

# Studi Numerik Pengaruh Variasi Sudut Peletakan *Rectangular Obstacle* dengan $l/D$ Sebesar 0,2 Terhadap Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas pada *Staggered Tube Banks*

Nurul Komari dan Prabowo

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111

E-mail: prabowo@me.its.ac.id

**Abstrak**—Peningkatan performa *compact heat exchanger* (penukar kalor tipe kompak) yang ditandai dengan meningkatnya nilai perpindahan panas dapat dilakukan dengan pemasangan *obstacle* pada sisi eksternal. Berdasarkan hal tersebut, dilakukan studi numerik dengan menambahkan *obstacle* berbentuk *rectangular* bervariasi sudut peletakan ( $\alpha$ ) sebesar  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$  berukuran  $l/D = 0,2$  pada *compact heat exchanger*. Fluida kerja berupa udara berkecepatan konstan sebesar 2 m/s yang mengalir pada sisi eksternal, dimodelkan sebagai gas ideal bertemperatur 308 K dan temperatur *tube* dikondisikan sebesar 325,77 K. Perangkat lunak dengan prinsip *Computational Fluid Dynamic (CFD)* digunakan untuk tahap pembuatan domain dan simulasi secara 2 dimensi. Studi bertujuan untuk mengetahui karakteristik aliran dan perpindahan panas pada *tube banks*, ditinjau secara kualitatif menggunakan visualisasi kontur temperatur dan kecepatan, serta secara kuantitatif dengan menganalisa grafik kecepatan lokal, bilangan *Nusselt (Nu)* lokal dan penurunan tekanan. Dibandingkan dengan model *baseline* (tanpa *obstacle*) dan model dengan  $\alpha$  sebesar  $30^\circ$  dan  $45^\circ$ , model dengan  $\alpha$  sebesar  $60^\circ$  mengalami peningkatan nilai tertinggi untuk kecepatan lokal sebesar 34,709% dan perpindahan panas sebesar 10,107%. Terjadinya peningkatan kecepatan lokal dan perpindahan panas berakibat pada semakin besarnya nilai penurunan tekanan ( $\Delta P$ ), sehingga nilai  $\Delta P$  untuk model dengan  $\alpha$  sebesar  $60^\circ$  mengalami penurunan terbesar, yaitu sebesar 23,73 Pa.

**Kata kunci**— *compact heat exchanger*, kecepatan lokal, perpindahan panas, *rectangular obstacle*, sudut *obstacle*.

## I. PENDAHULUAN

PENUKAR kalor atau dikenal dengan *heat exchanger* merupakan peralatan yang banyak diaplikasikan dalam dunia *engineering* maupun industri. Salah satu tipe *heat exchanger* adalah *compact heat exchanger*. Berdasarkan konfigurasi *tube*, *compact heat exchanger* dibagi menjadi 2 jenis, yaitu *aligned* dan *staggered*. Kinerja dan efisiensi yang baik dibutuhkan dalam pengoperasian *compact heat exchanger*, namun seringkali ditemukan penurunan performa perpindahan panas pada sisi eksternal dan internal penukar kalor. Yadav, dkk [1] dalam jurnalnya menyatakan bahwa kontribusi hambatan termal terbesar terjadi pada sisi eksternal, yaitu sebesar 76% pada evaporator dan 95% pada kondensator. Dilatarbelakangi oleh permasalahan ini, maka dilakukan usaha-usaha untuk meningkatkan perpindahan panas pada sisi eksternal.

Salah satu upaya yang dilakukan adalah dengan menambahkan *obstacle* pada sisi *fin* yang bertujuan untuk meningkatkan turbulensi aliran fluida sisi eksternal sehingga perpindahan panas meningkat. Berdasarkan penelitian yang

dilakukan oleh Ramadhan [2], penambahan *vortex generator (VG)* pada *oval tube heat exchanger* meningkatkan nilai *overall average Nusselt number* untuk variasi peletakan *VG* pada sudut  $30^\circ$  sebesar 10-20,4% dan untuk sudut  $45^\circ$  sebesar 10,4–27,7% pada rentang bilangan *Reynolds* sebesar 250-1500. Chairunnisa [3] melakukan studi numerik pada *tube banks* model *baseline* dan model dengan penambahan *convergence promoters (CPs)* tersusun *staggered* dengan memvariasikan kecepatan udara inlet sebesar 3 m/s, 4 m/s dan 5 m/s. Hasil penelitian ini berupa peningkatan bilangan *Nusselt* rata-rata sebesar 47-63% untuk model dengan *CPs* dibandingkan model *baseline* yang diiringi dengan penurunan nilai koefisien tekanan yang semakin besar untuk model modifikasi dengan kecepatan yang meningkat. Leu, dkk [4] mengevaluasi manfaat penambahan sepasang *vortex generator* pada *plate-fin heat exchanger* secara numerik dan eksperimental dengan variasi sudut span ( $\theta = 30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$ ). Dari penelitian ini diperoleh pengurangan rasio area hingga 25% yang dicapai oleh model dengan  $\theta = 45^\circ$ .

