

Analisis Numerik Pengaruh *Pitch Ratio Longitudinal* ($S_L/2a$) dan *Transversal* ($S_T/2b$) 1, 1.25 dan 1.5 terhadap Karakteristik Aliran Fluida dan Perpindahan Panas Melintasi *Staggered Elliptical Tube Banks*

Nazilah dan Budi Utomo Kuku Widodo

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

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia

e-mail: buditem@me.its.ac.id

Abstrak— Peningkatan performa alat penukar kalor pada sisi eksternal telah banyak diteliti, salah satunya adalah memodifikasi bentuk *tube* dari silinder sirkular menjadi silinder *ellips*. Perubahan bentuk geometri dapat meningkatkan perpindahan panas sisi eksternal karena silinder *ellips* adalah salah satu bentuk dari *streamlined body* dua dimensi. Titik separasi yang tertunda pada *ellips* mengakibatkan pada berkurangnya gaya *drag* yang dimiliki *body* dibandingkan dengan silinder sirkular. Penelitian dilakukan dengan menganalisis karakteristik aliran fluida pada sisi eksternal *elliptical tube bank* yang tersusun secara *staggered* dengan perbandingan *ratio* sebesar 1:3. Fluida kerja berupa udara berkecepatan konstan sebesar 4 m/s dimodelkan sebagai gas ideal yang mengalir pada sisi eksternal dengan kondisi temperatur sebesar 308 K dan *heat flux* pada *tube* sebesar 2000 W/m². Studi numerik dilakukan secara 2 dimensi dengan kondisi aliran *steady* dengan menggunakan perangkat lunak *Computational Fluid Dynamic CFD*. Model turbulensi yang digunakan adalah *Renormalization Group (RNG) k-ε*. Hasil studi bertujuan untuk mengetahui fenomena aliran dan perpindahan panas pada *elliptical tube banks*, ditinjau secara kualitatif menggunakan visualisasi kontur temperatur dan kecepatan, serta secara kuantitatif dengan menganalisa grafik kecepatan lokal dan *Nusselt number*. Dari analisis numerik ini diperoleh hasil variasi P_L dan P_T akan mempengaruhi nilai koefisien *heat transfer*, temperatur, dan kecepatan dari setiap model A, B, C, D, E, F, G, H dan I. Peningkatan nilai rata-rata kecepatan lokal kontur yang dihasilkan untuk *tube banks* dibandingkan dengan model A yang memiliki nilai $V_{avg} = 3.361$ m/s. Peningkatan kecepatan model B adalah sebesar 14.38 %, C = 37.67%, D = 5.21%, E = 16.24%, F = 38.78 %, G = 7.75%, H = 19.25% dan model I sebesar 42.61%. Peningkatan nilai rata-rata *Nusselt* lokal dimana model A memiliki nilai $Nu_{avg} = 95.8292$. Peningkatan *Nusselt* model B adalah sebesar 7.29 %, C = 16.03%, E = 4.67%, F = 15.35 %, G = 0.44%, H = 4.63% dan model I sebesar 16.91%. Pada model D terjadi penurunan nilai *Nusselt* lokal sebesar 0.24%. Penurunan tekanan (ΔP) terjadi pada semua model, Model A memiliki ΔP sebesar 12.88 Pa, B = 18.41 Pa, C=36.35 Pa, E= 17.97 Pa, F= 36.18 Pa, G =14.97, H = 19.62 Pa, I = 36.54 Pa. Penurunan ΔP terjadi pada model D yang memiliki ΔP sebesar 12.79 Pa dibandingkan dengan model A. Model I dengan $P_L = 1$ dan $P_T = 1$ memiliki nilai *Coefficient heat transfer*, kecepatan lokal dan *pressure drop* yang paling tinggi dibandingkan model variasi lainnya.

