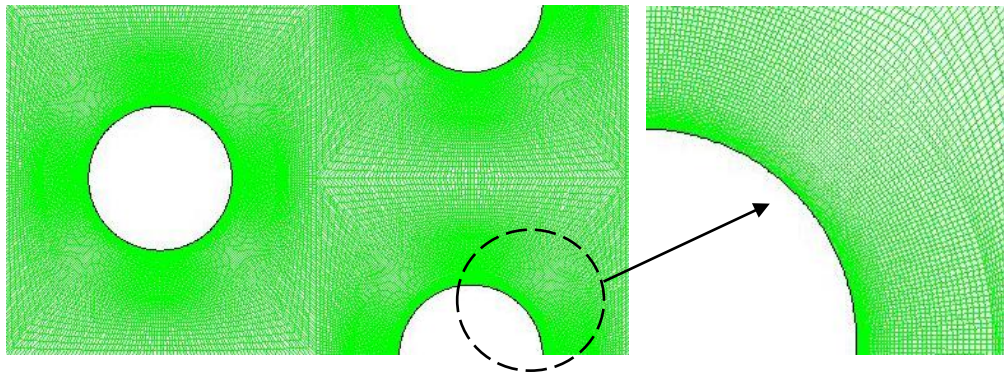
<i>Case</i>	$\alpha^0$	$R_1/D$
<b>A</b>	30	0,66
<b>B</b>	30	0,74
<b>C</b>	30	0,82
<b>D</b>	30	0,90
<b>E</b>	35	0,66
<b>F</b>	35	0,74
<b>G</b>	35	0,82
<b>H</b>	35	0,90
<b>I</b>	40	0,66
<b>J</b>	40	0,74
<b>K</b>	40	0,82
<b>L</b>	40	0,90

### 3.2. Metode Penelitian

Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah analisa numerik secara 2D dengan CFD *code* Fluent. Prosedur yang dilakukan adalah *pre-processing* (desain geometri), *processing* (*input value boundary condition* dan menentukan *solver*), dan *post-processing*. Adapun prosedur penelitian akan dipaparkan sebagai berikut.

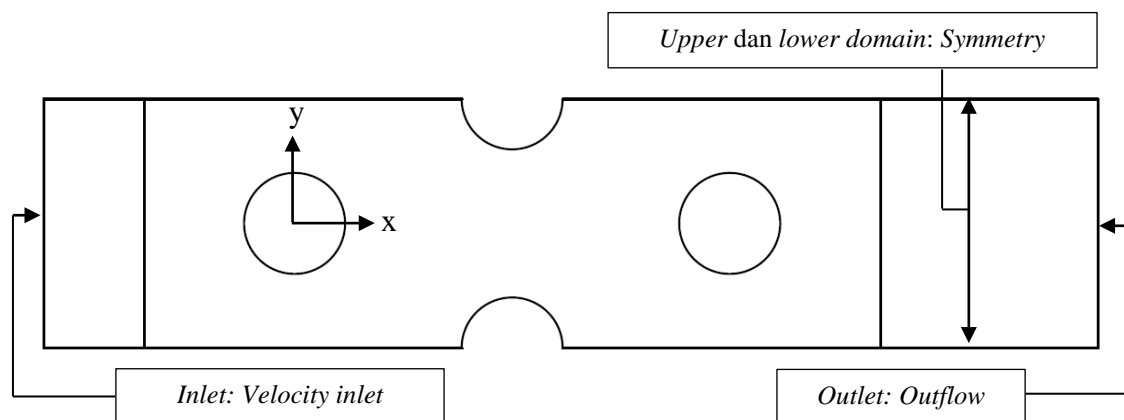
#### 3.2.1. *Pre-processing*

Tahapan dalam proses ini terdiri dari pembuatan geometri, *meshing*, dan penentuan kondisi batas menggunakan *software* Gambit 2.4.6. Desain geometri dilakukan menggunakan data yang telah dideskripsikan pada Tabel 3.1 dengan variasi yang ditunjukkan dalam Tabel 3.2. Geometri yang sudah dibentuk selanjutnya diproses untuk *mesh surface* dengan pemberian *node* pada setiap garis. Pada proses ini, diskritisasi di dekat *tube* lebih banyak dibandingkan dengan yang lainnya. Ini berfungsi untuk menghindari kesalahan perhitungan sehingga diperoleh hasil yang akurat dengan jumlah *cell* yang relatif sedikit. Bentuk *mesh surface* yang digunakan adalah *quadrilateral map*. Adapun *mesh surface* yang digunakan dalam penelitian ini diilustrasikan pada Gambar 3.3.



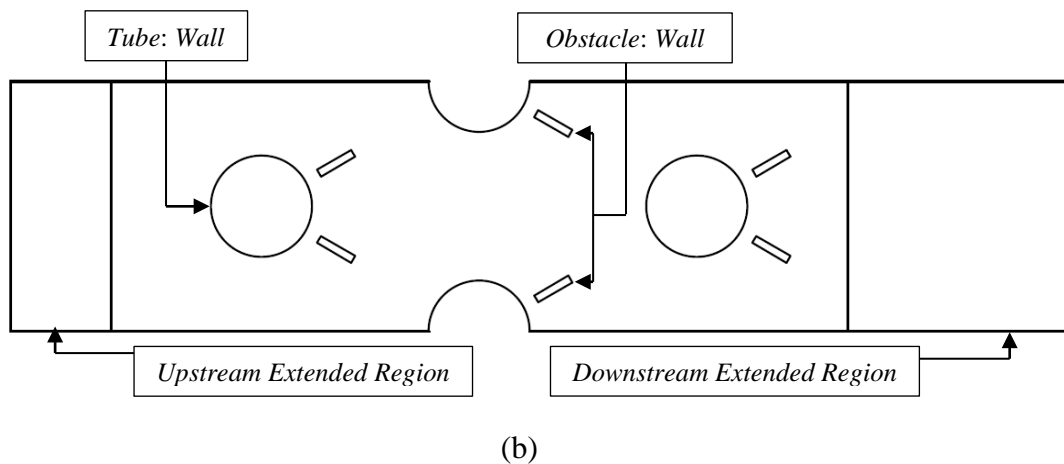
Gambar 3.3 *Meshing surface dengan quadrilateral map pada tube banks baseline*

Setelah melakukan pendesainan geometri yang diilustrasikan pada Gambar 3.2 (a), (b), dan (c) serta proses *meshing*, selanjutnya dilakukan penentuan *boundary condition* seperti yang diilustrasikan pada Gambar 3.4. *Boundary condition* berfungsi untuk menentukan kondisi batas yang diperlukan agar objek yang disimulasikan sesuai dengan kondisi *real*. Pemilihan *downstream* sebagai *outflow* karena aliran dikondisikan *fully developed* sehingga hasil yang diperoleh lebih akurat, *upper* dan *lower* dari *domain* diasumsikan *symmetry* untuk mengurangi *domain* yang sama sehingga mempercepat iterasi, dan *tube* didefinisikan sebagai *wall* karena proses *heat transfer* di dalam kondensor terjadi pada *constant wall temperature*. Hasil dari Gambit kemudian di *export* dalam bentuk *mesh* yang kemudian digunakan untuk proses simulasi di *software* Fluent.



(a)





Gambar 3.4 *Boundary condition* pada *computational domain*: (a) *baseline* dan (b) menggunakan *obstacle*

### 3.2.2. Processing

Proses ini dilakukan di *software* Fluent 6.3.26 berupa *value* dari setiap *boundary condition* yang telah ditentukan di Gambit akan di-*input*-kan. Secara detail, untuk *value*-nya dituliskan dalam Tabel 3.3. Model turbulensi yang digunakan adalah RNG  $k-\varepsilon$  dengan mengaktifkan *enhancement wall treatment* berupa *pressure gradient* dan *thermal effects* [32,33]. Fluida yang digunakan adalah udara yang *incompressible* dengan *constant properties*. Adapun *properties* udara ditunjukkan pada Tabel 3.4 Asumsi yang digunakan berupa 2D *turbulence flow*, *uniform*, *steady*, tidak terjadi *viscous dissipation*, dan efek radiasi diabaikan. Untuk *streamwise gradient* (*Neumann boundary condition*) dalam seluruh variabel adalah 0. Pada dinding *tube* dispesifikasikan *no-slip condition* dan *constant wall temperature* dengan material dan *properties*-nya ditunjukkan dalam Tabel 3.4. *Pressure-velocity coupling* diselesaikan menggunakan SIMPLEC dengan *discretization* untuk *pressure*, *momentum*, *turbulent kinetic energy*, *turbulent dissipation energy*, dan *energy* adalah *second order upwind*. Sedangkan untuk *under-relaxation factor* bernilai *user default*. *Convergence criterion* yang digunakan dalam simulasi untuk seluruh variabel adalah  $1.0 \times 10^{-5}$ . Setelah proses iterasi dilakukan dan sesuai dengan batas *convergence criterion*, selanjutnya dilakukan *post-processing* untuk data yang telah diperoleh.

Tabel 3.3 *Value* dari *Boundary condition*

<b>Boundary condition</b>	<b>Value</b>
<i>Inlet</i>	<i>Tipe = Velocity inlet</i> $V_{in} = 5 \text{ m s}^{-1}$ $T_{in} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$
<i>Outlet</i>	<i>Outflow</i>
<i>Tube</i>	<i>Stationary wall</i> $T_w = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$ <i>Material copper</i>
<i>Obstacle</i>	<i>Stationary wall</i>
<i>Garis bantu upper dan lower</i>	<i>Symmetry</i>

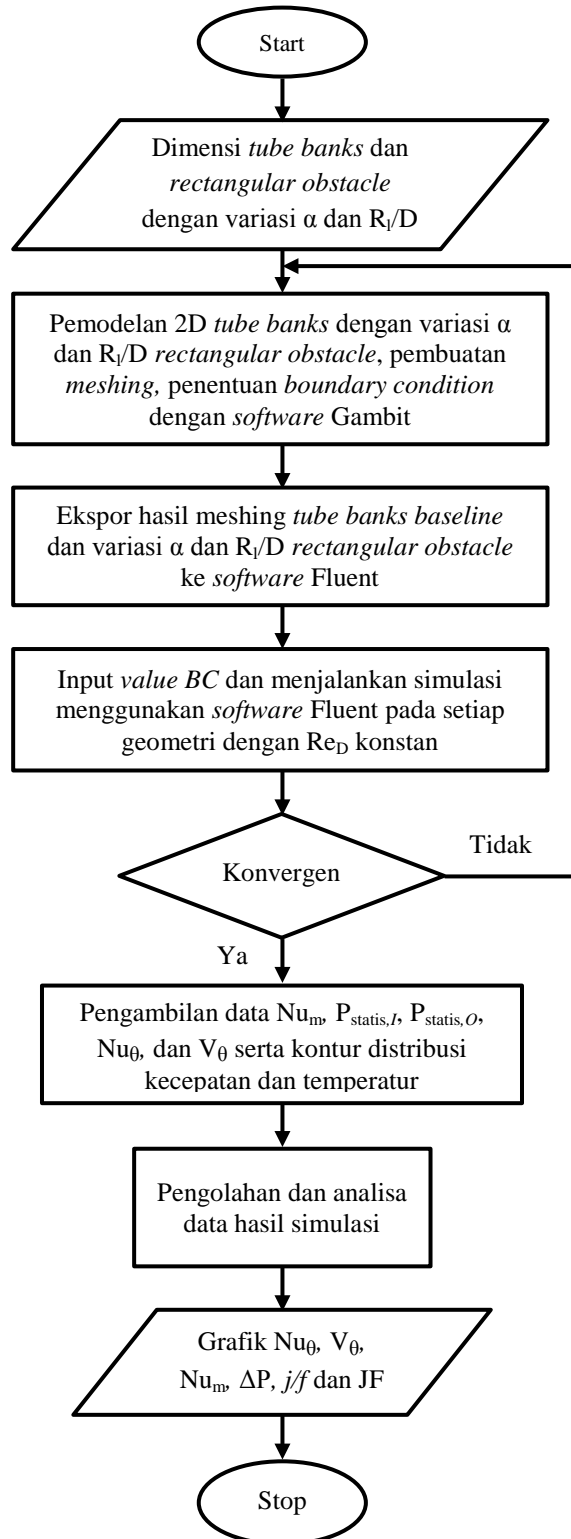
Tabel 3.4 *Properties* udara dan *copper*