Didasari oleh penelitian terdahulu maka dilakukan studi numerik dengan tujuan untuk mengetahui pengaruh penambahan *rectangular obstacle (RO)* terhadap karakteristik aliran dan perpindahan panas pada *staggered tube banks* dengan variasi sudut peletakan *RO* ( $\alpha$ ) sebesar  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  dan  $60^\circ$ . Hasil secara kualitatif ditinjau berdasarkan analisa kontur kecepatan, kontur temperatur, *pathline* dan vektor kecepatan. Secara kuantitatif, hasil dianalisa berdasarkan distribusi nilai bilangan *Nusselt* dan kecepatan lokal pada kontur, serta penurunan tekanan rata-rata pada model *tube banks* tanpa modifikasi (*baseline*) dan model modifikasi dengan penambahan *RO*.

## II. METODOLOGI PENELITIAN

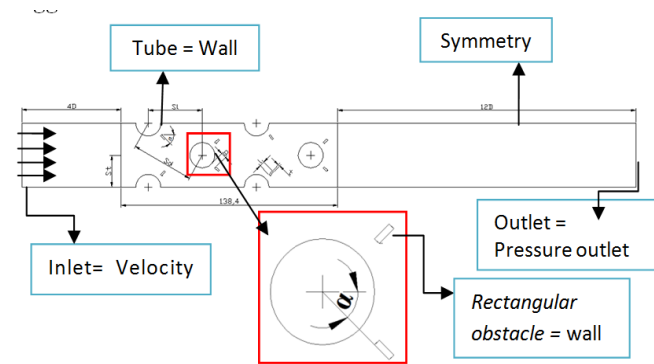
Simulasi numerik dilakukan secara dua dimensi dengan menggunakan perangkat lunak berbasis *Computational Fluid Dynamic (CFD)* untuk proses pembuatan domain dan iterasi. Adapun skema geometri model untuk penelitian diperlihatkan pada gambar 1 dan keterangan geometri ditampilkan pada tabel 1.

Prosedur yang dilakukan pada penelitian secara numerik dibagi menjadi 3 tahap utama, antara lain:

### A. Pre-processing

Tahap *pre-processing* merupakan tahap awal dalam simulasi numerik berbasis *CFD*. Pada tahap ini dilakukan

input data, pembuatan geometri model, penentuan domain, *meshing* dan *boundary type*, yang ditampilkan pada tabel 2. Tahap ini dilakukan menggunakan *software* GAMBIT 2.4.6. *Meshing* model *baseline* dan model modifikasi dengan variasi sudut ( $\alpha$ ) ditunjukkan pada gambar 2.



Gambar 1. Geometri *plate-fin-circular tube* dengan adanya penambahan *rectangular obstacle*

Tabel 1.

Geometri *Compact Heat Exchanger* Tipe *Plate Fin Circular Tube*

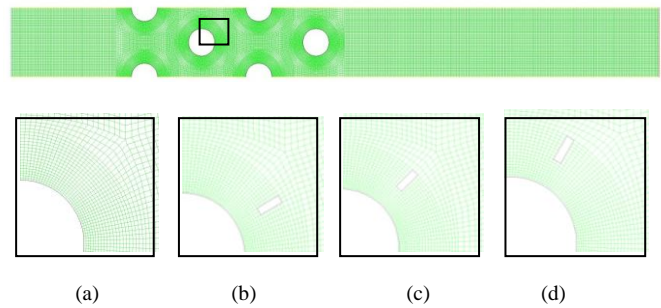
Dimensi	Nilai
Diameter luar <i>tube</i> (mm)	15,88
Jarak Transversal <i>tube</i> ( $S_T/D$ )	2,519
Jarak Longitudinal <i>tube</i> ( $S_L/D$ )	2,179
Jarak Diagonal <i>tube</i> ( $S_D/D$ )	2,517
Jumlah baris <i>tube</i>	4
Panjang arah aliran udara (mm)	399,41
Sudut ( $\alpha$ )	30°, 45° dan 60°
Lebar, $t$ (mm)	1
Panjang, $\ell$ (mm)	3,176
Jarak <i>obstacle</i> dengan <i>tube</i> ( $g/S_T$ )	0,08

**B. Processing**

Tahap kedua dilakukan menggunakan perangkat lunak FLUENT 6.3.26 yang dimulai dengan pembacaan data hasil *pre-processing*. Jenis *solver* yang dipilih berupa keakuratan tunggal 2D karena hanya dibutuhkan memori penyimpanan komputer yang rendah namun cukup presisi untuk pemodelan. *Turbulence model* yang digunakan adalah *k-ε Renormalization Group*, mengacu pada penelitian yang dilakukan oleh Chairunnisa [3]. Solusi ditentukan berupa *second order* dan *properties* udara yang dimodelkan sebagai gas ideal dengan kondisi aliran *steady* dan *incompressible*, ditampilkan pada tabel 3. Lalu dilakukan proses iterasi hingga mencapai kriteria konvergensi sebesar  $10^{-6}$ .

• *Validation of Numerical Result*

Proses ini bertujuan untuk membandingkan keakuratan nilai yang dihasilkan oleh beberapa jenis *meshing*. Validasi untuk studi ini dilakukan dengan membandingkan bilangan *Nusselt* rata-rata *tube banks* secara perhitungan teoritis menggunakan persamaan yang dicetuskan oleh Grimson dengan hasil simulasi. Jenis *mesing* dan hasil perhitungan validasi ditampilkan pada tabel 4. Dengan perbedaan yang paling sedikit, maka dipilih *meshing* jenis C dengan jumlah *cells* sebanyak 32.030 *cells*.



