

Studi Numerik Pengaruh Panjang *Rectangular Obstacle* terhadap Perpindahan Panas pada *Staggered Tube Banks*

Hastama Arinta Fanny dan Prabowo

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

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia

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

Abstrak - Alat penukar panas merupakan komponen yang sangat penting dari banyak proses industri dan peralatan yang meliputi berbagai aplikasi teknik. Meningkatkan kesadaran untuk pemanfaatan sumber daya energi yang efektif, meminimalkan biaya operasional dan pemeliharaan operasi murah telah menyebabkan perkembangan dari alat penukar panas yang efisien seperti alat penukar panas kompak. Performa alat penukar panas kompak bergantung pada pola permukaan *fin*, yakni *plain fins* dan *wavy fins*. Permukaan *plain fin* yang datar membuat aliran membutuhkan waktu yang relatif lebih lama untuk memaksimalkan perpindahan panas jika dibandingkan pada bentuk *wavy fin* yang bergelombang. Selain merubah pola permukaan *fin*, upaya lain untuk bisa memaksimalkan proses perpindahan panas pada *plain fins* juga dapat dibentuk dengan penambahan *obstacle* pada permukaannya. Performa alat penukar panas dengan *obstacle* dapat diketahui dengan menganalisa pola aliran dan perpindahan panas yang terjadi. Penelitian ini dilakukan dengan metode simulasi numerik dengan menggunakan bantuan software *Fluent 6.3.26*. Simulasi ini dikondisikan dengan menggunakan model *2D-steady flow*, *turbulensi k-ε RNG* dan metode *second-order upwind scheme*. Pada penelitian ini yang divariasikan adalah panjang dari *rectangular obstacle*, yaitu 1,6mm, 2,5mm, 5mm yang terletak pada kemiringan 135° berdasarkan titik pusat *tube*, diukur dari *stagnation point* pada *staggered tube bank*. Fluida kerja yang digunakan adalah udara yang dimodelkan sebagai gas ideal yang mengalir melintas celah antara *tube* dengan temperatur inlet 310 K dan temperatur *tubes* konstan sebesar 347 K. Dari hasil simulasi ini didapatkan visualisasi kontur kecepatan, temperatur dan visualisasi pola aliran yang terbentuk serta pembuktian hipotesa bahwa dengan penambahan *obstacle* akan meningkatkan perpindahan panas. Dengan penambahan *obstacle* dapat mengakibatkan peningkatan *pressure drop*, sebesar 60-425%. Selain itu, model *modified* juga akan meningkatkan nilai *nusselt number* sebesar 10,3-31% terhadap model *baseline* (tanpa penambahan *obstacle*).

Kata kunci - *rectangular obstacle*, *reynolds number*, *staggered tube banks*.

I. PENDAHULUAN

ALAT penukar panas merupakan komponen yang sangat penting dari banyak proses industri dan peralatan yang meliputi berbagai aplikasi teknik. Meningkatkan kesadaran untuk pemanfaatan sumber daya energi yang efektif, meminimalkan biaya operasional dan pemeliharaan operasi yang murah telah menyebabkan perkembangan dari alat penukar panas yang efisien seperti alat penukar panas kompak.

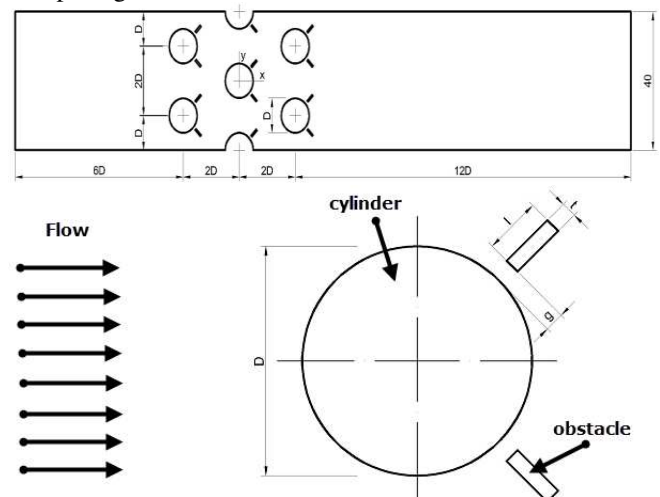
Seiring dengan berkembangnya jaman, *Fin and Tube heat exchanger* dituntut untuk dapat menyajikan performa yang sesuai dengan fungsi kerjanya melalui

perubahan bentuk tipe permukaan *fin* ataupun modifikasi penambahan pada permukaan *fin*, seperti penambahan *Vortex Generator (VGs)* atau penambahan *obstacle*