<b>Parameter</b>	<b>Properties</b>	<b>Value</b>
<b>Udara</b>	<i>Density</i> ( $\text{kg m}^{-3}$ )	1,1614
	<i>Specific heat</i> ( $\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ )	1,007
	<i>Absolute viscosity</i> ( $\text{kg m}^{-1} \text{ s}^{-1}$ )	$1,846 \times 10^{-5}$
	<i>Thermal conductivity</i> ( $\text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ )	0,0263
<b>Copper</b>	<i>Density</i> ( $\text{kg m}^{-3}$ )	8.978
	<i>Specific heat</i> ( $\text{kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ )	381
	<i>Thermal conductivity</i> ( $\text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ )	387,6

### 3.2.3. *Post-processing*

Hasil dari proses iterasi selanjutnya di-*extract* menjadi data untuk diolah dan dievaluasi. Adapun data yang akan diolah secara kuantitatif antara lain  $Nu_{\theta}$ , *local V*, *average Nusselt number* ( $Nu_m$ ) dan *pressure drop* ( $\Delta P$ ). Sedangkan secara kualitatif adalah visualisasi aliran dan distribusi temperatur yang melintasi *tube* dengan dan tanpa *rectangular obstacle*. Selanjutnya data kuantitatif yang diperoleh akan diubah menjadi bilangan *non dimensional* yaitu *j* dan *f factor* dengan persamaan 2.19 dan 2.20. Kedua data tersebut merupakan variabel yang digunakan untuk mencari kombinasi  $\alpha$  dan  $R_1/D$  yang optimal pada kasus *tube banks* tersusun *staggered* dengan *j/f* dan *JF factor*. Secara keseluruhan data kuantitatif akan diolah menggunakan *software Excel* untuk memperoleh distribusi  $Nu_{\theta}$ ,  $V_{\theta}$ ,  $Nu_m$ ,  $\Delta P$ , *j/f*, dan *JF factor* sehingga dapat ditampilkan dalam bentuk grafik untuk dianalisa. Adapun *flowchart* penelitian ditunjukkan pada Gambar 3.5 sebagai berikut.

### 3.2.4. Flowchart



Gambar 3.5 Flowchart penelitian menggunakan CFD code Fluent

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## BAB IV

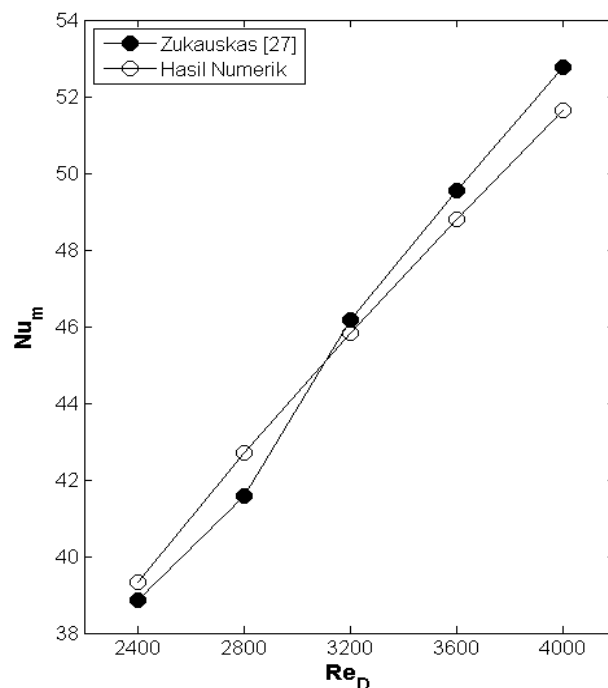
### HASIL DAN PEMBAHASAN

#### 4.1. *Grid independency* dan validasi numerik

Pada penelitian yang menggunakan metode numerik, *grid-independence test* perlu dilakukan untuk memastikan keakurasian dan kevalidan data dari hasil numerik. Oleh karena itu, dalam penelitian ini *grid-independence test* dilakukan pada kondisi *baseline* (*tube banks* tanpa *obstacle*) dengan parameter antara lain  $D=12,7$  mm,  $P_L=2,17D$ ,  $P_T=2,48D$ , dan  $Re_D=4000$ . Adapun hasil dari *grid-independence test* dipaparkan dalam Tabel 4.1 sebagai berikut.

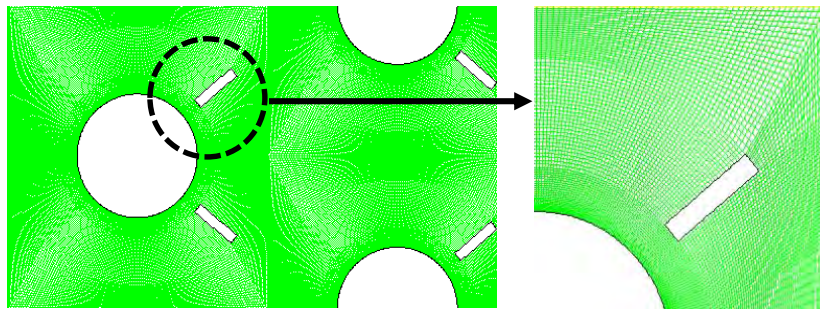
Tabel 4.1 *Grid independency*

<i>Mesh</i>	Jumlah <i>Cell</i>	$y^+$	$Nu_m$	Validasi $Nu_m$ [27]	<i>Error (%)</i>
A	85.300	2,5	53,97	52,76	2,3
<b>B</b>	<b>91.300</b>	<b>1,01</b>	<b>51,63</b>		2
C	97.300	0,5	51,37		3
D	103.300	0,25	51,31		2,7



Gambar 4.1 Validasi hasil numerik pada *baseline*

Dari hasil *grid-independence test* pada Tabel 4.1 terlihat bahwa dengan memvariasikan jumlah *cell* di dekat dinding, berupa pendekatan  $y^+ \leq 1$ , dapat meningkatkan keakuratan perhitungan. *Error* yang relatif kecil ditunjukkan pada *mesh* B dengan persentase 2% dibandingkan *empirical correlation* [27]. Selanjutnya studi validitas *mesh* B dikembangkan berupa perbandingan antara  $Nu_m$  hasil numerik dan eksperimen pada setiap variasi  $Re_D$ . Hasil yang ditunjukkan pada Gambar 4.1 mendeskripsikan bahwa *maximum deviation* antara hasil numerik dengan eksperimen adalah 2% pada  $Re_D=4000$  dan *minimum deviation* sebesar 0,7% pada  $Re_D=3200$ . Oleh karena itu, *mesh* B dapat dikategorikan baik dan layak untuk dijadikan acuan dalam penentuan *grid number* pada kasus *tube banks* dengan *rectangular obstacle*. Adapun ilustrasi model *meshing* pada kasus *tube banks* dengan *rectangular obstacle* ditunjukkan pada Gambar 4.2 sebagai berikut.



Gambar 4.2 *Meshing quadrilateral map* pada *tube banks* dengan *rectangular obstacle* ( $\alpha=30^0$  dan  $R_1/D=0,66$ )

Pada sub bab selanjutnya akan dipaparkan hasil *post processing* berupa data kualitatif (*contour velocity* dan *contour temperature*) dan kuantitatif (distribusi  $Nu_\theta$ ,  $V_\theta$ ,  $Nu_m$ ,  $\Delta P$ ,  $JF$ , dan  $j/f$ ) yang diperoleh dari simulasi numerik di Fluent. Pemaparan data tersebut disertai dengan analisa dan pembahasan untuk menginterpretasikan fenomena fisis dari aliran yang melintasi *tube banks* dengan dan tanpa *rectangular obstacle*. Adapun paparan hasil dan pembahasan data dari simulasi numerik dituliskan sebagai berikut.

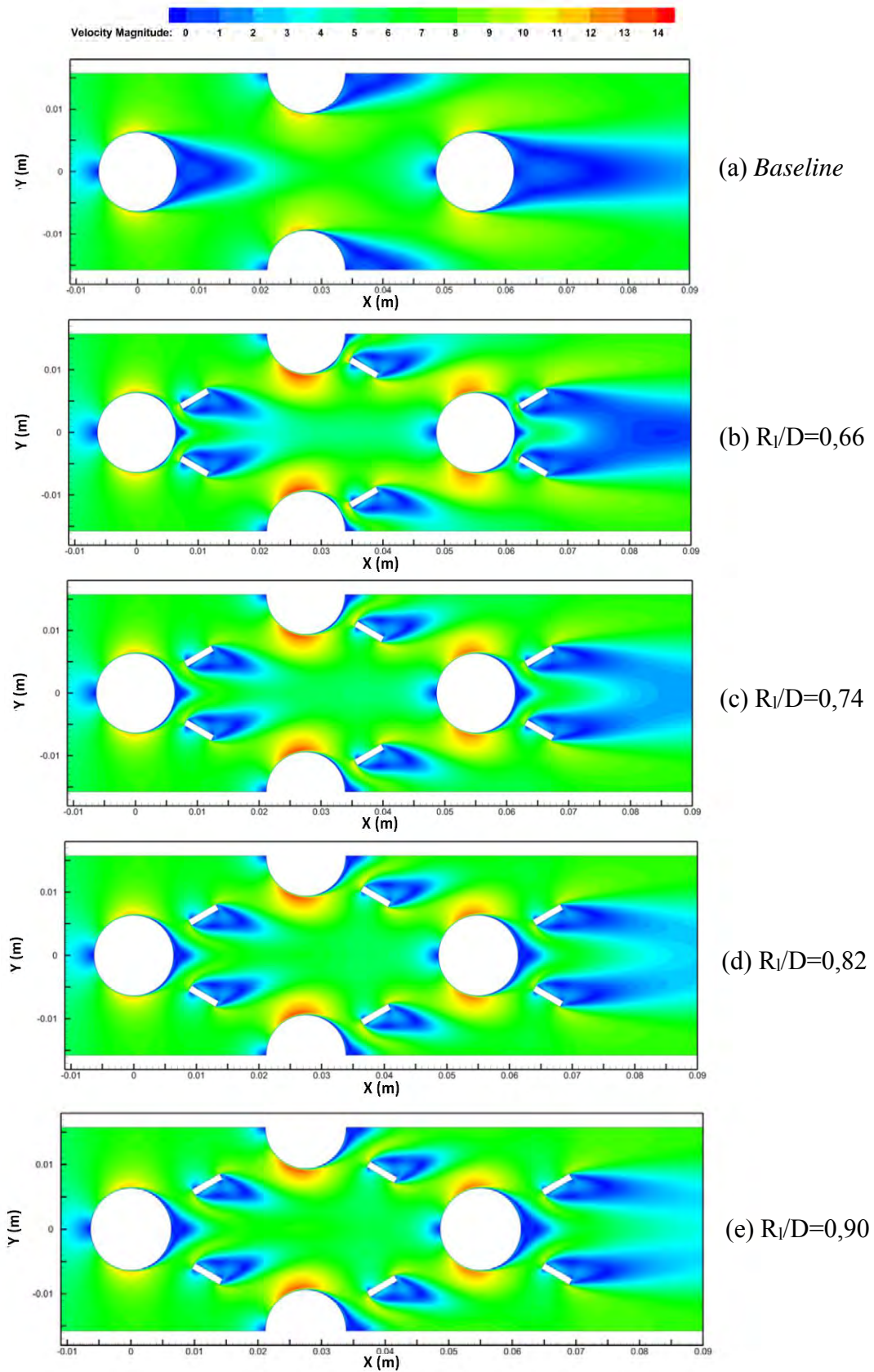
#### 4.2. Efektivitas *Obstacle* dalam Mereduksi *Wake Region*

Penambahan *obstacle* pada konfigurasi *tube banks* merupakan upaya yang dilakukan untuk meningkatkan *convective heat transfer coefficient* pada

*air side*. Fokus penelitian ini adalah efektifitas *obstacle* terhadap peningkatan *heat transfer* di permukaan *tube* yang berkorelasi dengan peningkatan *pressure drop*. Hasil kualitatif dari simulasi numerik berupa *contour velocity* yang diilustrasikan berturut-turut pada Gambar 4.3 (a), (b), (c), (d), dan (e) mendeskripsikan bahwa dengan bertambahnya ukuran  $R_1/D$  dari *rectangular obstacle* terjadi perluasan *wake region* di *rear tube*. Ini dikarenakan semakin lebar celah antara *obstacle* dengan *tube* di *rear tube*, efek *nozzle* pada fluida yang mengalir ke arah *wake region* semakin berkurang.