Gambar 2. Bentuk *meshing*, (a) model *baseline* dan model modifikasi dengan (b)  $\alpha = 30^\circ$ , (c)  $\alpha = 45^\circ$ , (d)  $\alpha = 60^\circ$

Tabel 2.

*Boundary condition straight fin circular tube*

Boundary Condition	Keterangan
Inlet	Type : <i>Velocity Inlet</i> Kecepatan : 2(m/s), $Re_D = 1913$ Temperatur inlet : 308 K
Outlet	Type : <i>Outflow</i>
<i>Tube</i>	Type : <i>StationaryWall</i> Temperatur : 325,77K
<i>Rectangular obstacle</i>	Type : <i>Stationary Wall</i>

Tabel 3.

*Properties* udara inlet

Properties	Keterangan
Massa Jenis ( $kg/m^3$ )	1,149
Panas Spesifik ( $C_p$ ) (KJ/kg. K)	1.007,32
Viskositas Absolut ( $\mu$ ) (N.s/m <sup>2</sup> )	$1,884 \times 10^{-4}$
Konduktifitas Termal (W/m.K)	0,0269
Bilangan <i>Prandtl</i> ( <i>Pr</i> )	0,7059

Tabel 4.

*Grid Independency Validation*

Mesh	Jumlah <i>cell</i>	$Nu_D$	Nu <sub>D</sub> Teoritis menggunakan persamaan Grimson = 37,337
			Perbedaan (%)
A	17.912	41,251	10,483 %
B	23.300	40,878	9,483%
C	32.030	38,873	4,113%
D	42.140	39,138	4,823%

**C. Post-processing**

Hasil simulasi numerik secara kualitatif dianalisa berdasarkan visualisasi kontur kecepatan, temperatur dan *pathline* kontur. Secara kuantitatif, data hasil iterasi diolah menjadi grafik. Grafik yang dihasilkan antara lain grafik kecepatan kontur, bilangan *Nusselt* kontur dan penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) sistem untuk masing-masing model *tube banks*.

**III. HASIL DAN DISKUSI**

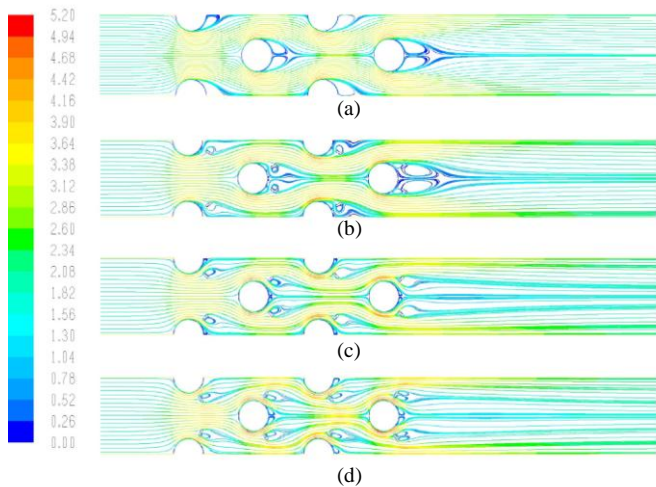
Fokus utama dari penelitian ini adalah mengetahui pengaruh penambahan *rectangular obstacle* dengan variasi sudut peletakan sebesar 30°, 45° dan 60° dibandingkan dengan model *baseline* pada kecepatan udara konstan sebesar 2 m/s. Hasil yang ditampilkan berupa visualisasi kontur kecepatan,

temperatur dan *pathline* aliran, serta data-data berupa grafik kecepatan lokal, grafik bilangan *Nu* dan penurunan tekanan ( $\Delta P$ ).

**A. Analisa Visualisasi Pola Aliran Hasil Simulasi**

**a. Analisa *pathline* dan kontur kecepatan aliran model *baseline* dan modifikasi**

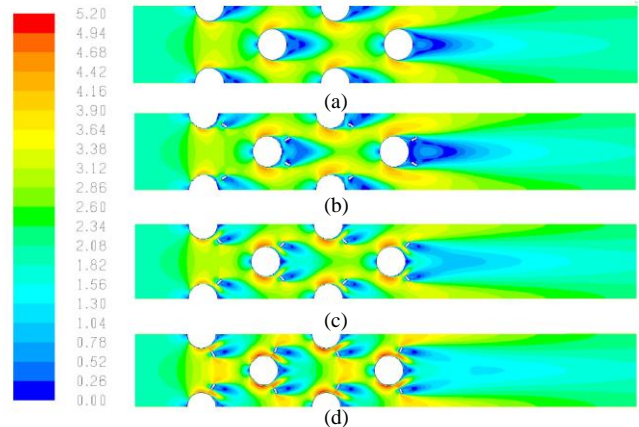
Visualisasi berupa *pathline* untuk model *baseline* dan ketiga model modifikasi pada kecepatan konstan sebesar 2 m/s ditunjukkan pada gambar 3. Berdasarkan gambar 3, seluruh model menunjukkan pola aliran yang sama ketika aliran menumbuk ujung depan *tube*, yaitu aliran mengalami perlambatan kecepatan hingga bernilai 0 m/s yang ditunjukkan oleh spektrum warna biru tua. Titik dengan kecepatan minimum ini disebut titik *stagnasi*. Lalu aliran terpecah ke bagian *upstream* dan *downstream tube* baris pertama dan pola yang dihasilkan menunjukkan kesamaan. Adanya penyempitan area antara *tube* baris pertama bagian atas dan bawah, aliran mengalami percepatan akibat munculnya efek *nozzle*. Percepatan aliran ditunjukkan pada daerah dengan spektrum merah tua.