Kata Kunci — *heat transfer*, silinder *ellip*, *staggered*, *tube bank*

I. PENDAHULUAN

Heat exchanger merupakan peralatan yang digunakan sebagai penukar kalor dan banyak diaplikasikan dalam dunia *engineering* maupun industri. Salah satu komponen penyusun utama *heat exchanger* adalah *tube*, yang saat ini biasa

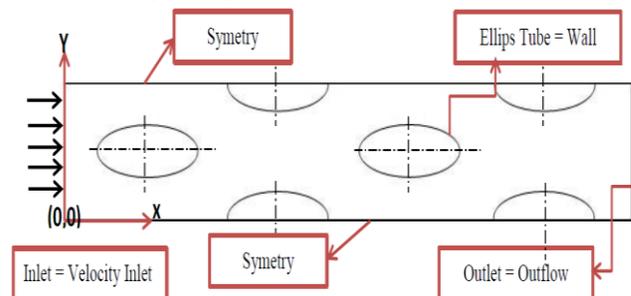
digunakan dalam susunan *tube bank* adalah *tube* jenis sirkular. Silinder sirkular adalah salah satu contoh dari *bluff body*. Interaksi antara aliran fluida dan *bluff body* akan menimbulkan gaya *drag*.

Pada beberapa penelitian sebelumnya untuk mengurangi gaya *drag* maka digunakan bodi pengganggu berupa silinder sirkular terhadap silinder sirkular utama [1]. Penambahan *vortex generator (VG)* pada *oval tube heat exchanger* meningkatkan nilai *overall average Nusselt number* untuk variasi peletakan VG pada sudut 30° sebesar 10-20,4% dan untuk sudut 45° sebesar 10,4–27,7% pada rentang bilangan *Reynolds* sebesar 250-1500 [2].

Didasari oleh penelitian terdahulu maka dilakukan studi numerik dengan tujuan untuk mengetahui pengaruh *pitch ratio longitudinal* ($S_L/2a$) dan *transversal* ($S_T/2b$) 1, 1.25, dan 1.5 terhadap karakteristik distribusi kecepatan lokal, *heat transfer coefficient* dan tekanan pada sisi eksternal *Elliptical cylinder tube*. Secara kuantitatif, hasil dianalisa berdasarkan distribusi nilai bilangan *Nusselt* dan kecepatan lokal pada kontur, serta penurunan tekanan rata-rata pada model *tube banks*.

II. METODOLOGI PERCOBAAN

Simulasi numerik dilakukan secara dua dimensi pada penelitian dengan menggunakan perangkat lunak berbasis *Computational Fluid Dynamic (CFD)* untuk proses pembuatan domain dan iterasi. Adapun skema geometri model untuk penelitian diperlihatkan pada gambar 2 dan keterangan geometri ditampilkan pada tabel 1.



Gambar 1 Geometri *Secondary Superheater* dan *Boilerbank Tubes existing*

Tabel 1
Geometri *Secondary Superheater* dan *Boilerbank Tubes existing*

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

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

A. Pre-processing

Pada tahap ini dilakukan input data, antara lain pembuatan geometri model, domain, *meshing* dan *boundary type*, seperti ditampilkan pada tabel 2.

Tabel 2.

variasi jarak *pitch ratio longitudinal (SL/2a)* dan *transversal (ST/2b)*

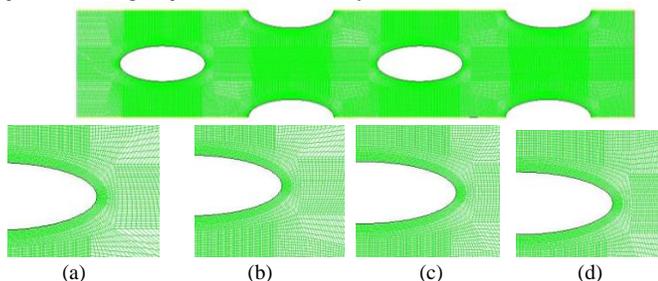
PLIPT	1.5	1.25	1
1.5	A	B	C
1.25	D	E	F
1	G	H	I

B. Processing

Tahap kedua dilakukan menggunakan perangkat lunak CFD. Jenis *solver* yang dipilih berupa *double precision 2D*. *Turbulence model* yang digunakan adalah *k-ε Renormalization Group*[3]. Solusi yang dilakukan berupa *second order* dan properties udara yang dimodelkan sebagai gas ideal dengan kondisi aliran *steady*, 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 hasil penelitian numerik yang dilakukan oleh Zhihua Li, dkk[4]. Jenis *mesing* dan hasil perhitungan validasi ditampilkan pada tabel 5. Dengan perbedaan yang paling sedikit, maka dipilih *meshing* jenis C dengan jumlah *cell* sebanyak 52279 *cells*.



Gambar 2 *Meshing* aliran 2D dengan bentuk *Quadrilateral-map*.