Secara *explicit*, fenomena fisis tersebut dapat dipaparkan bahwa momentum fluida yang melaju ke arah *wake region* tidak mampu melawan *wall shear stress* maupun *adverse pressure gradient*. Ini berdampak pada terjadinya *separation layer* lebih awal dipermukaan *tube* sehingga terbentuk *recirculation zone* yang luas di *rear tube* pada masing-masing *tube row*. Terbentuknya *recirculation zone* jika dikorelasikan dengan proses *heat transfer* untuk kasus *tube* tersusun *staggered* mengindikasikan bahwa pada area tersebut terjadi proses *heat transfer* yang rendah. Fenomena ini relevan dengan penelitian sebelumnya yang menyimpulkan bahwa rendahnya proses *heat transfer* di *recirculation zone* diakibatkan oleh akumulasi panas yang tinggi, *continue* dan sedikitnya *fluid mixing* antara fluida di *wake region* dengan *fresh flow* dari *upstream* [10,19,25].

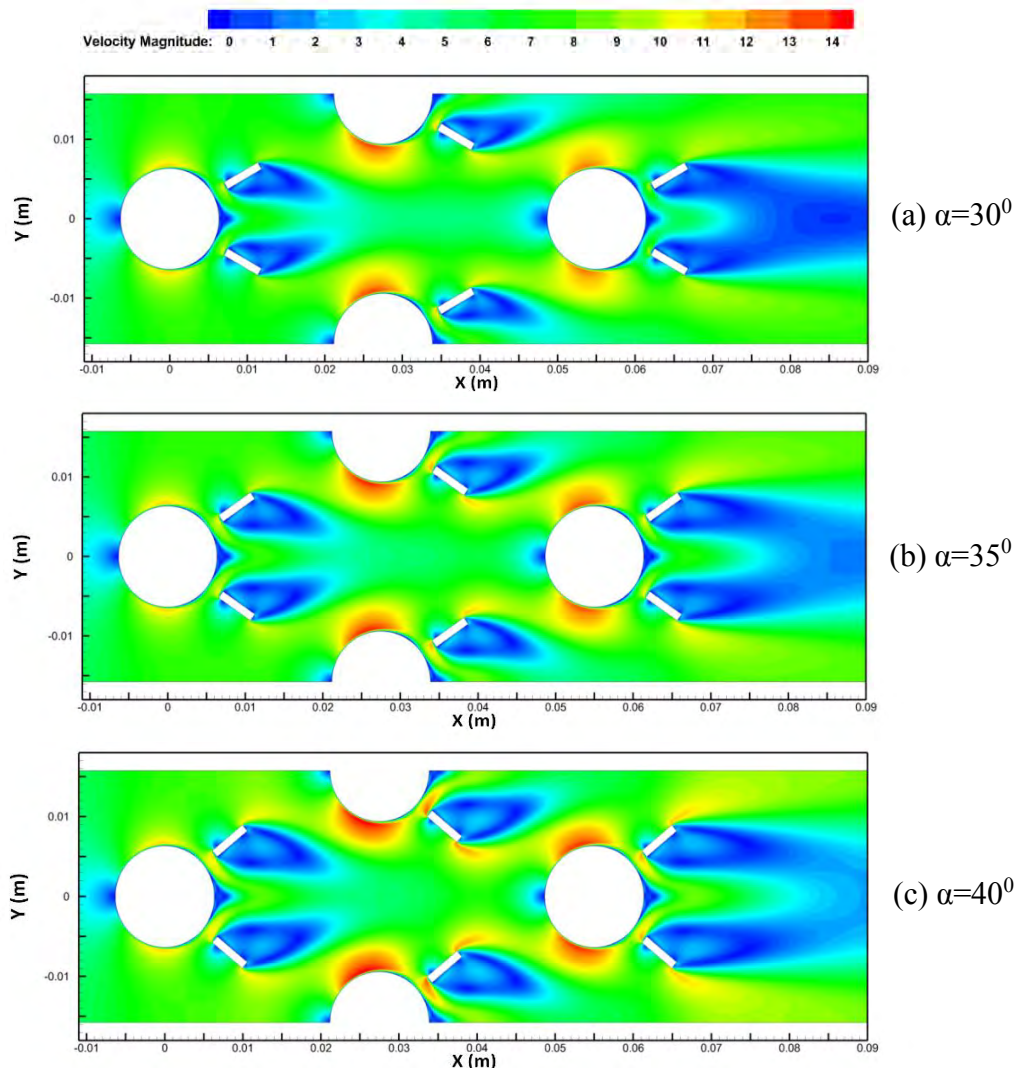
Hal berbeda diilustrasikan pada Gambar 4.3 (b) yang mendeskripsikan bahwa semakin kecil ratio  $R_1/D$ , *recirculation zone* di *rear tube* semakin berkurang. Fenomena tersebut diakibatkan oleh meningkatnya momentum fluida di permukaan *tube* karena efek *nozzle* dari konfigurasi *obstacle* di *rear tube*. Momentum fluida yang kuat tersebut lebih mampu melawan *wall shear stress* maupun *adverse pressure gradient* sehingga *separation layer* lebih tertunda ke belakang. Ini yang menyebabkan proses *heat transfer* di *wake region* semakin meningkat. Selain itu, fluida dari *upstream* yang menuju *downstream tube row* 2 dan 3 juga mengalami percepatan. Akan tetapi, peningkatan kecepatan fluida tersebut relatif lemah dibandingkan di *rear tube* karena *blockage effect* dari konfigurasi *rectangular obstacle* pada *centerline mainstream* relatif kecil.



Gambar 4.3 Perbandingan *contour velocity* dengan dan tanpa *rectangular obstacle* pada  $\alpha=30^\circ$  dan  $Re_D=4000$ ; (unit: m/s)

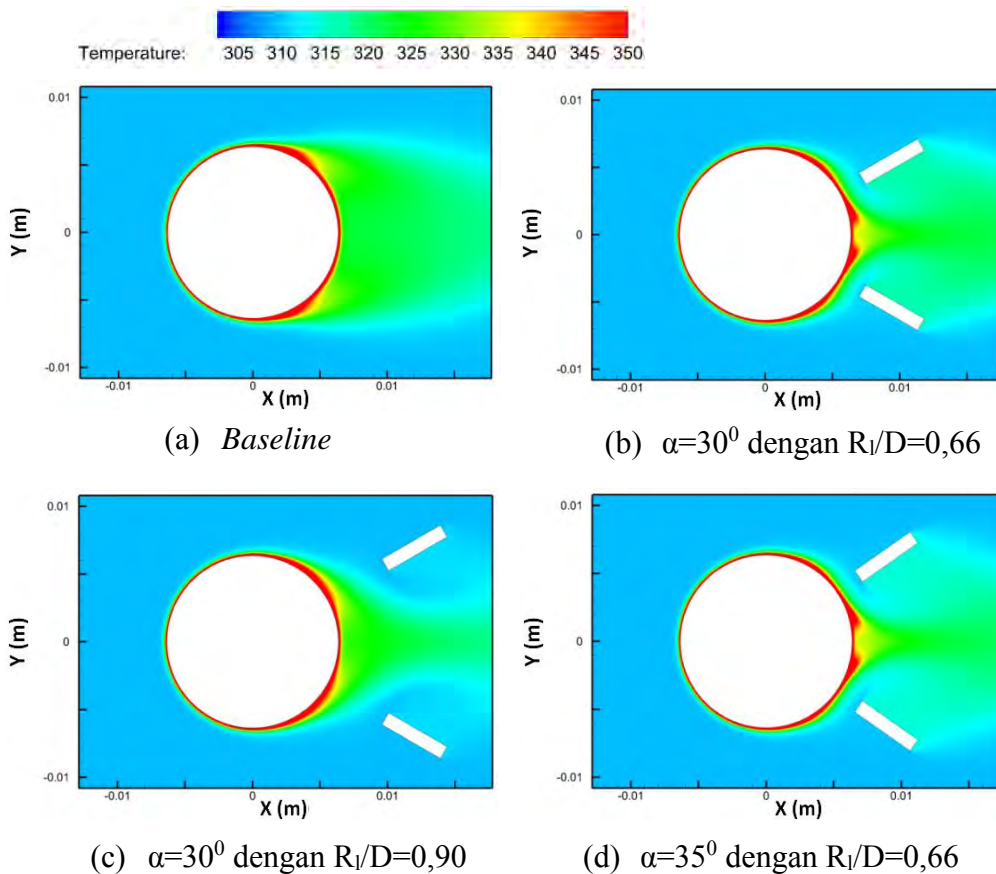


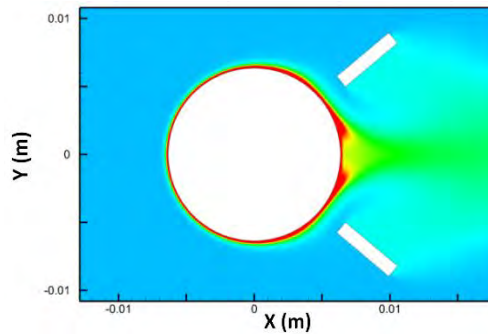
Evolusi kecepatan di permukaan *tube* yang dipengaruhi oleh variasi *circumferential angle* dari *rectangular obstacle*, diilustrasikan berturut-turut pada Gambar 4.4 (a), (b), dan (c). Perubahan *circumferential angle* dari  $30^{\circ}$ - $40^{\circ}$  memberikan pengaruh yang signifikan terhadap peningkatan momentum di *rear tube* maupun di *tube row 2* dan 3. Kondisi tersebut mendeskripsikan bahwa *blockage effect* dari konfigurasi *rectangular obstacle* yang berbentuk menyerupai *nozzle* di *centerline mainstream* mampu meningkatkan momentum fluida pada *tube row 2* dan 3. Peningkatan momentum fluida tersebut selain berkontribusi mereduksi *wake region size* tetapi juga mempercepat transisi aliran dipermukaan *tube* dari *laminar boundary layer* ke *turbulent boundary layer* [24].



Gambar 4.4 Perbandingan *contour velocity* dengan dan tanpa *obstacle* pada  $R_{i/D}=0,66$  dan  $Re_D=4000$ ; (unit: m/s)

Percepatan transisi aliran tersebut berkorelasi dengan menipisnya *thermal boundary layer*. Fenomena ini telah dibuktikan oleh Fiebig *et al.*[2], Jacobi *et al.*[3], dan Henze *et al.*[4] yang mendeskripsikan bahwa dengan menimbulkan *longitudinal vortices* yang berpusar di dalam aliran, maka intensitas *fluid mixing* yang menuju *downstream* semakin kuat. Hal tersebut berkontribusi untuk mengganggu perkembangan *thermal boundary layer* di permukaan *tube* sehingga proses *heat transfer* dari dinding ke fluida semakin meningkat. Gambar 4.5 menunjukkan fenomena *heat transfer* dipermukaan *tube* yang berkorelasi dengan evolusi kecepatan di Gambar 4.3 dan 4.4. Terlihat pada Gambar 4.5 (b) dan (c) bahwa dengan menambahkan *rectangular obstacle* di *rear tube*, dengan memvarisikan  $R_1/D$ , akumulasi panas di belakang *tube* semakin berkurang. Hal yang relatif sama juga ditunjukkan saat memvariasikan sudut dari *rectangular obstacle*. Terlihat pada Gambar 4.5 (b), (d), dan (e) bahwa semakin besar sudut *rectangular obstacle*, *fluid mixing* antara *fresh flow* dengan fluida di *rear tube* semakin meningkat.