Gambar 3. Visualisasi *pathline* aliran untuk (a) model *baseline* dan model modifikasi, (b)  $\alpha = 30^\circ$ , (c)  $\alpha = 45^\circ$ , (d)  $\alpha = 60^\circ$

Pengaruh pemberian *RO* terlihat pada daerah *downstream tube* baris pertama hingga baris-baris selanjutnya. Seperti ditunjukkan pada gambar 3, adanya *RO* menyebabkan pecahnya aliran melewati bagian *upside* dan *downside RO*. Aliran melewati *upside RO* baris pertama dipercepat akibat penyempitan celah sehingga kecepatan aliran utama menumbuk baris kedua lebih tinggi dibandingkan model *baseline*. Hal ini ditunjukkan oleh spektrum warna kuning yang lebih cerah. Namun, aliran melewati *downside RO* menunjukkan karakteristik aliran berbeda-beda untuk  $\alpha$  yang berbeda. Pada model dengan  $\alpha$  sebesar  $45^\circ$  dan  $60^\circ$ , aliran melalui sisi *downside* mengalami percepatan aliran sehingga daerah *wake*, yang ditunjukkan oleh warna biru tua, di belakang *tube* tereduksi, sedangkan model dengan  $\alpha$  sebesar  $30^\circ$  tidak mengalami percepatan aliran dan daerah *wake* tidak tereduksi. Peristiwa pada model  $\alpha = 30^\circ$  ini terjadi karena

*separasi* aliran terjadi pada rentang sudut *tube* yang berada jauh di depan *RO*, sehingga aliran dengan kecepatan tinggi sebagian besar telah diarahkan menuju *tube* baris kedua. Penjelasan mengenai fenomena ini diperjelas dengan tampilan kontur kecepatan pada masing-masing model pada gambar 4. Tampak pada gambar bahwa model dengan  $\alpha$  sebesar  $60^\circ$  menunjukkan distribusi nilai kecepatan yang paling tinggi sesuai dengan distribusi spektrum warna yang paling cerah dibanding ketiga model lainnya.



Gambar 4. Visualisasi kontur kecepatan untuk (a) model *baseline* dan model modifikasi, (b)  $\alpha = 30^\circ$ , (c)  $\alpha = 45^\circ$ , (d)  $\alpha = 60^\circ$

**b. Analisa kontur temperatur aliran model *baseline* dan modifikasi**

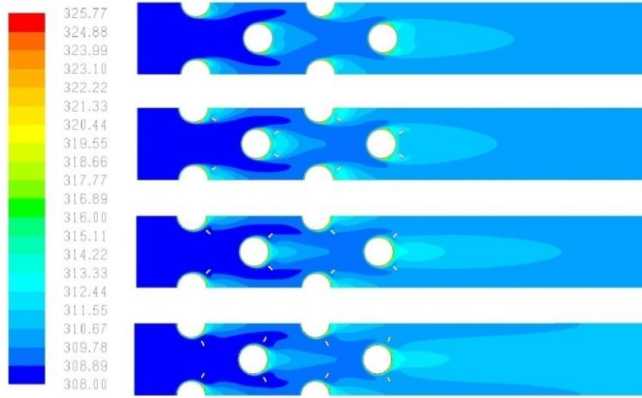
Berdasarkan visualisasi kontur temperatur yang ditunjukkan pada gambar 5, temperatur tertinggi ditunjukkan oleh spektrum warna merah tua yang terdistribusi di sepanjang sisi kontur *tube* dan temperatur terendah berwarna biru tua yang terdistribusi di sepanjang sisi inlet sistem. Keempat pemodelan memiliki distribusi temperatur statis pada kontur *tube* yang serupa hingga mencapai rentang  $\theta \approx 90^\circ$  untuk *tube* pada baris pertama dan pengaruh *RO* tampak pada baris selanjutnya.

Perpindahan panas terjadi dari dinding *tube* menuju aliran fluida yang menyapu permukaan, sesuai dengan prinsip perpindahan panas, yaitu dari reservoir dengan temperatur tinggi menuju temperatur rendah. Dari gambar ditunjukkan bahwa untuk semua model pada *tube* baris kedua telah terjadi peningkatan nilai temperatur inlet berlanjut pada *tube* baris ketiga dan keempat. Peningkatan nilai temperatur inlet pada setiap baris *tube* membentuk tingkatan temperatur, dimana peningkatan temperatur terbesar terdapat pada *tube* baris keempat. Peningkatan perpindahan panas pada *tube banks* dengan  $\alpha$  sebesar  $45^\circ$  dan  $60^\circ$  lebih baik dibandingkan dengan model *baseline*. Adanya aliran sekunder menunda separasi dan memperkecil area *wake* jika dibandingkan dengan model *baseline* sehingga udara dengan temperatur rendah dapat menyapu daerah kontur lebih jauh dan perpindahan panas terjadi lebih efektif.