Tabel 3.

Boundary Condition Secondary Superheater dan *Boilerbank Tubes*

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

Tabel 4

Properties Fluida (Udara yang dimodelkan sebagai gas ideal)

Temperature Inlet (K)	308
<i>Density (Kg/m³)</i>	1,149
<i>Specific Heat (Cp) (KJ/kg.K)</i>	1007,32
<i>Thermal Conductivity (W/m.K)</i>	0,0269
<i>Absolut Viscosity (μ) (Kg/m.s)</i>	1.884 x 10 ⁻⁵
<i>Prandlt Number (Pr)</i>	0.7059

C. Post-processing

Hasil simulasi numerik secara kualitatif dianalisa berdasarkan visualisasi kontur kecepatan dan temperatur. Secara kuantitatif, data hasil iterasi diolah menjadi grafik kecepatan, perbandingan bilangan *Nusselt* dan penurunan tekanan (ΔP) untuk masing-masing model variasi.

Tabel 5

Grid Independency Validation untuk 4 Jenis *meshing* model existing

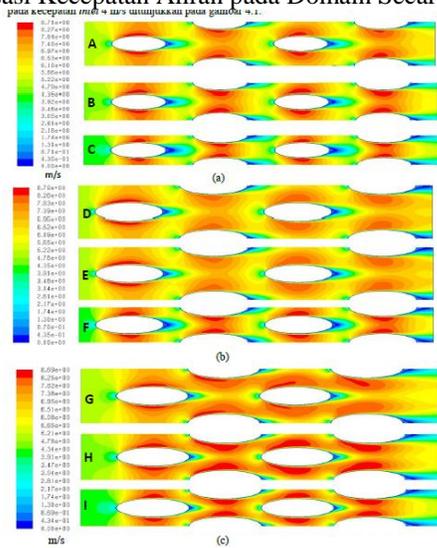
Numeric Zihua	<i>Skin friction Coeff</i>	0.24				
Mesh	Jumlah cell	<i>Quality Value</i>	<i>Nodes</i>	<i>Y Plus (max)</i>	<i>Predicted</i>	<i>Error (%)</i>
A	47460	0.73434	48915	9.03089	0.2328544	4.773375
B	48177	0.59489	49450	9.00583	0.2328753	3.0197
C	52279	0.48399	52230	9.34690	0.2328879	2.963346
D	50406	0.37493	53554	8.37427	0.2329245	2.948108

III. URAIAN PENELITIAN

Fokus utama dari penelitian ini adalah mengetahui pengaruh variasi *pitch ratio longitudinal (P_L)* dan *transversal (P_T)* 1, 1.25, dan 1.5 pada kecepatan udara konstan sebesar 4 m/s. Hasil yang ditampilkan berupa visualisasi kontur kecepatan, temperatur, serta data-data berupa grafik kecepatan lokal, grafik bilangan *Nu* dan penurunan tekanan (ΔP).

A. Analisis Visualisasi Aliran dan Perpindahan Panas dalam Numerik

a. Visualisasi Kecepatan Aliran pada Domain Secara Overall



Gambar 3 Visualisasi Kontur kecepatan Tube Banks untuk kecepatan inlet 4 m/s pada variasi model A, B, C, D, E, F, G, H dan I

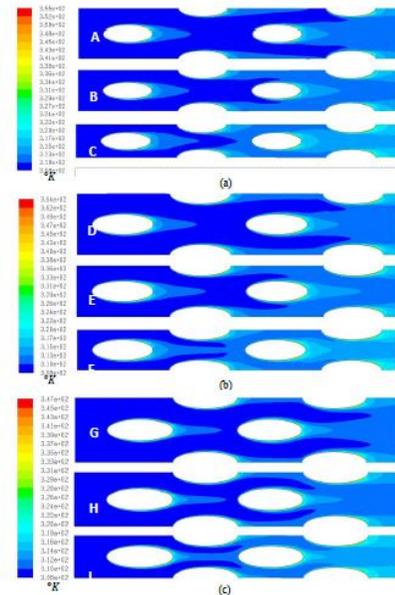
Gambar 3 memperlihatkan distribusi kecepatan lokal pada model ditunjukkan oleh spektrum warna kontur aliran. Kontur dengan spektrum warna merah memiliki nilai kecepatan yang tinggi, sedangkan kontur dengan spektrum warna biru memiliki nilai kecepatan yang rendah. Terlihat pada seluruh model baik model $PL = 1.5, 1.25$ dan 1 maupun model dengan variasi $P_T = 1.5, 1.25$ dan 1 , bahwa aliran pada susunan Tube Staggered mengalami peningkatan kecepatan pada celah Transversal antar Tubes. Dengan adanya variasi jarak longitudinal dan transversal antar Tube Banks aliran memiliki pola yang berbeda-beda.