Pada penelitian Ramadhan [1] dapat disimpulkan dengan adanya penambahan vortex generators pada tiga baris *tube banks* yang tersusun secara *staggered* menunjukkan adanya peningkatan overall Nu_{AV} number sebesar 10-20,4% untuk kasus 30° dan 10,4-27,7% untuk kasus 45° dengan bentuk *tube oval*. [1] Berdasarkan penelitian terdahulu lainnya yang dilakukan oleh Chairunnisa dan Prabowo [2] dapat disimpulkan bahwa dengan penambahan *Convergency Promoters (CPs)* menyebabkan adanya peningkatan distribusi temperatur, peningkatan Nusselt Number rata-rata sebesar 47-63%, peningkatan nilai koefisien konveksi rata-rata sebesar 47-63%, dan perpindahan panas yang terjadi pada model *modified* lebih baik dibandingkan model *baseline*. [2]

II. METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian dilakukan dengan cara melakukan variasi panjang *rectangular obstacle*, selanjutnya akan dilakukan simulasi numerik secara dua dimensi menggunakan software *Fluent 6.3.26*. Skema geometri pada penelitian ini dapat dilihat pada gambar 1.



Gambar 1. Skema penelitian dengan dengan penambahan *obstacle*

Pada metode numerik dibutuhkan tiga tahapan utama yang harus dilakukan, antara lain: preprocessing, solving atau processing, dan postprocessing.

Tabel 1. Geometri compact heat exchanger tipe straight fin circular tube

Dimensi	Nilai
Tube	
Tube outside diameter (D) (mm)	10
Transverse pitch (S _T) (mm)	20
Longitudinal pitch (S _L) (mm)	20
Diagonal pitch (S _D) (mm)	22.36
Tube row number	3
Gap (g) (mm)	1
Fin	
Air flow direction length (mm)	125
Obstacle	
Degree (θ)	135°
Width (t) (mm)	0.5
S _L /l	12; 8; 4
Length (l) (mm)	1.6 ; 2.5 ; 5

A. Kondisi Kerja

Pada penelitian ini akan divariasikan panjang *rectangular obstacle* dengan menggunakan perbandingan $S_L/l = 12, 8,$ dan 4 yang membentuk sudut 135° , diukur dari stagnation point pada *staggered tube banks*. Fluida kerja yang digunakan adalah udara sebagai gas ideal yang mengalir melintasi celah antara tube dengan temperatur inlet 310 K dan temperatur tube konstan sebesar 347 K. Properties fluida dan boundary condition ditunjukkan pada tabel 2 dan 3.

Tabel 2. Properties fluida

Temperatur inlet (K)	310
Density (kg/m ³)	1,1281
Panas Spesifik (Cp) (KJ/kg.K)	1,0074
Viskositas Absolut (μ) (N.s/m ²)	189,32 e-07
Viskositas Kinematik (m ² /s)	16,896 e-6
Thermal Conductivity (W/m.K)	0,02704
Prandtl Number (Pr)	0,7056

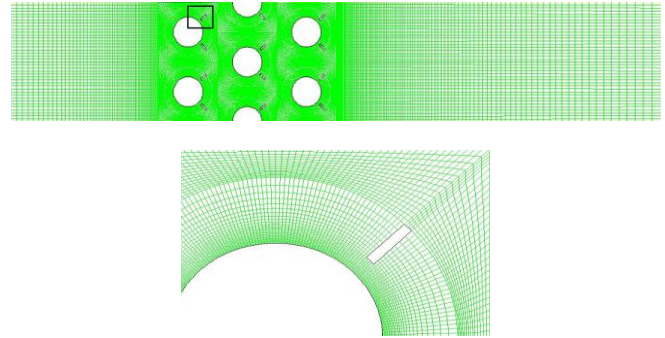
Tabel 3. Boundary condition straight fin circular tube

Boundary Condition	Keterangan
Inlet	Type : Velocity Inlet Kecepatan : 5 m/s Temperatur Inlet : 310 K
Outlet	Type : Outflow
Tube	Type : Stationary Wall Temperatur : 347 K Material : <i>Copper</i>
Obstacle	Type : Stationary wall
Garis bantu	Type : Symmetry

B. Preprocessing

Tahap *pre-processing* ini merupakan tahapan awal dalam sebuah penelitian secara numerik yang dilakukan dengan memasukan data awal. Data awal yang dimaksud adalah skema *geometry, meshing* dan *boundary type* untuk benda uji. Setelah melakukan pembuatan *geometry*, langkah selanjutnya adalah melakukan proses *meshing* dan menentukan *boundary type*. Pada langkah pembuatan

geometry, meshing dan *boundary type* ini dilakukan pada gambit Bentuk *meshing* ditunjukkan pada gambar 2.