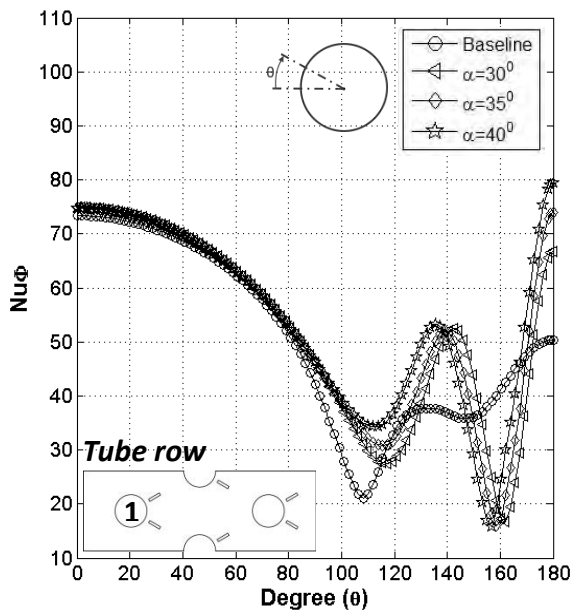


(e)  $\alpha=40^0$  dengan  $R_1/D=0,66$

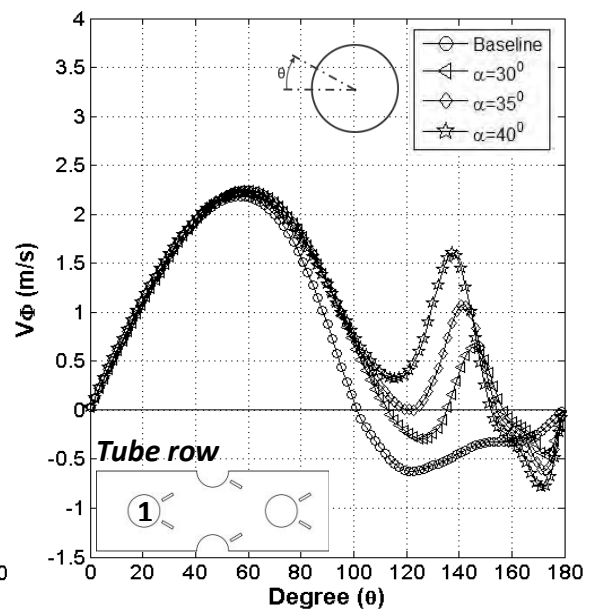
Gambar 4.5 Perbandingan *contour temperature* dengan dan tanpa *obstacle* di *tube row 1* pada  $Re_D=4000$ ; (unit: K)

### 4.3. Pengaruh Parameter *Circumferential Angle* dari *Rectangular Obstacle* Terhadap Distribusi *Local Nu* dan *Velocity* di Permukaan *Tube*

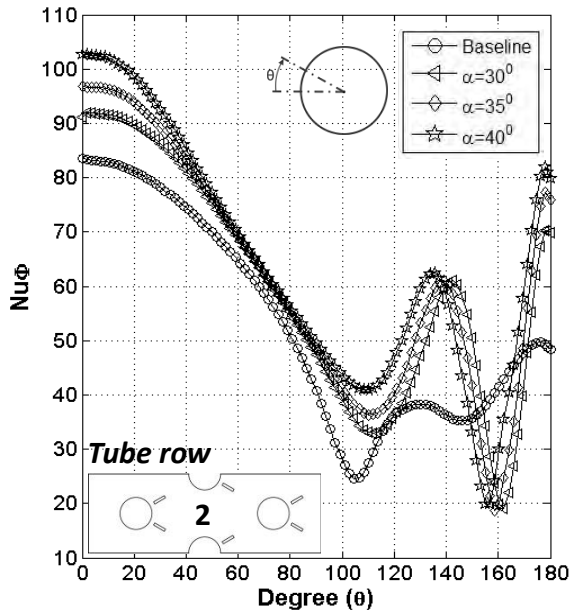
Secara kuantitatif, pada Gambar 4.6 (a) menunjukkan pola distribusi *local Nu* dipermukaan *tube row 1* yang meningkat seiring bertambahnya *circumferential angle*. Peningkatan *heat transfer* tersebut disebabkan oleh bertambahnya momentum fluida yang menuju *wake region* karena penyempitan area antara *rectangular obstacle* dengan *tube* di *rear tube*. Akan tetapi peningkatan momentum pada area ini lebih rendah dibandingkan momentum dari *upstream*. Ini dikarenakan relatif kecilnya celah antara *rectangular obstacle* dengan *tube* sehingga fluida yang terdefleksi pada area tersebut relatif lemah.



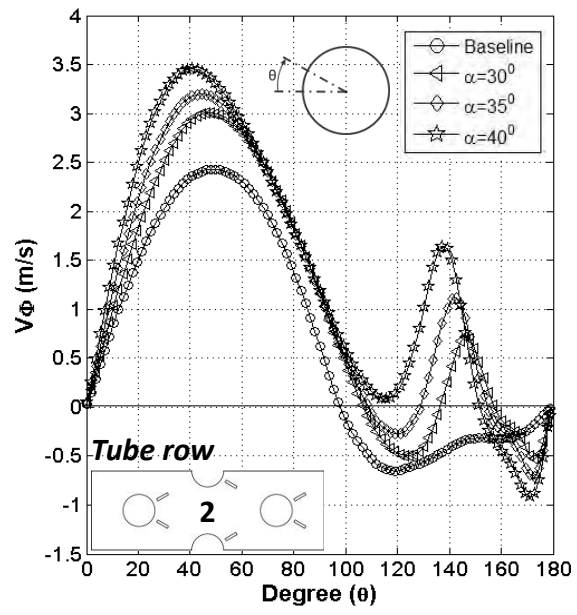
(a)



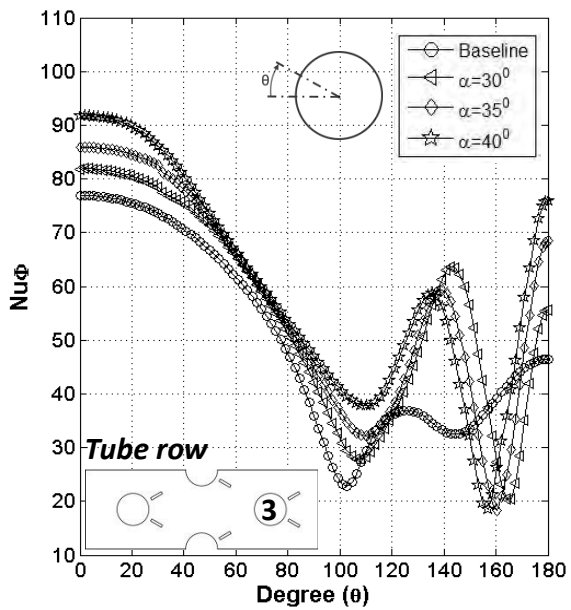
(b)



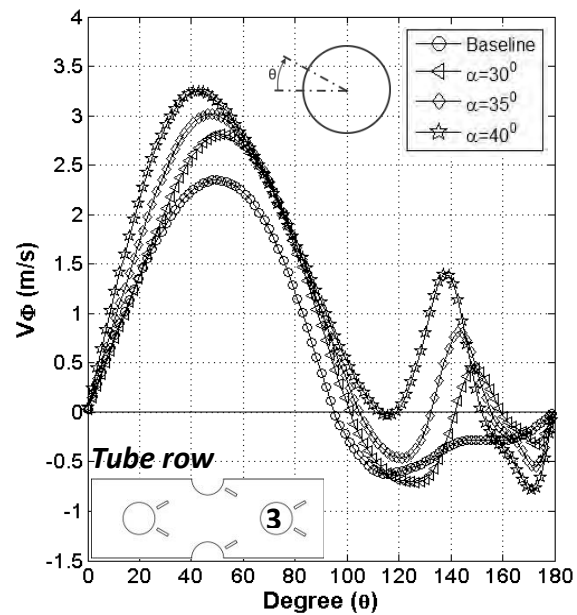
(c)



(d)



(e)



(f)

Gambar 4.6  $Nu_\theta$  vs.  $\theta$  dan  $V_\theta$  vs.  $\theta$  pada  $R_l/D=0,66$ : (a dan b) *tube row 1*, (c dan d) *tube row 2*, dan (e dan f) *tube row 3*

Fenomena menarik ditunjukkan pada kasus *rectangular obstacle* dengan  $\alpha=30^\circ-40^\circ$  di *tube row 1*. Terlihat pada Gambar 4.6 (a) bahwa terjadi fluktuasi *local Nu* yang tinggi diantara  $110^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$ . Apabila dibandingkan dengan *baseline*, secara *implicit* hal tersebut diakibatkan oleh efek separasi *laminar boundary layer* yang selanjutnya bertransisi menjadi *turbulent boundary layer*. Untuk mendukung fenomena tersebut, ditampilkan Gambar

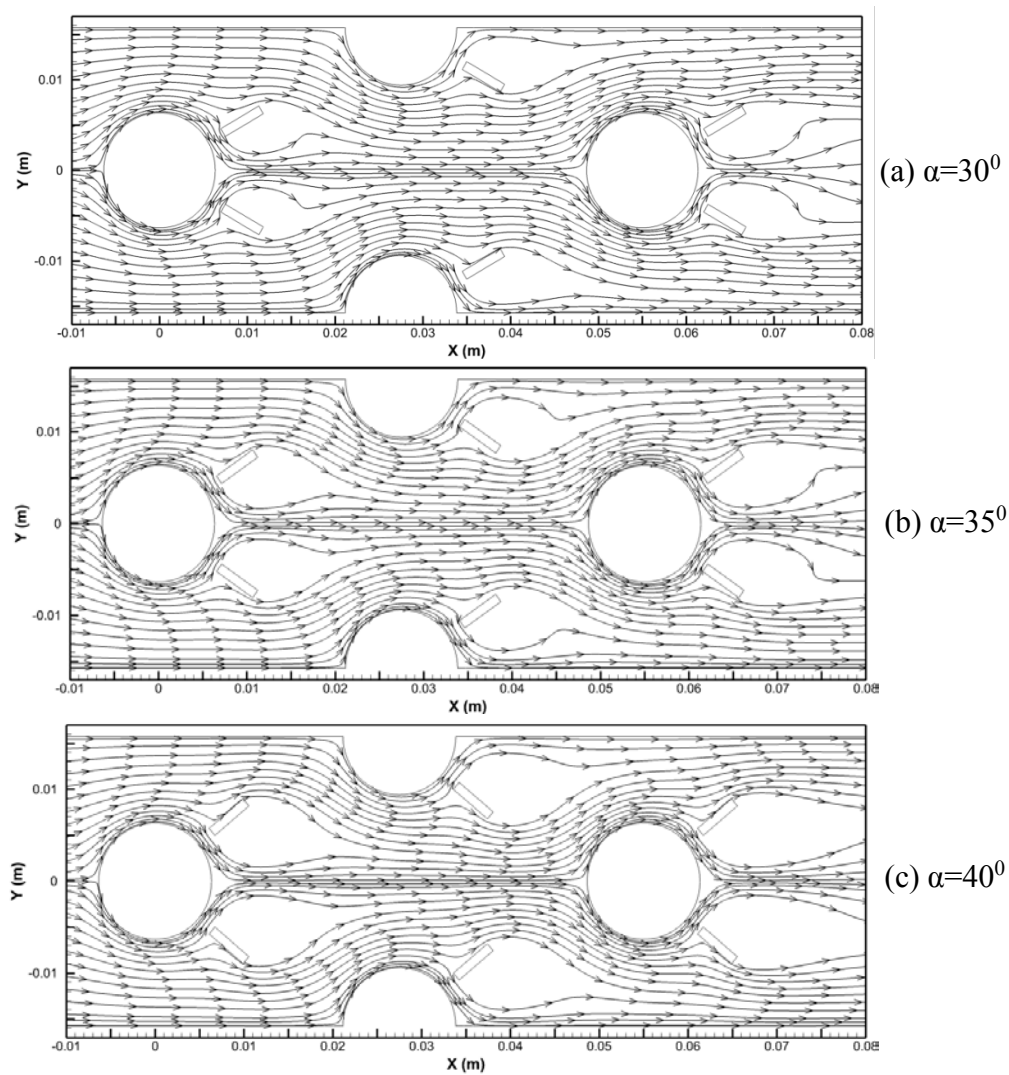
4.6 (b) berupa distribusi *local velocity* di permukaan *tube row 1* yang mendeskripsikan bahwa pada  $110^0 \leq \alpha \leq 180^0$  terjadi fluktuasi *local velocity*. Terjadinya perbedaan titik puncak fluktuasi pada sudut tersebut diduga menunjukkan adanya *reattachment* dari *shear layer*. Sebagaimana diindikasikan bahwa *free shear layer* terjadi pada *local velocity* yang bernilai 0, maka untuk kasus  $\alpha=30^0$  *separation point* terjadi pada  $\theta \geq 110^0$  dengan *local velocity* maksimum kedua terjadi pada  $\theta \leq 150^0$ . Hal tersebut dimungkinkan karena *free shear layer* yang melaju ke arah *downstream* terbagi menjadi dua arah yaitu menuju *wake region* dan *tube row 2*. Untuk aliran yang menuju *wake region*, fluida kembali *attach* ke permukaan *tube* dan menunda *separation point* sampai  $\theta \leq 160^0$ . Sedangkan yang menuju *tube row 2*, *free shear layer* berinteraksi dengan *upstream* sehingga terjadi peningkatan momentum fluida.