b. Visualisasi Perpindahan Panas Pada Domain Secara Overall

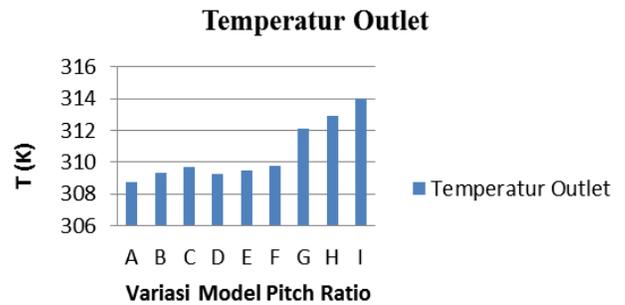
Gambar 4. merupakan visualisasi aliran berdasarkan contour of static temperature aliran untuk Tube Banks model geometri dengan variasi PL dan P_T . Pada sisi inlet memiliki temperatur konstan sebesar 308 K sedangkan pada Tube memiliki heat flux konstan sebesar 2000 W/m². Distribusi temperatur dapat dilihat dari spektrum warna yang dapat dilihat pada gambar. Warna merah menunjukkan temperatur tertinggi, sedangkan warna biru tua menunjukkan temperatur terendah. Sembilan jenis pemodelan diatas memiliki distribusi temperatur statis pada kontur tube yang serupa hingga mencapai rentang sudut $\theta = 140^\circ$ untuk tube pada baris pertama. Pengaruh modifikasi pitch ratio terlihat dengan baik pada baris - baris tube selanjutnya. Temperatur berubah seiring mengalirnya fluida. Aliran masuk dengan suhu seragam 308 K, aliran melewati Tube-Tube yang kemudian panas dari wall tube diserap oleh aliran fluida sehingga suhu pada sisi outlet bertambah menjadi spektrum warna biru muda yaitu rentang suhu 310 K hingga 324 K.

Gambar 5, merupakan grafik temperatur outlet dari variasi PL dan P_T . Terlihat bahwa trend grafik mengalami kenaikan

yang hampir linear. Temperatur outlet pada model A merupakan model yang memiliki nilai rata-rata temperature outlet terendah yaitu 308.77 K. Rata-rata temperatur outlet yang tertinggi terjadi pada model I dengan nilai sebesar 313.97 K. Pengaruh variasi PL dan P_T pada susunan tube banks ini menunjukkan bahwa semakin kecil P_T maka semakin tinggi nilai kecepatan lokal dan coefficient heat transfer-nya sedangkan, semakin kecil nilai PL maka titik separasi fluida pada elliptical tube akan semakin jauh kebelakang.



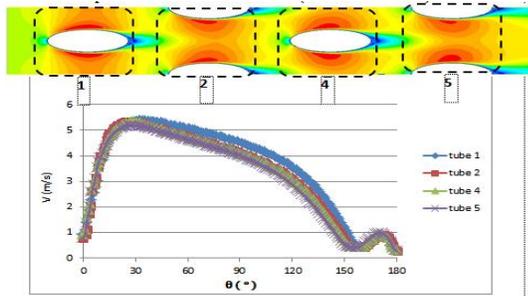
Gambar 4. Visualisasi Kontur Temperatur Tube Banks untuk kecepatan inlet 4 m/s pada variasi model A, B, C, D, E, F, G, H dan I



Gambar 5. Grafik Temperatur outlet

B. Analisis Kecepatan Lokal Aliran pada Model Variasi PL dan P_T

Data kuantitatif pada analisis ini diambil dari nilai kontur kecepatan lokal yang diperoleh pada variasi Model A, B, C, D, E, F, G, H dan I. Grafik tersebut antara lain sebagai berikut.