**B. Analisa Data Kuantitatif Hasil Simulasi**

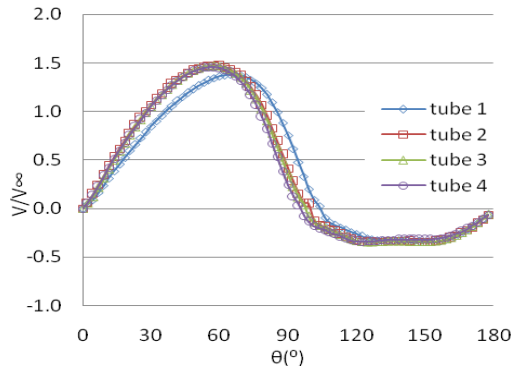
Analisa data kuantitatif dilakukan pada *tube* baris pertama

dan kedua masing-masing model dikarenakan nilai kecepatan lokal dan bilangan *Nusselt* menunjukkan nilai terbesar dan berpengaruh pada nilai *tube* di belakangnya. Secara keseluruhan untuk *tube* baris ketiga dan keempat, karakteristik aliran dan perpindahan panas tidak sebesar kedua baris di depannya disebabkan oleh efek turbulensi yang cenderung konstan.



Gambar. 5. Visualisasi kontur temperatur untuk (a) model *baseline* dan model modifikasi, (b)  $\alpha = 30^\circ$ , (c)  $\alpha = 45^\circ$ , (d)  $\alpha = 60^\circ$

a. Analisa kecepatan lokal model *baseline* dan modifikasi

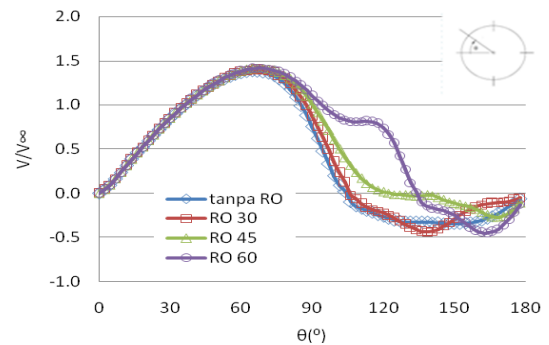


Gambar. 6. Distribusi kecepatan lokal pada *Tube Banks* model *Baseline*

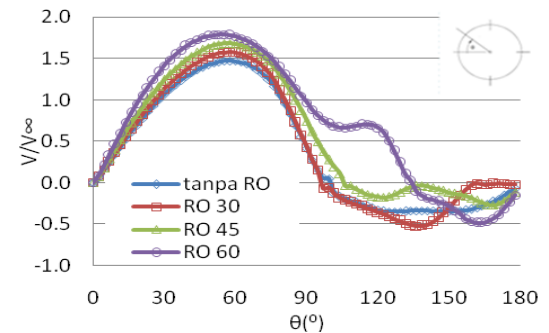
Berdasarkan gambar 6, nilai kecepatan lokal bervariasi terhadap sudut kontur permukaan *tube*. Pada sudut kontur sebesar  $0^\circ$  untuk semua baris *tube*, nilai kecepatan lokal bernilai 0 m/s yang merupakan titik stagnasi. Nilai kecepatan maksimum pada baris *tube* pertama dicapai pada sudut  $\theta \approx 75^\circ$  dan baris *tube* selanjutnya mengalami kecepatan maksimum pada sudut  $\theta \approx 60^\circ$ . Separasi pada *tube* pertama terjadi pada sudut  $\theta \approx 110^\circ$ . Separasi aliran terjadi ketika aliran yang datang sudah tidak mampu lagi melawan *adverse pressure gradient* dan *friction effect* pada kontur *tube*, akibatnya adalah terjadi pengurangan momentum aliran dan aliran seakan-akan terlepas dari kontur. Perpindahan aliran secara *downstream* menjadi sulit dan akhirnya terjadi separasi lapis batas yang ditandai dengan aliran membalik yang ditandai dengan kecepatan lokal bernilai negatif pada grafik.

Gambar 7 dan 8 masing-masing menunjukkan distribusi kecepatan lokal pada *tube* pertama dan kedua masing-masing

model. Berdasarkan gambar 7, daerah pada rentang sudut  $0^\circ \leq \theta \leq 80^\circ$  memiliki distribusi kecepatan sama. Setelah melewati titik kecepatan maksimum, peletakan *RO* berpengaruh terhadap pergeseran titik separasi. Pergeseran titik separasi terjauh terjadi pada model  $\alpha = 60^\circ$ , sedangkan model dengan  $\alpha = 30^\circ$  tidak mengalami pergeseran separasi. Berdasarkan gambar 8, pengaruh penambahan *RO* menunjukkan fenomena yang berbeda-beda di sepanjang kontur. Aliran yang diarahkan oleh *RO* pada baris pertama menyebabkan percepatan aliran yang menumbuk *tube* baris kedua, ditunjukkan oleh nilai  $V/V_\infty$  yang lebih besar. Pada rentang  $0^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$ , model modifikasi memiliki nilai distribusi kecepatan lebih besar dibanding model *baseline* dengan nilai tertinggi dicapai oleh model  $\alpha = 60^\circ$ . Seperti fenomena pada baris pertama, setelah melewati titik kecepatan maksimum, terjadi pergeseran titik separasi. Pergeseran terjauh terjadi pada model  $\alpha = 60^\circ$ , sedangkan model dengan  $\alpha = 30^\circ$  tidak mengalami pergeseran separasi