Fenomena berbeda ditunjukkan pada  $\alpha=35^0$  dan  $40^0$  bahwa *local velocity* maksimum terjadi pada  $130^0 \leq \theta \leq 140^0$  dengan penundaan *separation point* yang relatif sama. Ini diakibatkan oleh defleksi aliran dari *free shear layer* terjadi lebih awal dibandingkan pada  $\alpha=30^0$ . Hal tersebut memungkinkan fluida mendapat tambahan energi dari *freestream* sehingga terjadi peningkatan momentum fluida saat melalui celah sempit antara *tube* dan *obstacle*. Ini menunjukkan bahwa perubahan kecepatan di permukaan *tube* berkontribusi secara signifikan dalam mempengaruhi *boundary layer* dan proses *heat transfer*.

Selanjutnya, distribusi *local Nu* dan *velocity* di *tube row 2* berturut-turut ditunjukkan pada Gambar 4.6 (c) dan (d). Fenomena meningkatnya *local Nu* pada *stagnation point* di *tube row 2* dikarenakan *nozzle effect* dari konfigurasi *rectangular obstacle* di *centerline mainstream*. Dengan meningkatnya momentum fluida yang menuju *tube row 2*, maka ketebalan dari *laminar boundary layer* dipermukaan *tube* semakin tipis sehingga proses *heat transfer* menjadi meningkat. *Trend* grafik yang relatif sama ditunjukkan pada Gambar 4.6 (e) dan (f) untuk kasus di *tube row 3*. Akan tetapi terdapat penurunan *local Nu* dan *velocity* yang signifikan jika dibandingkan *tube row 2*. Ini disebabkan oleh pengaruh *fluid mixing* dari *upstream* dan *temperature mixing*

dari *tube row* 1 dan 2 sehingga *heat transfer* di *tube row* 3 semakin berkurang.

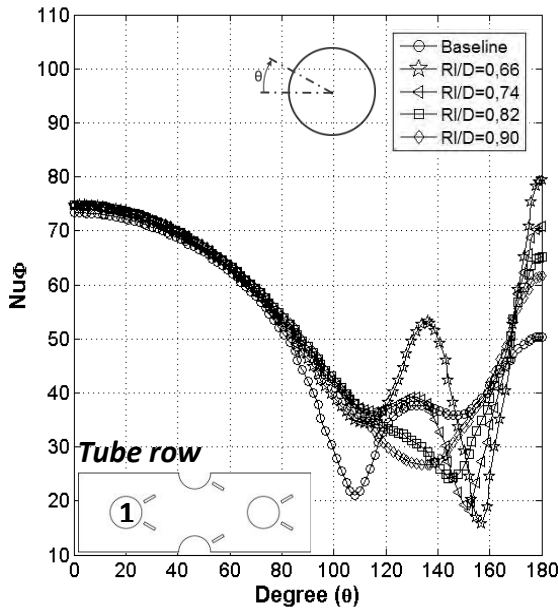
Secara kualitatif, peningkatan kecepatan aliran yang menuju *tube row* 2 dan 3 diilustrasikan pada Gambar 4.7 (a), (b), dan (c). Terlihat bahwa semakin besar ukuran  $\alpha$ , *velocity streamline* yang menuju *tube row* 2 dan 3 mengalami peningkatan. Hal tersebut berkontribusi terhadap bertambahnya *local Nu* dan *velocity* dipermukaan *tube* yang berkorelasi dengan peningkatan  $Nu_m$ .



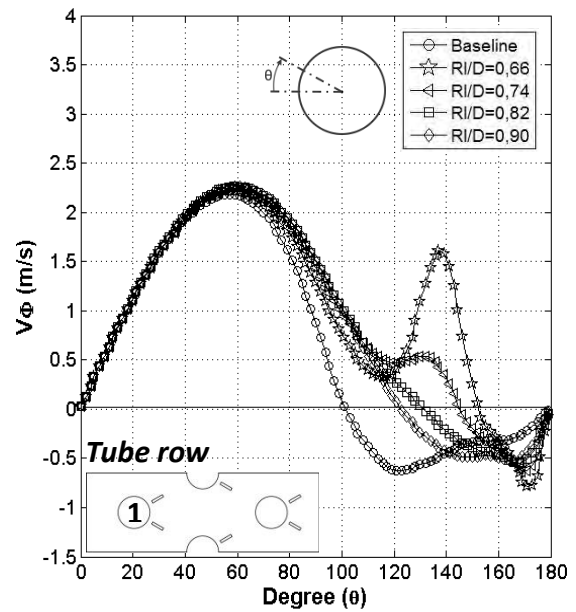
Gambar 4.7 Perbandingan *velocity streamline* dengan varisasi  $\alpha$  dari *rectangular obstacle* pada  $R_1/D=0,66$  dan  $Re_D=4000$

#### 4.4. Pengaruh Parameter *Radial Distance* dari *Rectangular Obstacle* Terhadap Distribusi *Local Nu* dan *Velocity* di Permukaan *Tube*

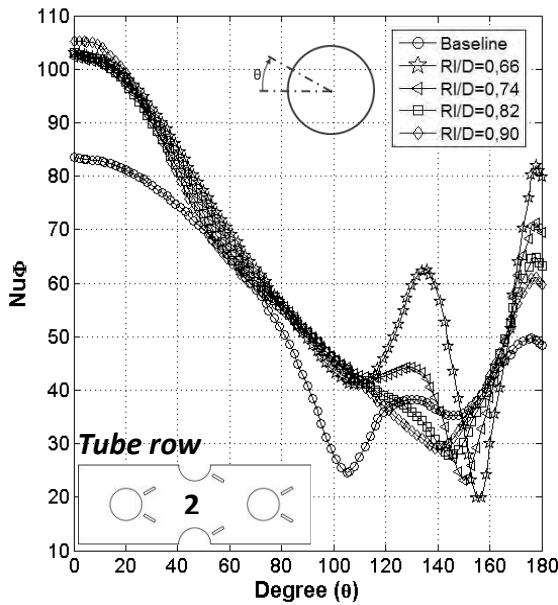
Gambar 4.8 (a) dan (b) menunjukkan hasil kuantitatif dari simulasi numerik berupa distribusi *local Nu* dan *velocity* dipermukaan *tube row* 1 dengan memvariasikan  $R_1/D$  dari *rectangular obstacle*.



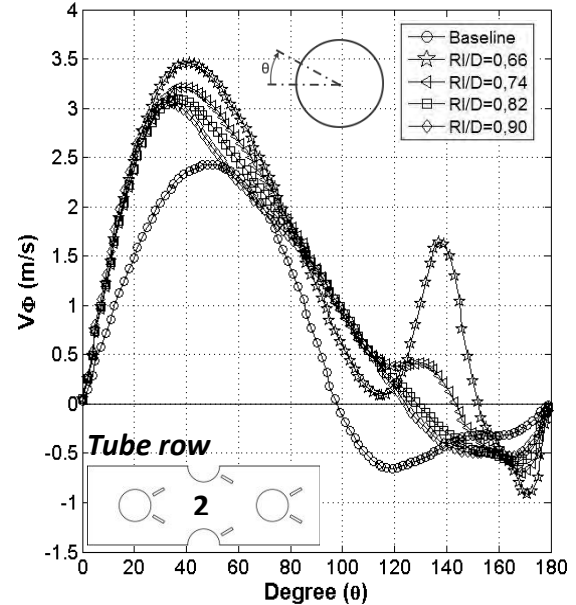
(a)



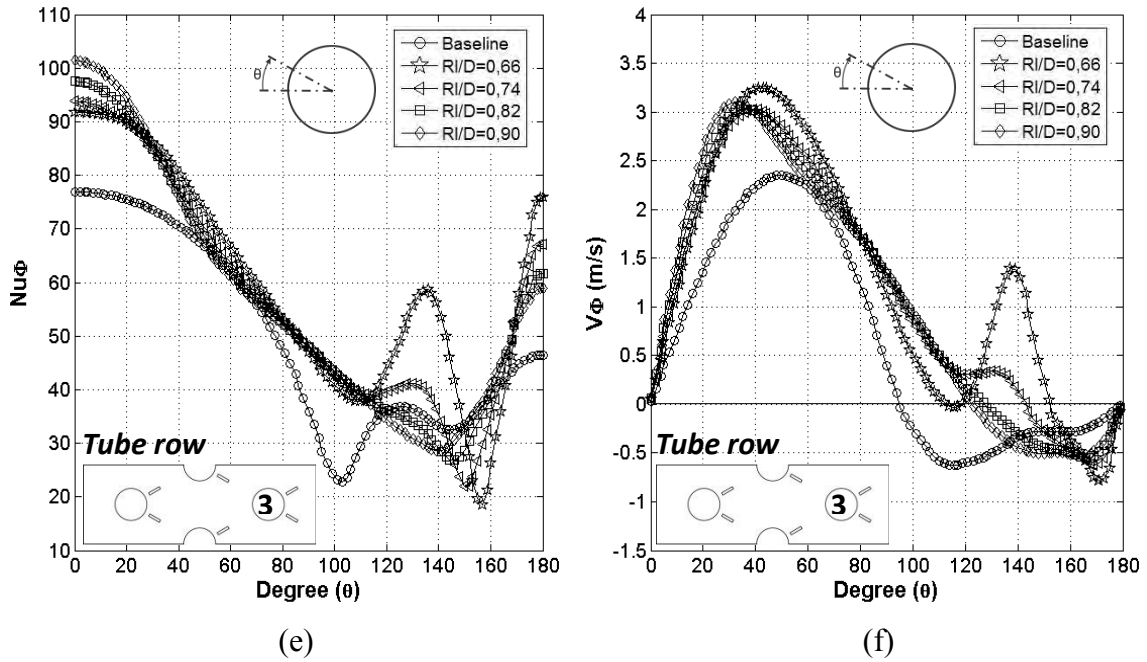
(b)



(c)



(d)



Gambar 4.8  $Nu_\theta$  vs.  $\theta$  dan  $V_\theta$  vs.  $\theta$  pada  $\alpha=40^\circ$ : (a dan b) *tube row* 1, (c dan d) *tube row* 2, dan (e dan f) *tube row* 3

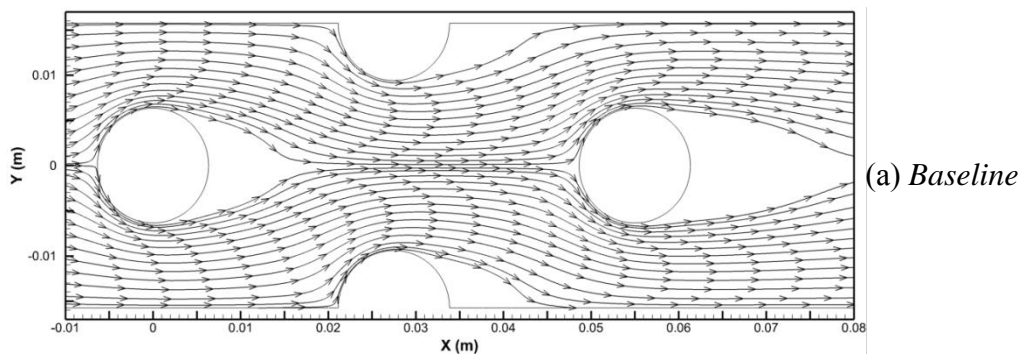
Pada *tube row* 1, terlihat bahwa dengan pemasangan *rectangular obstacle* di *rear tube*, saat divariasikan  $R/D$  pada  $\alpha$  konstan, menyebabkan terjadinya peningkatan *local Nu* dan *velocity* dibanding *tube banks* tanpa *obstacle*. Semakin besar  $R/D$  mengindikasikan fluktuasi *local Nu* dan *velocity* di *rear tube* semakin berkurang. Pola fluktuasi *local Nu* dan *velocity* tersebut menunjukkan *reattachment* dari *shear layer* yang terseparasi dari *tube*. *Local velocity* maksimum pada  $\theta=140^\circ$  merupakan efek dari *free shear layer* yang terbagi menjadi dua aliran, Satu *shear layer* bergerak ke arah *downstream* mengikuti *contour obstacle*. Sedangkan *shear layer* yang lain terdefleksi dan *attach* kembali ke permukaan *tube* dan akan terseparasi pada posisi  $120^\circ \leq \theta \leq 150^\circ$ . Fenomena ini juga diamati oleh Widodo *et al.* [34] yang mendefinisikan bahwa *shear layer* yang bergerak ke arah *downstream* disebut *backward shear layer* sedangkan yang bergerak ke arah *upstream* diistilahkan sebagai *forward shear layer*.