Gambar 6. Distribusi kecepatan lokal pada Tube Banks model A

Gambar 6. memperlihatkan grafik distribusi kecepatan lokal tube pada model A ($P_L = 1.5$ dan $P_T = 1.5$) yang dapat mewakili pemodelan lainnya. Pada gambar terlihat nilai kecepatan lokal pada setiap baris tube berbeda-beda. Nilai kecepatan lokal bervariasi terhadap sudut kontur permukaan tube. Pada sudut kontur sebesar 0° untuk semua baris tube, nilai kecepatan lokal bernilai kurang dari 1 m/s. Pada rentang sudut $0^\circ \leq \theta \leq 26^\circ$ baik pada bagian *upper side* maupun *down side*, fluida mengalami peningkatan kecepatan. Nilai kecepatan maksimum pada baris tube pertama dicapai pada sudut $\theta \approx 34^\circ$ dan baris tube selanjutnya mengalami kecepatan maksimum pada sudut $\theta \approx 26^\circ$ hingga $\theta \approx 28^\circ$ dengan nilai kecepatan V_{max} berkisar antara 5,1928 m/s hingga 5.3570. Kemudian trendline grafik menunjukkan penurunan hingga mencapai rentang sudut $26^\circ \leq \theta \leq 160^\circ$ dan kembali naik pada rentang sudut $160^\circ \leq \theta \leq 170^\circ$. Pada sudut $\theta \geq 170^\circ$, kecepatan kembali menurun sampai mendekati nilai 0 m/s.

Kecepatan aliran yang menumbuk titik ujung depan bernilai mendekati 0 m/s, titik dimana aliran tidak memiliki kecepatan sesaat karena pada merupakan titik stagnasi. Setelah mencapai titik stagnasi, aliran fluida dipaksa mengikuti kontur tube, sehingga aliran terpecah dan mengalir ke sisi *upper side* dan sisi *down side*. Pada rentang $0^\circ \leq \theta \leq 26^\circ$, tekanan lokal bernilai rendah ($\partial p / \partial x < 0$) sehingga disebut pula daerah dengan *favorable pressure*. Menurut hukum Bernoulli, ketika tekanan pada suatu kontur rendah maka kecepatan akan bernilai tinggi ($\partial u / \partial x > 0$). Setelah melalui rentang posisi tersebut, aliran menuju ke bagian belakang tube dan terjadi penurunan nilai kecepatan secara gradual. Penurunan nilai kecepatan lokal diakibatkan oleh aliran mengalir pada daerah *adverse pressure* ($\partial p / \partial x > 0$), Pada rentang sudut $160^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$, kecepatan lokal pada semua baris tube kembali bernilai mendekati nol karena aliran mengalami separasi. Separasi aliran terjadi ketika aliran yang datang sudah tidak mampu lagi melawan *adverse pressure* dan *friction effect* pada kontur tube.

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

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

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

$$C_p = \frac{\frac{1}{2} \rho (V_\infty^2 - V_c^2)}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2} \dots\dots\dots (3)$$

dari rumus diatas didapatkan bahwa semakin besar nilai ΔP maka kecepatan yang mengalir pada baris kedua dan seterusnya akan semakin rendah.

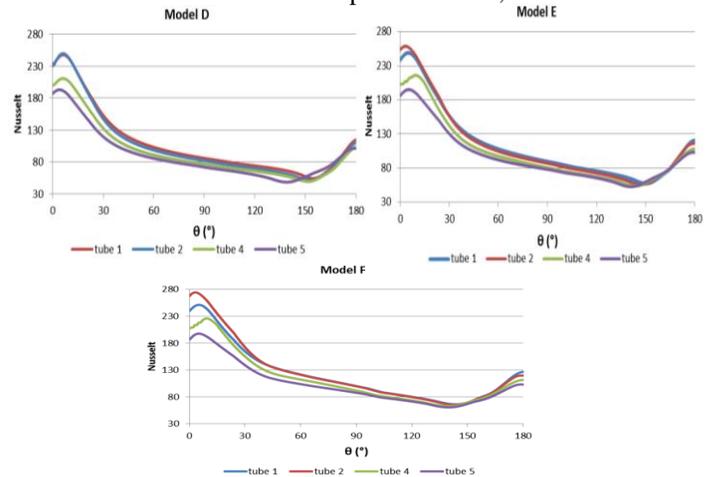
Tabel 6

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

Model	Kecepatan lokal Rata-rata	Kenaikan (%)
A	3.361	-
B	3.84425	14.38
C	4.62725	37.67
D	3.53625	5.21
E	3.90675	16.24
F	4.66425	38.78
G	3.6215	7.75
H	4.00805	19.25
I	4.793	42.61