Gambar. 7. Distribusi Kecepatan lokal *tube* perbandingan antara model *baseline* dan model modifikasi dengan penambahan *RO* baris pertama



Gambar. 8. Distribusi Kecepatan lokal *tube* perbandingan antara model *baseline* dan model modifikasi dengan penambahan *RO* baris kedua

Percepatan aliran melewati celah sempit antara *RO* dan *tube* pada model dengan  $\alpha$  sebesar  $45^\circ$  dan  $60^\circ$  menghasilkan titik kecepatan maksimal kedua sebelum terjadi separasi. Keadaan ini menguntungkan karena mereduksi daerah *wake* di belakang *tube* yang berakibat pada meningkatnya turbulensi aliran sehingga pencampuran partikel fluida efektif.

b. Analisa bilangan *Nusselt* lokal model *baseline* dan modifikasi

Karakteristik dan fenomena perpindahan panas pada *tube banks* sebagian besar terjadi secara konveksi. Perpindahan panas secara konveksi dipengaruhi oleh beberapa faktor, seperti luasan perpindahan panas, perbedaan temperatur dan

koefisien perpindahan panas. Mengacu pada Incropera, dkk [5], bilangan *Nusselt* berbanding lurus dengan kecepatan dan bilangan *Reynolds*. Adapun hubungan antara bilangan *Nusselt*, koefisien konveksi dan gradien temperatur ditunjukkan pada persamaan (1) dan (2) berikut:

$$\overline{Nu_D} = \frac{\bar{h}D}{k_f} = C \cdot Re_D^m \cdot Pr^{1/3} \tag{1}$$

$$h = \frac{-k_f \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0}}{T_s - T_\infty} \tag{2}$$

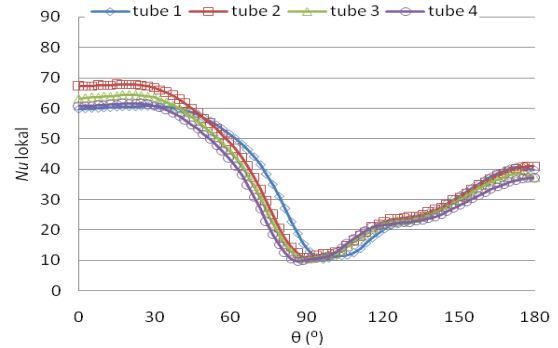
Dimana:

- $\overline{Nu_D}$  = Bilangan *Nusselt* rata-rata berbasis dimensi
- $\bar{h}$  = Koefisien konveksi rata-rata (W/m<sup>2</sup>.K)
- D = diameter silinder (m)
- k = konduktifitas termal fluida (W/m.K)
- Re = Bilangan *Reynolds*
- Pr = Bilangan *Prandtl*
- T<sub>s</sub> = Temperatur permukaan *tube* (K)
- T<sub>∞</sub> = Temperatur *freestream* (K)
- $\frac{\partial T}{\partial y}$  = Gradien temperatur terhadap sumbu y

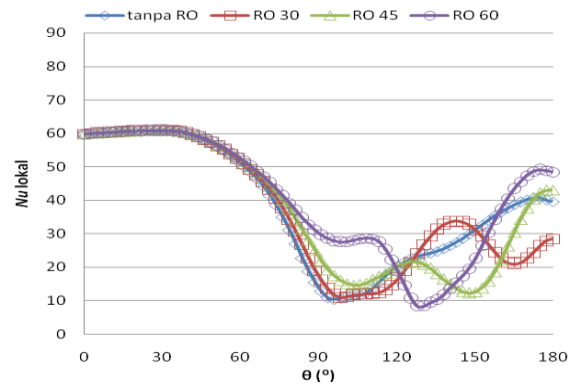
Gambar 9 menampilkan grafik distribusi bilangan *Nusselt* untuk model *baseline*. Keempat grafik menunjukkan *trendline* yang serupa. *Tube* pertama hingga keempat menunjukkan kenaikan bilangan *Nusselt* pada rentang sudut 0° ≤ θ ≤ 30° dan penurunan nilai bilangan *Nusselt* dimulai dari titik yang diukur pada sudut 30° dari titik stagnasi hingga titik pada sudut θ ≈ 90° yang merupakan titik dengan nilai *Nu* minimum yang merupakan titik dimulainya separasi. Kemudian pada sudut 130° ≤ θ ≤ 180°, *trendline* menunjukkan peningkatan bilangan *Nusselt*. Fenomena yang terjadi pada distribusi bilangan *Nusselt* lokal berhubungan dengan kecepatan lokal aliran yang berpengaruh terhadap perkembangan lapis batas kecepatan dan lapis batas termal fluida pada permukaan. Hubungan ini ditunjukkan pada persamaan (2). Ketika aliran menumbuk titik stagnasi, lapis batas kecepatan dan termal belum terbentuk. Seiring dengan mengalirnya fluida mengikuti kontur permukaan silinder, lapis batas kecepatan dan termal mulai berkembang. Setelah titik kecepatan maksimum dicapai, lapis batas kecepatan mulai mengalami perkembangan pesat sehingga gradien kecepatan meningkat dan gradien temperatur menurun. Setelah melewati titik separasi, bilangan *Nusselt* kembali meningkat disebabkan oleh adanya turbulensi aliran di daerah *downstream* mengakibatkan munculnya *vortex* yang meningkatkan intensitas *mixing* molekul-molekul fluida.