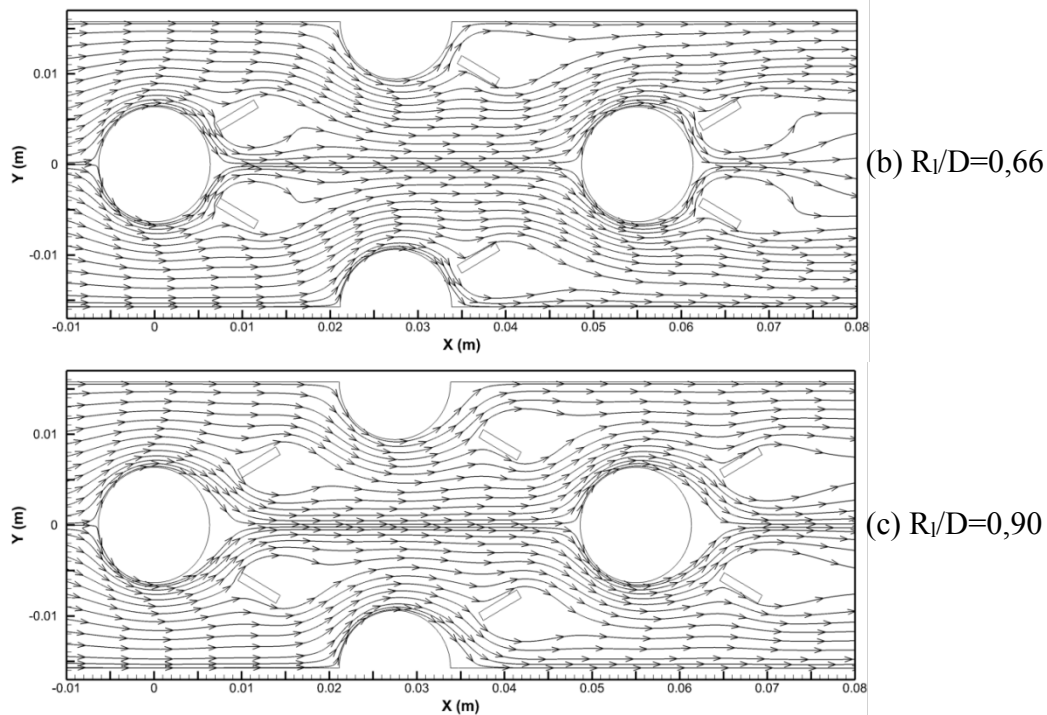
Selanjutnya, efek dari *shear layer* yang mengarah ke *tube row* 2 juga berkontribusi dalam peningkatan *local Nu*. Terlihat pada Gambar 4.8 (c) dan (d) bahwa terjadi peningkatan *local Nu* yang signifikan di titik stagnasi bila dibandingkan *baseline*. Akan tetapi, pada kasus variasi  $R/D$ , perbedaan *local*



Nu di titik stagnasi relatif sedikit. Hal tersebut diduga *blockage effect* dari *rectangular obstacle* lebih lemah dibandingkan saat memvariasikan *circumferential angle*. Penambahan energi pada *free shear layer* yang terseparasi dari *tube row 1* dengan momentum aliran *freestream* diidentifikasi lebih kecil dibandingkan di *rear tube*. Ini memungkinkan kecilnya peningkatan momentum pada setiap variasi  $R_1/D$  *obstacle*. Walaupun perbedaan *local Nu* pada titik stagnasi berbeda, di *rear tube* menunjukkan perbedaan yang signifikan antara *local Nu* dan *velocity* pada setiap variasi. Terlihat  $R_1/D=0,66$  menunjukkan fluktuasi yang lebih tinggi dibandingkan  $R_1/D$  lainnya. Pola tersebut memiliki kemiripan yang sama dengan *tube row 1* sehingga memungkinkan adanya fluktuasi *local Nu* maupun *velocity* didominasi oleh *nozzle effect*.

Sedangkan untuk kasus di *tube row 3*, terlihat pada Gambar 4.8 (e) dan (f) menunjukkan bahwa adanya kemiripan pola distribusi *local Nu* dan *velocity* dengan *tube row 2*. Penurunan *local Nu* dan *velocity* tersebut disebabkan *fluid mixing* dan *thermal effect* seperti yang telah dipaparkan sebelumnya. Secara kualitatif, fenomena peningkatan kecepatan aliran di belakang *tube* karena *blockage effect* diilustrasikan pada Gambar 4.9 (a), (b), dan (c). Terlihat bahwa semakin bertambah  $R_1/D$  dari *rectangular obstacle*, *velocity streamline* yang diarah ke *wake region* semakin lemah sehingga *local velocity* di *rear tube* semakin berkurang. Hal tersebut berkontribusi terhadap percepatan terjadinya *separation layer* dipermukaan *tube* yang berkorelasi dengan menurunnya *local Nu* di *rear tube* karena pembentukan *wake region*.



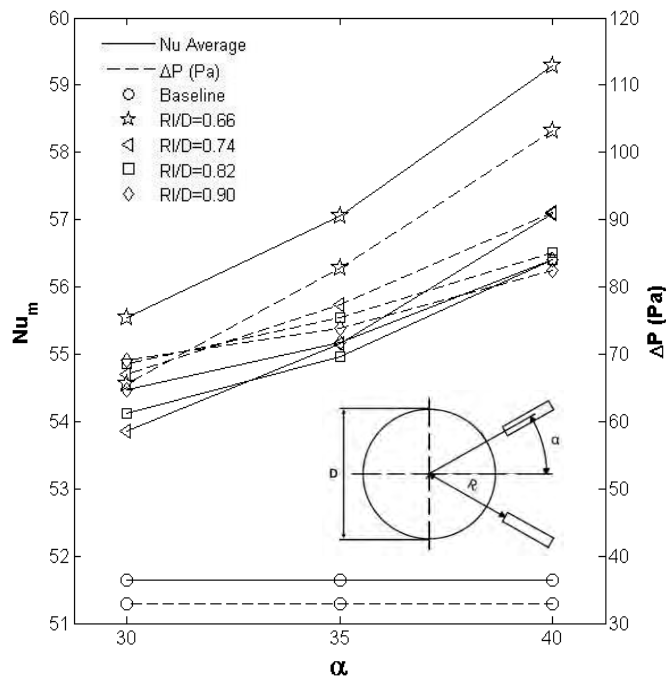


Gambar 4.9 Perbandingan *velocity streamline* dengan dan tanpa *rectangular obstacle* pada  $\alpha=30^\circ$  dan  $Re_D=4000$

#### 4.5. Heat Transfer Performance

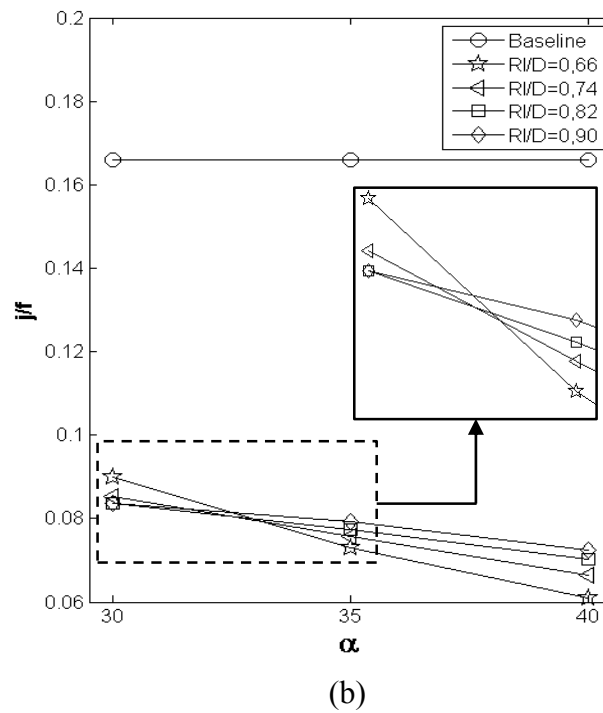
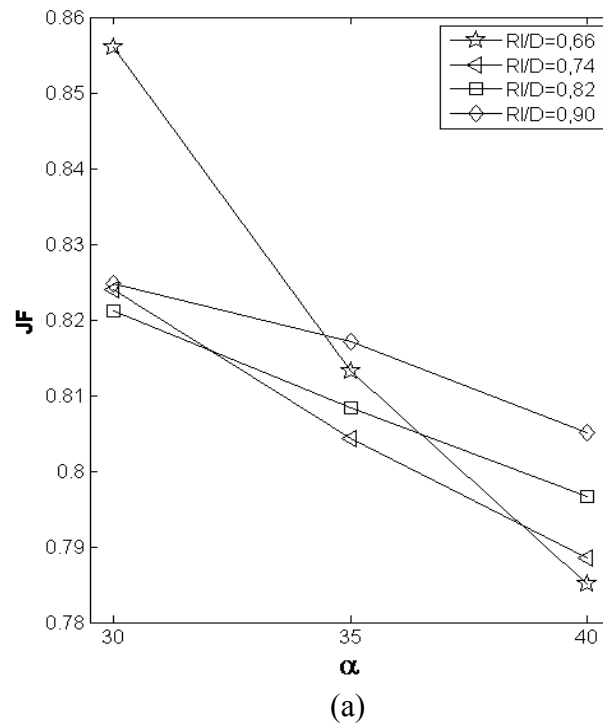
Gambar 4.10 menunjukkan hasil kuantitatif  $Nu_m$  dan  $\Delta P$  *tube banks* dengan dan tanpa *rectangular obstacle* pada  $Re_D=4000$ . Dari hasil variasi *circumferential angle* dan *radial distance rectangular obstacle*, terlihat bahwa dengan bertambahnya *circumferential angle* dari  $30^\circ$  sampai  $40^\circ$  terjadi peningkatan  $Nu_m$  yang signifikan bila dibandingkan *baseline*. Sedangkan pada kasus variasi *radial distance*, mengindikasikan bahwa semakin bertambahnya  $R_1/D$  dari 0,66 sampai 0,90,  $Nu_m$  mengalami penurunan. Ini berarti penambahan *rectangular obstacle* di *rear tube* sebagai pengarah aliran memberikan kontribusi yang signifikan terhadap kenaikan  $Nu$  di *leading* dan *rear tube*. Hal tersebut kembali menegaskan bahwa penambahan *rectangular obstacle* sebagai pengontrol pasif telah mempengaruhi karakteristik *boundary layer* di permukaan *tube* yang berakibat pada penundaan *separation point*. Selanjutnya *wake region size* yang terbentuk di belakang *tube* cenderung lebih sempit sehingga pada akhirnya menghasilkan  $Nu_m$  yang lebih tinggi.

Walaupun terjadi peningkatan  $Nu_m$  yang signifikan dari penggunaan *rectangular obstacle*, tetapi perlu diperhatikan bahwa fenomena tersebut berbanding lurus dengan peningkatan *pressure drop*. Terlihat pada Gambar 4.10 bahwa semakin tinggi *circumferential angle*, efek *pressure drop* semakin meningkat. Sedangkan untuk *radial distance*, semakin besar  $R_1/D$  ditunjukkan bahwa efek *pressure drop* semakin menurun. Ini dikarenakan pengaruh dari konfigurasi *rectangular obstacle* yang menyerupai *nozzle* sehingga memungkinkan untuk menurunkan tekanan aliran, seperti yang dinyatakan oleh Lei *et al.* [24]. Selain itu, fenomena tersebut telah diamati juga oleh He *et al.* [25] yang menyatakan bahwa peningkatan *pressure drop* dalam aliran juga dipengaruhi oleh faktor gaya *drag* yang dihasilkan VGs. Untuk mendukung data kuantitatif tersebut, fenomena akselerasi aliran yang berkontribusi terhadap *pressure drop* telah diilustrasikan pada Gambar 4.3 dan 4.4 sebelumnya.