C. Analisis Bilangan Nusselt Lokal pada Tube Banks

a. Analisis Distribusi Nusselt pada model D, E dan F



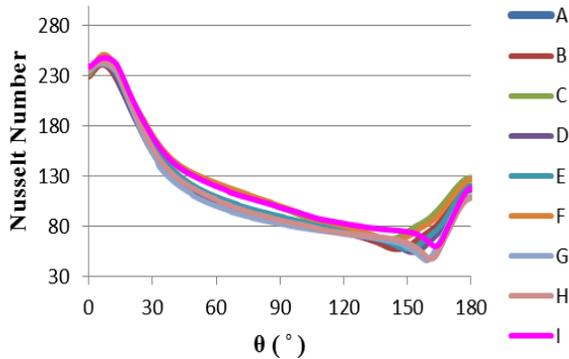
Gambar 7 Distribusi Bilangan Nusselt lokal pada Tube Banks model D, model E dan model F

Pada model D, E dan F, distribusi bilangan Nusselt lokal yang diperoleh dari simulasi numerik ditunjukkan pada gambar 7. yang berupa *trend* grafik pada masing-masing tube dan gambar tersebut dapat mewakili keseluruhan model. Berdasarkan gambar di atas ditunjukkan *trendline* grafik untuk tube baris pertama hingga baris ke-empat. Ketiga grafik pada setiap model menunjukkan *trendline* yang serupa. Tube pertama hingga keempat menunjukkan kenaikan bilangan Nusselt pada rentang sudut $0^\circ \leq \theta \leq 8^\circ$ dan penurunan nilai bilangan Nusselt dimulai dari titik yang diukur pada sudut 8° hingga sudut $\theta \approx 140^\circ$ yang merupakan titik dengan nilai Nu

minimum. Titik dengan bilangan Nu terendah ini merupakan titik dimulainya separasi. Kemudian pada sudut $140^{\circ} \leq \theta \leq 180^{\circ}$, *trendline* menunjukkan peningkatan bilangan $Nusselt$.

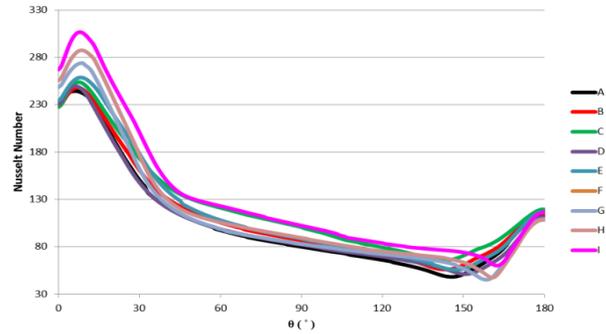
Efek dari pengurangan jarak *transversal* menyebabkan aliran yang melewati celah antar *tubes* mengalami peningkatan kecepatan sehingga terjadi peningkatan nilai koefisien konveksi lokal aliran dan bilangan Nu lokal turut meningkat. Setelah mencapai nilai maksimum *trendline* kembali menurun, bilangan Nu kembali meningkat karena adanya *vortex* yang terbentuk pada daerah ujung akhir *tube*.

b. Perbandingan Bilangan $Nusselt$ Lokal pada *Tube Banks* Model Variasi P_L dan P_T



Gambar 8. Distribusi Bilangan $Nusselt$ lokal pada *Tube Banks* pada model pada *tube* baris pertama