Gambar 10 dan 11 menunjukkan grafik perbandingan bilangan *Nusselt* lokal untuk semua model pada baris pertama dan kedua. Ditunjukkan pada gambar 10, pada rentang sudut 0° ≤ θ ≤ 60° fenomena perpindahan panas masing-masing model memiliki *trendline* yang serupa, namun setelah rentang tersebut variasi penambahan *RO* mulai berpengaruh. Modifikasi menyebabkan terjadinya pergeseran separasi awal pada permukaan *tube* disebabkan oleh adanya percepatan aliran fluida yang melalui celah antara *tube* dengan penghalang. Penambahan *RO* meningkatkan bilangan *Nusselt* lokal *tube*. Penambahan *RO* dengan sudut α = 60° berpengaruh paling besar pada bilangan *Nusselt* lokal dilihat dari *trendline*

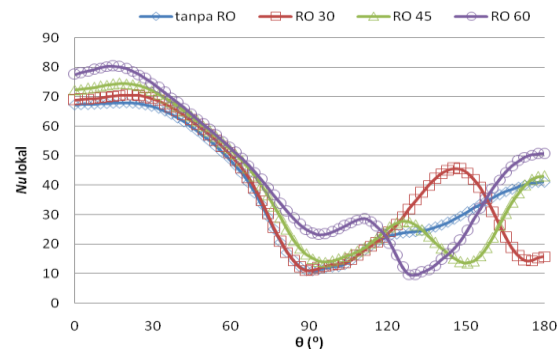
rata-rata bilangan *Nusselt* yang paling tinggi dibanding kedua model lainnya.



Gambar. 9. Distribusi kecepatan lokal pada *Tube Banks* model *Baseline*



Gambar. 10. Distribusi *Nu* lokal *tube* perbandingan antara model *baseline* dan model modifikasi dengan penambahan *RO* baris pertama



Gambar. 11. Distribusi *Nu* lokal *tube* perbandingan antara model *baseline* dan model modifikasi dengan penambahan *RO* baris kedua

Berdasarkan grafik pada gambar 11, *trendline* pada rentang sudut 0° hingga 75° cenderung serupa, namun perbedaan terlihat pada titik stagnasi pada masing-masing model, dimana nilai *Nu* tertinggi di titik stagnasi diperoleh dari penambahan *rectangular obstacle* dengan α = 60°. Penambahan *rectangular obstacle* meningkatkan bilangan *Nusselt* lokal *tube*. Penambahan *rectangular obstacle* dengan sudut α = 60° berpengaruh paling besar pada bilangan *Nusselt* lokal dilihat dari *trendline* yang paling tinggi dibanding kedua model lainnya.

c. Analisa perbandingan penurunan tekanan (*ΔP*) dengan bilangan *Nusselt* rata-rata model *baseline* dan modifikasi

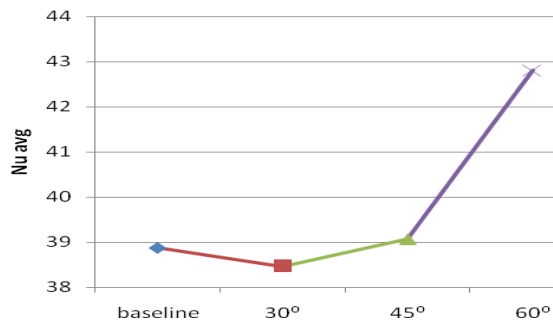
Penambahan *rectangular obstacle* pada satu sisi dapat meningkatkan kecepatan rata-rata dan nilai bilangan *Nusselt*

pada model, akan tetapi metode ini juga memberikan kerugian pada sistem berupa penurunan tekanan (*pressure drop*) antara sisi inlet dan sisi outlet. Hubungan tersebut didasari oleh teori Bernoulli [6] ditampilkan pada persamaan (3). Nilai rata-rata bilangan *Nu* dan penurunan tekanan ditunjukkan pada gambar 12 dan 13.