Gambar 4.10  $Nu_m$  dan  $\Delta P$  vs. variasi geometri  $\alpha$  dan  $R_1/D$

Secara keseluruhan, performa dari *tube banks* dengan dan tanpa *rectangular obstacle* dievaluasi menggunakan *JF factor* dan *London area goodness factor* (selanjutnya disimbolkan dengan  $j/f$ ). Adapun hasil perhitungan dari *JF* dan  $j/f$  ditunjukkan pada Gambar 4.11 sebagai berikut.



Gambar 4.11 *Heat transfer performance*: (a) JF vs. variasi  $\alpha$  dan  $R_1/D$  dan (b)  $j/f$  vs. variasi  $\alpha$  dan  $R_1/D$

Gambar 4.11 (a) dan (b) menunjukkan pola *trend* grafik yang relatif sama. Terlihat bahwa semakin tinggi *circumferential angle*, JF dan  $j/f$  mengalami penurunan. Penurunan yang relatif tajam ditunjukkan pada  $\alpha=30^\circ$ -

40° dengan  $R_1/D = 0,66$ . Ini mengindikasikan bahwa efek dari *pressure drop* lebih dominan dibandingkan *heat transfer coefficient*. Hal berbeda ditunjukkan pada kasus *radial distance*, yang mengindikasikan bahwa semakin besar  $R_1/D$ , JF dan  $j/f$  semakin meningkat. Fenomena tersebut mendeskripsikan bahwa efek *pressure drop* lebih kecil dibandingkan *heat transfer coefficient*.

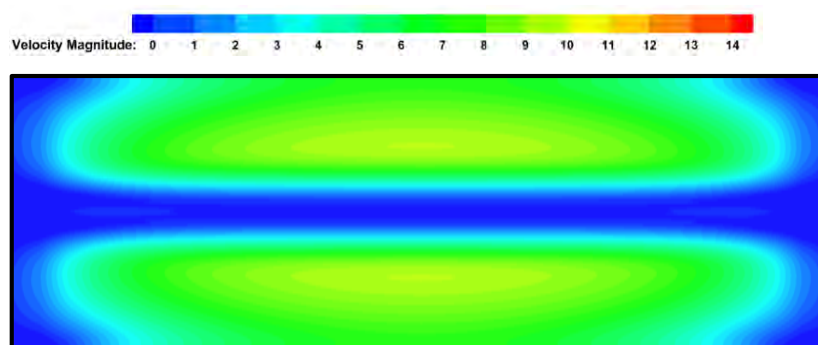
Seperti yang telah dipaparkan sebelumnya bahwa penentuan kombinasi optimal dari *circumferential angle* dan *radial distance rectangular obstacle* jika menggunakan parameter JF, maka nilai JF harus lebih besar dari 1. Sedangkan untuk  $j/f$  nilainya harus lebih besar dari *baseline*. Terlihat pada Gambar 4.11 (a) dan (b) menunjukkan nilai JF pada semua variasi saat menggunakan *rectangular obstacle* kurang dari 1 dan  $j/f$  lebih rendah dari *baseline*. Untuk itu, peneliti tertarik untuk mensimulasikan secara 3D *tube banks* dengan dan tanpa *rectangular obstacle*. Adapun kasus yang akan disimulasikan dalam 3D adalah *baseline*, *tube banks* dengan *rectangular obstacle* ( $\alpha=30^\circ$  dengan  $R_1/D = 0,66$ ), dan *tube banks* dengan CRVGs sebagai perbandingan [26]. Parameter yang disimulasikan sesuai kondisi 2D dengan tambahan geometri  $F_p=2,2$  mm dan  $H_{VGs}=0,8F_p$ . *Grid* yang digunakan sesuai dengan 2D, hanya menambahkan *grid* baru pada  $F_p$ . Tujuan dari simulasi 3D adalah untuk menunjukkan *heat transfer performance* dari *rectangular obstacle* bila dibandingkan *baseline* dan CRVGs.

Pada Tabel 4.2 ditunjukkan perbandingan hasil *heat transfer performance* antara simulasi numerik 2D dan 3D pada *baseline*, *tube banks* dengan *rectangular obstacle*, dan *tube banks* dengan CRVGs. Untuk kasus 2D, penggunaan *obstacle* mampu meningkatkan  $Nu_m$  sebesar 8% dan  $\Delta P$  sebesar 99%, sedangkan CRVGs dapat meningkatkan  $Nu_m$  sebesar 17% dan  $\Delta P$  sebesar 367% bila dibandingkan *baseline*. Nilai berbeda dihasilkan dari simulasi numerik 3D yang menunjukkan penggunaan *obstacle* dapat meningkatkan  $Nu_m$  sebesar 15% dan  $\Delta P$  sebesar 12%, sedangkan CRVGs dapat meningkatkan  $Nu_m$  sebesar 21% dan  $\Delta P$  sebesar 44% bila dibandingkan *baseline*.

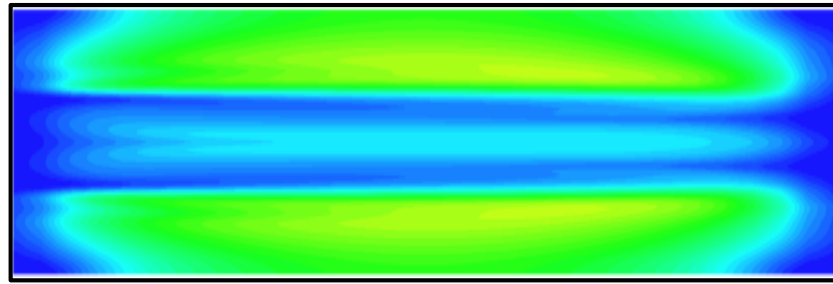
Tabel 4.2 Perbandingan hasil dari simulasi numerik secara 2D dan 3D

Studi Kasus	$Nu_m$	$\Delta P$ (Pa)	$JF$	$j/f$	Kenaikan $Nu_m$ (%)	Kenaikan $\Delta P$ (%)
<b>2D</b>						
<i>Baseline</i>	51,6	32,9	1,00	0,166		
<i>Obstacle</i> ( $\alpha=30^0$ , $R/D=0,66$ )	55,5	65,5	0,86	0,090	<b>8</b>	<b>99</b>
CRVGs [26]	60,6	153,9	0,70	0,042	<b>17</b>	<b>367</b>
<b>3D</b>						
<i>Baseline</i>	51,4	199,4	1,00	0,027		
<i>Obstacle</i> ( $\alpha=30^0$ , $R/D=0,66$ )	58,9	223,9	1,10	0,028	<b>15</b>	<b>12</b>
CRVGs [26]	64,4	286,6	1,11	0,024	<b>21</b>	<b>44</b>

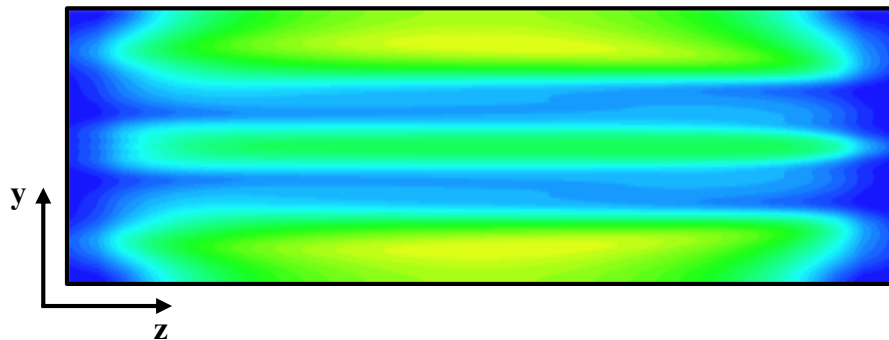
Perbedaan nilai  $Nu_m$  dan  $\Delta P$  antara simulasi numerik 2D dan 3D disebabkan oleh pengaruh dari *fin pitch* dan  $H_{VGs}$ . Pada kasus 2D, panjang dari *tube* di asumsikan 1 m sedangkan pada 3D panjang dari *tube* adalah sama dengan *fin pitch*. Apabila *tube banks* dengan *rectangular obstacle* disimulasikan secara 2D, maka akan terlihat seolah-olah *height* dari *obstacle* adalah sama dengan panjang *tube*. Ini berdampak pada *disturbance* aliran yang tinggi sehingga memungkinkan nilai dari  $\Delta P$  pada kasus *obstacle* 2D lebih tinggi bila dibandingkan 3D. Berbeda dengan 3D, peningkatan  $\Delta P$  relatif rendah dibandingkan dengan 2D. Ini dikarenakan tinggi dari *obstacle* telah ditentukan sebesar  $0,8F_p$  sehingga efek *disturbance* aliran bila dibandingkan 2D relatif rendah. Secara kualitatif efek *disturbance* aliran diilustrasikan secara berturut-turut pada Gambar 4.12 (a), (b), dan (c).



(a) *Baseline*



(b) *Tube* dengan *rectangular obstacle* pada  $\alpha=30^0$  dan  $R_1/D=0,66$



(c) *Tube* dengan CRVGs

Gambar 4.12 Perbandingan *contour velocity* di *rear tube row* 1 dengan dan tanpa VGs pada  $x=17$  mm; (unit: m/s)

Terlihat pada Gambar 4.12 (b) bahwa dengan menambahkan *rectangular obstacle* di belakang *tube* terjadi peningkatan kecepatan aliran yang dapat mengganggu perkembangan *wake region*. *Fluid mixing* di area tersebut berkontribusi terhadap meningkatnya intensitas turbulensi aliran sehingga efek *pressure drop* semakin meningkat. Bila dibandingkan dengan *baseline* pada Gambar 4.12 (a), penggunaan CRVGs pada Gambar 4.12 (c) lebih dominan dalam mengganggu perkembangan *wake region* di belakang *tube* sehingga  $Nu_m$  dan *pressure drop* aliran lebih tinggi dibandingkan dengan *rectangular obstacle*. Perubahan  $Nu_m$  dan  $\Delta P$  tersebut tentu mempengaruhi hasil perhitungan JF dan  $j/f$ . Terlihat pada Tabel 4.2 bahwa harga JF dan  $j/f$  antara hasil simulasi numerik 2D dan 3D menunjukkan perbedaan yang signifikan. Untuk kasus 2D, *tube* dengan *obstacle*, JF bernilai 0,86 dan  $j/f$  bernilai 0,09 lebih rendah bila dibandingkan *baseline*. Sedangkan pada 3D, untuk kasus yang sama, JF bernilai 1,10 dan  $j/f$  bernilai 0,028 lebih tinggi bila

dibandingkan *baseline*. Selain itu, bila dibandingkan dengan penggunaan CRVGs, perbedaan antara JF dan  $j/f$  relatif kecil. Sehingga dapat dikatakan bahwa *rectangular obstacle* relevan jika ditambahkan pada konfigurasi *tube banks* tersusun *staggered*.

Secara kuantitatif, hasil perhitungan JF dan  $j/f$  pada Gambar 4.11 memang belum relevan dengan kaidah yang telah ditentukan. Akan tetapi jika dibandingkan dengan penelitian sebelumnya yaitu Gong *et al.* [27], menunjukkan pola *trend* grafik yang relatif sama. Pada penelitian sebelumnya mendeskripsikan bahwa semakin besar *circumferential angle* maka JF *factor* mengalami penurunan. Hal berbeda ditunjukkan pada kasus *radial distance* bahwa semakin besar ukuran  $r_{vg}/r_D$ , menunjukkan JF *factor* semakin meningkat. Oleh karena itu, jika dikorelasikan dengan penelitian ini maka data JF dan  $j/f$  dapat digunakan sebagai penentu parameter kombinasi optimal antara *circumferential angle* dan *radial distance*. Bila mengacu dari hasil perhitungan JF dan  $j/f$  yang telah dilakukan, maka untuk kombinasi yang optimal dari variasi *circumferential angle* dan *radial distance* dari *rectangular obstacle* adalah  $\alpha=30^0$  dan  $R_1/D=0,66$ .