Gambar 8, merupakan grafik perbandingan distribusi bilangan $Nusselt$ yang ditinjau pada *tube* baris pertama. Berdasarkan gambar tersebut, terlihat bahwa bilangan $Nusselt$ memiliki *trendline* yang serupa dan memiliki nilai distribusi yang cenderung serupa antara satu model dengan model lainnya hingga sudut $\theta \approx 20^{\circ}$. Pada rentang ini, aliran masih berperilaku alami sesuai dengan perkembangan *boundary layer* dan tidak terpengaruh oleh efek variasi jarak *longitudinal* dan *transversal*. Setelah melewati rentang sudut $20^{\circ} \leq \theta \leq 180^{\circ}$, variasi jarak mulai berpengaruh terhadap karakteristik perpindahan panas. Perbedaan jarak *longitudinal* dan *transversal* menyebabkan terjadinya pergeseran separasi awal pada permukaan *tube* disebabkan oleh adanya peningkatan kecepatan aliran fluida yang melalui celah antara *tube*. Pengurangan jarak *longitudinal* dan *transversal* ini mampu memperkecil daerah *wake* di belakang *tube* baris pertama dan meningkatkan bilangan $Nusselt$ lokal *tube*. Variasi model I dengan $P_L = 1$ dan $P_T = 1$ berpengaruh paling besar pada bilangan $Nusselt$ lokal dilihat dari *trendline* yang paling tinggi dan titik separasi yang paling jauh dibanding kedelapan model lainnya.



Gambar 9. Distribusi Bilangan $Nusselt$ lokal pada *Tube Banks* pada model pada *tube* baris kedua

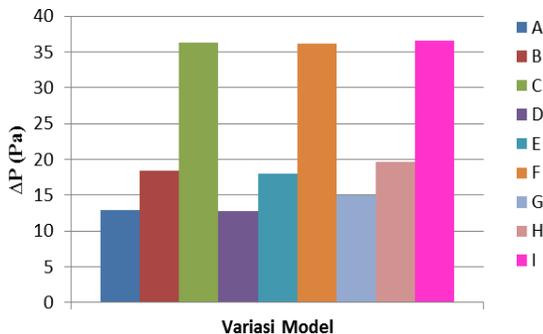
Gambar 9, merupakan grafik perbandingan distribusi bilangan $Nusselt$ yang ditinjau pada *tube* baris kedua. Pada rentang ini, aliran sudah terpengaruh oleh efek variasi jarak *longitudinal* dan *transversal* dari baris sebelumnya sehingga dari sudut $\theta = 0^{\circ}$ nilai $Nusselt$ lokalnya sudah berbeda. Setelah melewati rentang sudut $20^{\circ} \leq \theta \leq 180^{\circ}$, variasi jarak mulai berpengaruh terhadap karakteristik perpindahan panas, apabila dibandingkan dengan *tube* baris pertama mengalami peningkatan nilai $Nusselt$ lokal. Namun, pada baris ketiga dan keempat bilangan $Nusselt$ mengalami penurunan. Dapat dilihat pada tabel rata-rata $Nusselt$ berikut.

MODEL A				MODEL F			
Rata-rata $Nusselt$ Lokal <i>Tube</i> Baris ke-				Rata-rata $Nusselt$ Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4	1	2	3	4
102.3914	100.8661	92.53629	87.52298	118.5256	118.5256	106.1783	98.91024
MODEL B				MODEL G			
Rata-rata $Nusselt$ Lokal <i>Tube</i> Baris ke-				Rata-rata $Nusselt$ Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4	1	2	3	4
108.8756	108.4105	99.79032	94.19177	102.1388	105.8212	90.07334	86.97612
MODEL C				MODEL H			
Rata-rata $Nusselt$ Lokal <i>Tube</i> Baris ke-				Rata-rata $Nusselt$ Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4	1	2	3	4
118.6267	118.1959	107.9742	99.95868	105.1612	110.3221	94.60329	90.98282
MODEL D				MODEL I			
Rata-rata $Nusselt$ Lokal <i>Tube</i> Baris ke-				Rata-rata $Nusselt$ Lokal <i>Tube</i> Baris ke-			
1	2	3	4	1	2	3	4
101.7791	102.0435	90.9857	87.58279	115.1108	123.6592	107.7447	101.6078
MODEL E							
Rata-rata $Nusselt$ Lokal <i>Tube</i> Baris ke-							
1	2	3	4				
105.839	107.2975	96.21502	91.88391				

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

Perubahan geometri pada suatu *Tube Banks* dapat mempengaruhi penurunan tekanan yang terjadi. Variasi P_L dan P_T pada penelitian ini dapat meningkatkan kecepatan rata-rata dan nilai bilangan $Nusselt$ pada model, akan tetapi metode ini juga memberikan kerugian pada sistem. Kerugian yang ditimbulkan berupa penurunan tekanan (*pressure drop*) antara

tekanan fluida pada sisi *inlet* dan sisi *outlet*. Pada sisi *inlet*, tekanan fluida adalah sebesar 101325 Pa (absolut) sesuai dengan *boundary condition* untuk sistem yaitu *velocity inlet* dan nilai tekanan outlet merupakan hasil iterasi. Penurunan tekanan untuk masing-masing model ditunjukkan pada gambar 10 berikut.