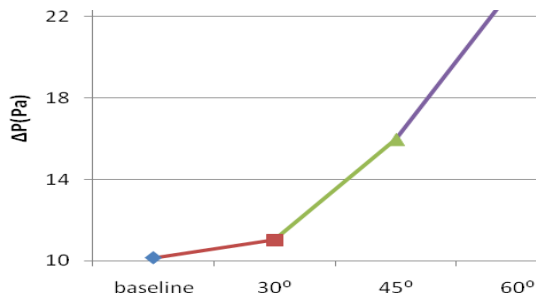
$$P_2 - P_1 = \frac{\rho}{2} (V_1^2 - V_2^2) \tag{3}$$

Dimana:

- $P_1$  = Tekanan fluida inlet (Pa)
- $P_2$  = Tekanan fluida outlet (Pa)
- $\rho$  = massa jenis fluida ( $\text{kg/m}^3$ )
- $V_1$  = Kecepatan fluida inlet (m/s)
- $V_2$  = Kecepatan fluida outlet (m/s)



Gambar. 12. Perbandingan distribusi *Nu* lokal *tube* rata-rata antara model *baseline* dan model modifikasi



Gambar. 13. Perbandingan distribusi penurunan tekanan *tube banks* antara model *baseline* dan model modifikasi

Sesuai dengan persamaan (3), ketika kecepatan meningkat, maka akan terjadi penurunan tekanan. Peningkatan kecepatan secara langsung berbanding lurus dengan bilangan *Nu*, sehingga ketika kecepatan lokal rata-rata meningkat akibat adanya penambahan *RO* pada sistem, maka bilangan *Nu* meningkat dan penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) juga semakin meningkat. Model dengan  $\alpha = 60^\circ$  memberikan peningkatan perpindahan panas paling besar di antara model lain, namun juga memberikan  $\Delta P$  yang besar pula. Penurunan tekanan akan berakibat pada konsumsi daya penggunaan instrumen yang lebih besar.

#### IV. KESIMPULAN

Dari analisa yang telah dilakukan diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Dibandingkan dengan model *baseline*, nilai kecepatan lokal rata-rata untuk  $\alpha = 30^\circ$  mengalami penurunan

sebesar 0,584%, sedangkan peningkatan terjadi untuk  $\alpha = 45^\circ$  dan  $\alpha = 60^\circ$ , yaitu sebesar 4,140 % dan 34,709%,

2. Bilangan *Nusselt* lokal rata-rata dibandingkan model *baseline* mengalami peningkatan untuk *RO* dengan  $\alpha = 45^\circ$  dan  $\alpha = 60^\circ$ , yaitu sebesar 0,502 % dan 10,107%, sedangkan untuk  $\alpha = 30^\circ$  mengalami penurunan sebesar 1,053%,
3. Penurunan tekanan ( $\Delta P$ ) terjadi pada seluruh model dengan nilai  $\Delta P$  pada model *baseline* sebesar 10,13 Pa, *RO* dengan  $\alpha = 30^\circ$  adalah sebesar 11,02 Pa, penurunan untuk *RO* dengan  $\alpha = 45^\circ$  adalah sebesar 15,96 Pa, serta penurunan untuk *RO* dengan  $\alpha = 60^\circ$  adalah sebesar 23,73 Pa
4. Perpindahan panas, karakteristik aliran dan penurunan tekanan yang dihasilkan pada model modifikasi dengan penambahan *rectangular obstacle* dengan  $\alpha = 60^\circ$  menunjukkan nilai tertinggi dibandingkan model *baseline* dan model modifikasi dengan peletakan *RO* bersudut  $\alpha = 30^\circ$  dan  $\alpha = 45^\circ$
5. *Tube banks* dengan variasi peletakan *rectangular obstacle* pada sudut  $\alpha = 30^\circ$ , tidak memberikan perpindahan panas yang lebih baik dibandingkan dengan model *baseline* dan model modifikasi dengan variasi sudut peletakan  $\alpha = 45^\circ$  dan  $\alpha = 60^\circ$

#### UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Prof. Dr.Eng.Ir.Prabowo,M.Eng selaku dosen pembimbing tugas akhir atas bimbingan dan arahnya dalam proses penyusunan jurnal ilmiah. Ucapan terima kasih dan hormat kepada semua dosen, karyawan dan mahasiswa Teknik Mesin ITS yang telah banyak mengajarkan ilmu dan pengalaman bermanfaat untuk penulis.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Yadav, P., Kumar, P. dan Singh, B, "Study of Fluid Flow and Heat Transfer in Plate Fin Heat Exchanger at Varying Reynold's Number", *Proceeding of the National Conference on Trends and Advances of Science and Technology*. Fariabad, Haryana. 19-20 Oktober (2012)
- [2] Ramadhan, Abdulmajeed A., "Numerical Study of Fluid Flow and Heat Transfer over a Bank of Oval-Tubes Heat Exchanger with Vortex Generators", *Anbar Journal for Engineering Sciences* 5 (1) (2012),88-108
- [3] Chairunnisa dan Prabowo, "Studi Numerik Pengaruh Convergency Promoters (CPs) terhadap Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas dengan  $\ell/D = 0.25$ , pada Tube Banks tersusun Staggered", *Jurnal Teknik POMITS* Volume 2(2), (2013),ISSN: 2337-3539
- [4] J.S.Leu, Y.H.Wu, J.Y.Jang, "Heat transfer and fluid flow analysis in plate-fin and tubes heat exchangers with pair of block shape vortex generators", *Int.J.Heat Mass Transfer* 47,(2004), 4327-4338
- [5] Incropera, Frank P. and Dewitt, David P, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Edisi Kelima. Singapura: John Wiley & Sons, Inc. (2002)
- [6] Fox, Robert W., Pritchard, P.J. dan McDonald,Alan T. *Introduction to Fluid Mechanics* (Ed.7). Asia: John Wiley & Sons (2010)