Selanjutnya penting untuk dicatat, bahwa parameter JF dan  $j/f$  belum sesuai digunakan dalam kasus simulasi numerik secara 2D. Sehingga dapat dikatakan bahwa parameter JF dan  $j/f$  hanya relevan digunakan untuk kasus yang diselesaikan dengan simulasi numerik secara 3D.



## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1. Kesimpulan

Secara keseluruhan, untuk meningkatkan *heat transfer performance* dari *tube banks fin heat exchanger*, diperlukan *design fin* yang mampu memanipulasi aliran ke arah *tube* yaitu menggunakan *rectangular obstacle*. Dari penelitian yang telah dilakukan, dapat disimpulkan beberapa hal seperti yang dituliskan sebagai berikut.

- a. Penggunaan *rectangular obstacle* pada konfigurasi *tube banks* tersusun *staggered* mampu mereduksi *wake region* dan meningkatkan kecepatan aliran yang menuju *tube row 2* dan *3*. Ini dikarenakan *blockage effect* aliran di *rear tube* dan *nozzle effect* di *centerline mainstream* oleh konfigurasi *obstacle* sehingga berkontribusi terhadap meningkatnya *local Nu* dan *velocity* dipermukaan *tube*.
- b. Variasi *circumferential angle* dan *radial distance* dari *rectangular obstacle* berkontribusi terhadap peningkatan  $Nu_m$  dan *pressure drop*. Hasil analisa  $Nu_m$ ,  $\Delta P$ , *JF factor* dan *London area goodness factor* menunjukkan kombinasi optimal antara *circumferential angle* dan *radial distance* dari *rectangular obstacle* diperoleh pada  $\alpha=30^0$  dengan  $R_1/D=0,66$ .

#### 5.2. Saran

Berdasarkan kelemahan dari simulasi numerik secara 2D dalam penentuan kombinasi optimal *circumferential angle* dan *radial distance* dari *rectangular obstacle*, maka perlu dilakukan penelitian lebih lanjut yaitu seperti yang dipaparkan sebagai berikut.

- a. Simulasi numerik secara 3D dengan parameter *circumferential angle* dan *radial distance* dari *rectangular obstacle* yang sama ditinjau dari intensitas *secondary flow* di belakang setiap *tube row*.
- b. Simulasi numerik secara 3D yang dilakukan dengan *multiple domain* yaitu menambahkan proses *heat transfer* secara konduksi antara *tube*

dengan *fin* dan secara konveksi antara *fin tube* dengan fluida. Dari fenomena tersebut selanjutnya dapat diindikasikan efektifitas *fin tube* dalam mentransfer panas.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1]. Xiaokui Ma, G. Ding, Y. Zhang, and K. Wang, *Airside heat transfer and friction characteristics for enhanced fin and tube heat exchanger with hydrophilic coating under wet conditions*, Int. J. Refrig. 30 (2007) 1153-1167.
- [2]. M. Fiebig, A. Valencia, and N.K. Mitra, *Wing-type vortex generators for fin-and-tube heat exchangers*, Exp. Therm. Fluid Sci. 7 (1993) 287–295.
- [3]. A.M. Jacobi, and R.K. Shah, *Heat transfer surface enhancement through the use of longitudinal vortices: a review of recent progress*, Exp. Therm. Fluid Sci. 11 (1995) 295–309.
- [4]. M. Henze, and J. von Wolfersdorf, *Influence of approach flow conditions on heat transfer behind vortex generators*, Int. J. Heat and Mass Transf. 54 (2011) 279–287.
- [5]. G. Lozaa and U. Merlo, *An Experimental Investigation of Heat Transfer and Friction losses of interrupted and wavy fins for fin and tube heat exchanger*, Int. J. Refrig. 24 (2001) 409-416.
- [6]. L.H. Tang, Zeng Min, G.N. Xie, and Q.W. Wang, *Fin Pattern Effects on Air-Side Heat Transfer and Friction Characteristics of Fin-and-Tube Heat Exchangers with Large Number of Large-Diameter Tube Rows*, Heat Transfer Eng. 30:3 (2009) 171-180.
- [7]. L.H. Tang, M. Zeng, and Q.W. Wang, *Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns*, Exp. Therm. Fluid Sci. 33 (2009) 818–827.
- [8]. A. Pal , D. Bandyopadhyay , G. Biswas, and V. Eswaran, *Enhancement of Heat Transfer Using Delta-Winglet Type Vortex Generators with a Common-Flow-up Arrangement*, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications: An International Journal of Computation and Methodology, 61:12 (2012) 912-928.

- [9]. J.M. Wu, and W.Q. Tao, *Impact of delta winglet vortex generators on the performance of a novel fin-tube surfaces with two rows of tubes in different diameters*, Energy Conver. and Management 52 (2011) 2895–2901.
- [10]. A. Lemouedda, M. Breuer, E. Franz, T. Botsch, and A. Delgado, *Optimization of the angle of attack of delta-winglet vortex generators in a plate-fin-and-tube heat exchanger*, Int. J. Heat Mass Transfer 53 (2010) 5386–5399.
- [11]. M. Zeng, L.H. Tang, M. Lin, and Q.W. Wang, *Optimization of heat exchangers with vortex-generator fin by Taguchi method*, Appl. Therm. Eng. 30 (2010) 1775–1783.
- [12]. M. Gorji, H. Mirgolbabaei, A. Barari, G. Domairry, and N. Nadim, *Numerical analysis on longitudinal location optimization of vortex generator in compact heat exchangers*, Int. J. Numer. Methods Fluids 66 (2011) 705–713.
- [13]. Rizki Anggiansyah dan Prabowo, *Studi Numerik Pengaruh Posisi Sudut Obstacle Berbentuk Rectangular terhadap Perpindahan Panas pada Tube Banks Staggered*, Jurnal Teknik POMITS 3:2 (2014) 186-191.
- [14]. Hastama Arinta Fanny dan Prabowo, *Studi Numerik Pengaruh Panjang Rectangular Obstacle terhadap Perpindahan Panas pada Staggered Tube Banks*, Jurnal Teknik POMITS 3:2 (2014) 180-185.
- [15]. Jiin-Yuh Jang, Ling-Fang Hsu, and Jin-Sheng Leu, *Optimization of the span angle and location of vortex generators in a plate-fin and tube heat exchanger*, Int. J. Heat and Mass Transf. 67 (2013) 432–444.
- [16]. P. Chu, Y.L. He, Y.G. Lei, L.T. Tian, and R. Li, *Three-dimensional numerical study on fin and oval-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators*, Appl. Therm. Eng. 29 (2009) 859–876.
- [17]. Abdulmajeed A. Ramadhan, *Numerical Study of Fluid Flow and Heat Transfer over a Bank of Oval-Tubes Heat Exchanger with Vortex Generators*, AJES 5:1 (2012) 88-108.
- [18]. J.S. Leu, Y.H. Wu, and J.Y. Jang, *Heat transfer and fluid flow analysis in plate-fin and tube heat exchangers with a pair of block shape vortex generators*, Int. J. Heat Mass Transfer 47 (2004) 4327–4338.

- [19]. Henk Huisseune, Christophe T'Joen, Peter De Jaeger, Bernd Ameel, Sven De Schampheleire, and Michel De Paepe, *Performance enhancement of a louvered fin heat exchanger by using delta winglet vortex generators*, Int. J. Heat and Mass Transf. 56 (2013) 475–487.
- [20]. M.J. Li, W.J. Zhou, J.F. Zhang, J.F. Fan, Y.L. He, and W.Q. Tao, *Heat transfer and pressure performance of a plain fin with radiantly arranged winglets around each tube in fin-and-tube heat transfer surface*, Int. J. Heat and Mass Transf. 70 (2014) 734–744.
- [21]. Guobing Zhou, and Qiuling Ye, *Experimental investigations of thermal and flow characteristics of curved trapezoidal winglet type vortex generators*, Appl. Therm. Eng. 37 (2012) 241-248.
- [22]. Leandro O. Salviano, Daniel J. Dezan, and Jurandir I. Yanagihara, *Optimization of winglet-type vortex generator positions and angles in plate-fin compact heat exchanger: Response Surface Methodology and Direct Optimization*, Int. J. Heat and Mass Transf. 82 (2015) 373–387.
- [23]. ANSYS FLUENT, *Fluent 6.3 User's Guide*, Macrovision Corporation, 2006.
- [24]. Yong-Gang Lei, Ya-Ling He, Li-Ting Tian, Pan Chu, and Wen-Quan Tao, *Hydrodynamics and heat transfer characteristics of a novel heat exchanger with delta-winglet vortex generators*, Chemical Eng. Sci. 65 (2010) 1551–1562.
- [25]. Ya-Ling He, Pan Chu, Wen-Quan Tao, Yu-Wen Zhang, and Tao Xie, *Analysis of heat transfer and pressure drop for fin and tube heat exchangers with rectangular winglet type vortex generators*, Appl. Therm. Eng. 61 (2013) 770-783.
- [26]. Bao Gong, Liang-Bi Wang, and Zhi-Min Lin, *Heat transfer characteristics of a circular tube bank fin heat exchanger with fins punched curve rectangular vortex generators in the wake regions of the tubes*, Appl. Therm. Eng. 75 (2015) 224-238.
- [27]. Incropera, Frank P., Bergman, Theodore L, Lavine, Adrienne S., and Dewitt, David P., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer Seventh Edition*, John Wiley and Sons Inc, New York, 2007.

- [28]. J.P. Holman, *Heat Transfer*, sixth edition, McGraw-Hill Book Co., Singapore, 1986.
- [29]. Jeom-Yul Yuna, and Kwan-Soo Lee, *Influence of design parameters on the heat transfer and flow friction characteristics of the heat exchanger with slit fins*, Int. J. Heat and Mass Transf. 43 (2000) 2529-2539.
- [30]. C.T. Hsieh, and J.Y. Jang, *Parametric study and optimization of louver finned-tube heat exchangers by Taguchi method*, Appl. Therm. Eng. 42 (2012) 101–110.
- [31]. L.J. Li, C.X. Lin, and M.A. Ebadian, *Turbulent mixed convective heat transfer in the entrance region of a curved pipe with uniform wall temperature*, Int. J. Heat and Mass Transf. 41 (1998) 3793-3805.
- [32]. Si-Min Huang, Minlin Yang, Yu Yang, and Xiaoxi Yang, *Fluid flow and heat transfer across an elliptical hollow fiber membrane tube bank for air humidification*, Int. J. Thermal Sci. 73 (2013) 28-37.
- [33]. Liting Tian, Yaling He, Yubing Tao, and Wenquan Tao, *A comparative study on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchanger with punched delta winglets in staggered and in-line arrangements*, Int. J. Thermal Sci. 48 (2009) 1765–1776.
- [34]. Widodo, Wawan A., Yuwono, T., dan Mirmanto, H., *Studi Komparasi Simulasi Numerik Aliran Melintasi Dua Silinder Teriris (Tipe I-65<sup>0</sup>) dan Dua Silinder Sirkular Tersusun Tandem (L/D=1,5) akibat Pengaruh Dinding Datar Pada Berbagai Jarak Gap (G/D)*, Jurnal Teknik Mesin 2 (2010) 90-98.

## BIOGRAFI PENULIS



**Nanang Romandoni** lahir pada hari Kamis Legi, 29 Maret 1990 / 2 Romadhon 1410 H di Ds. Jalen Kec. Balong Kab. Ponorogo. Pendidikan Sarjana penulis ditempuh di Jurusan Teknik Mesin Unesa pada tahun 2008 dengan program keahlian Teknik Mesin Otomotif. Selanjutnya penulis tertarik untuk melanjutkan *study* Magister di Jurusan Teknik Mesin ITS pada tahun 2013 dengan program keahlian Rekayasa Konversi Energi (RKE) melalui program BPPDN DIKTI. Fokus penelitian penulis adalah perpaduan disiplin ilmu antara *fluid mechanics*, *thermodynamics*, dan *heat transfer* yang memungkinkan untuk dapat dikembangkan dalam pengaplikasiannya di *real condition*, sehingga memunculkan gagasan sederhana untuk memanfaatkan *renewable energy*. Untuk berkoordinasi dengan penulis, dapat menghubunginya *via message* yaitu No. Hp 085-735-152-569. Pesan Penulis terhadap diri sendiri adalah “**JANGAN BODOH**”.