Gambar 10. Penurunan tekanan untuk model A, B, C, D, E, F, G, H, dan I

Grafik diatas penurunan tekanan (ΔP) pada model A adalah sebesar 12.87984 Pa, lalu pada model B, C, D, E, F, G dan H terjadi penurunan tekanan yang lebih besar dibandingkan dengan model A. Maka dapat diketahui bahwa jarak longitudinal dan transversal mempengaruhi nilai *pressure drop* aliran. Dari fenomena penurunan tekanan dapat diketahui hubungan antara penurunan tekanan dengan koefisien konveksi sebagai berikut.

$$f \equiv \frac{-\left(\frac{dp}{dx}\right)D}{\frac{1}{2}\rho V c_p} \dots\dots\dots (4)$$

$$\frac{C_f}{2} = \frac{f}{Re_L} (x^*, Re_L) \dots\dots\dots (5)$$

$$\frac{C_f}{2} = S_t Pr^{\frac{1}{3}} \equiv j_H \dots\dots\dots (6)$$

$$S_t = \frac{h}{\rho V c_p} = \frac{Nu}{Re Pr} \dots\dots\dots (7)$$

Perumusan diatas menunjukkan bahwa tekanan memiliki fungsi yang linear terhadap *heat transfer coefficient*, sehingga ketika terjadi penurunan tekanan maka nilai *heat transfer coefficient* juga akan semakin rendah. Pada pembahasannya sebelumnya diketahui bahwa nilai *Nusselt number* semakin menurun pada baris ketiga dan seterusnya, hal ini disebabkan karena nilai tekanan terus mengalami penurunan dari bari pertama sampai baris keempat sehingga nilai *heat transfer coefficient* juga ikut menurun. Penurunan tekanan paling besar terjadi pada model I dengan nilai ΔP adalah sebesar 34.82368 Pa.

IV. KESIMPULAN

Dari analisa yang telah dilakukan diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Grafik kecepatan lokal yang menunjukkan karakteristik aliran, menghasilkan peningkatan nilai rata-rata kecepatan lokal kontur untuk *tube banks* dengan adanya variasi P_T dan P_L . Peningkatan nilai rata-rata kecepatan lokal kontur dibandingkan dengan model A yang memiliki nilai $V_{avg} = 3.361$ m/s. Peningkatan untuk model B adalah sebesar

14.38 %, C = 37.67%, D = 5.21%, E = 16.24%, F = 38.78 %, G = 7.75%, H = 19.25% dan model I memiliki peningkatan tertinggi taitu sebesar 42.61%.

2. Grafik bilangan *Nusselt* lokal yang menunjukkan karakteristik *coefficient heat transfer*, menghasilkan peningkatan nilai rata-rata bilangan *Nusselt* lokal kontur *tube banks* dengan adanya variasi P_T dan P_L . Peningkatan nilai rata-rata *Nusselt* lokal kontur dibandingkan dengan model A yang memiliki nilai $Nu_{avg} = 95.8292$. Peningkatan untuk model B adalah sebesar 7.29 %, C = 16.03%, E =4.67%, F = 15.35 %, G = 0.44%, H = 4.63% dan model I memiliki peningkatan tertinggi yaitu sebesar 16.91%. Pada model D terjadi penurunan nilai *Nusselt* lokal sebesar 0.24%.

3. Penurunan tekanan (ΔP) apabila dibandingkan dengan model A maka pada hampir keseluruhan model terjadi peningkatan nilai ΔP . Model A memiliki ΔP sebesar 12.88 Pa, B = 18.41 Pa, C=36.35 Pa, E= 17.97 Pa, F= 36.18 Pa, G =14.97, H = 19.62 Pa, I = 36.54 Pa. Penurunan ΔP terjadi pada model D yang memiliki ΔP sebesar 12.79 Pa

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

DAFTAR PUSTAKA

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

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

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

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

[5] Moran, Michael J. dan Shapiro, H.N. 2006. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics (5th Edition)*. Inggris: John Wiley & Sons.