Gambar 2. Meshing pada *straight fin circular tube* dengan penambahan *obstacle*.

C. Processing

Pada tahapan *Processing* penelitian dilakukan dengan menggunakan *software* berbasis (CFD) yang terdiri dari tahapan dibawah ini.

• **Memilih Solver**

Pada saat membuka perangkat lunak *FLUENT* terdapat pilihan untuk menggunakan *Solver* 2D atau 3D dengan keakuratan tunggal atau ganda (*single precision/double precision*). *Solver* yang digunakan adalah 2D dengan keakuratan ganda. Keakuratan ganda untuk kasus perpindahan panas yang melibatkan perbedaan konduktivitas termal yang tinggi, jika menggunakan *single precision solver* dapat mengganggu konvergensi dan atau akurasi hasil iterasi.

• **Pemilihan Turbulance Modelling**

Penentuan *turbulance modelling* yang akan digunakan dalam simulasi ini mengacu pada penelitian terdahulu bahwa untuk pemodelan ini menggunakan metode *Turbulance Modelling* tipe k-epsilon RNG (*Re-Normalization Group*). Sehingga model *turbulance* ini digunakan sebagai acuan penelitian dalam pengambilan data. Model RNG k-epsilon diturunkan dengan menggunakan metode statistik yang teliti (teori renormalisasi kelompok). Bentuk persamaan yang digunakan sama dengan model k-epsilon *standard* tetapi melibatkan beberapa perbaikan:

1. Model RNG mempunyai besaran tambahan pada persamaan laju disipasi, epsilon, yang dapat meningkatkan akurasi untuk aliran yang terhalang secara tiba-tiba.
2. Efek putaran pada turbulensi juga terdapat pada model RNG, sehingga meningkatkan akurasi untuk aliran yang berputar (*swirl flow*).
3. Model RNG menyediakan formula analitis untuk bilangan *Prandtl turbulent*, sementara model k-epsilon *standard* menggunakan nilai bilangan *Prandtl* yang konstan (ditentukan oleh pengguna).
4. Model k-epsilon *standard* merupakan model untuk kasus dengan bilangan Reynolds tinggi, sedangkan model RNG menyediakan formula untuk bilangan Reynolds rendah.

• **Pemilihan Operating Condition**

Kondisi operasi yang digunakan dalam penelitian ini adalah tekanan operasi pada fluida berupa gas ideal melalui celah diantara dua fin dan *obstacle* yang berbentuk *rectangular*. Pada penelitian ini tekanan operasi yang digunakan adalah 101325 Pa.

- Menentukan *Boundary Condition*

Dalam mendefinisikan sebuah kasus, harus memasukkan informasi pada variabel aliran pada domain kasus tersebut. Data yang diperlukan pada batas tergantung dari tipe kondisi batas yang digunakan. Dalam simulasi ini menggunakan batas kondisi yang ditampilkan pada Tabel 4. Untuk aliran dua dimensi menggunakan *absolute* kriteria konvergensi sebesar $1e-06$. Setelah itu baru kemudian dilakukan perhitungan dengan perintah iterasi.

D. Postprocessing

Proses ini merupakan proses akhir dari simulasi. Dimana hasil simulasi berupa data kualitatif dan kuantitatif. Data kuantitatif berupa visualisasi aliran dengan menampilkan pola aliran dalam *compact heat exchanger* tipe *Continuous Plate fin circular tube*. Data kuantitatif berupa distribusi kecepatan dan distribusi temperatur pada *compact heat exchanger* tipe *Continuous Plate fin circular tube*. Data kuantitatif tersebut akan diolah dengan perangkat lunak *microsoft excel* untuk mendapatkan nilai kecepatan lokal, Nusslet number lokal dan nusselt number rata-rata. Sehingga data kuantitatif tersebut dapat ditampilkan dalam bentuk grafik yang diperoleh dari data hasil iterasi yang dilakukan oleh *software Fluent 6.3.26*.

III. HASIL DISKUSI

Dalam penelitian ini didapatkan data secara kualitatif dan kuantitatif. Analisa data secara kualitatif dilakukan dengan menampilkan pola aliran dari masing-masing model (*pathline by velocity magnitude* (kecepatan), kontur kecepatan, kontur temperatur dan karakteristik perpindahan panas yang disajikan dalam bentuk grafik meliputi pembahasan kecepatan lokal *tube*, koefisien konveksi lokal *tube*, Nusslet number lokal *tube* pada masing-masing baris pada susunan *tube* dan Nusselt number rata-rata pada *tube banks* yang tersusun secara *staggered* terhadap variasi posisi sudut *obstacle*.

A. Analisa Pola Aliran Terhadap Variasi Panjang Rectangular Obstacle

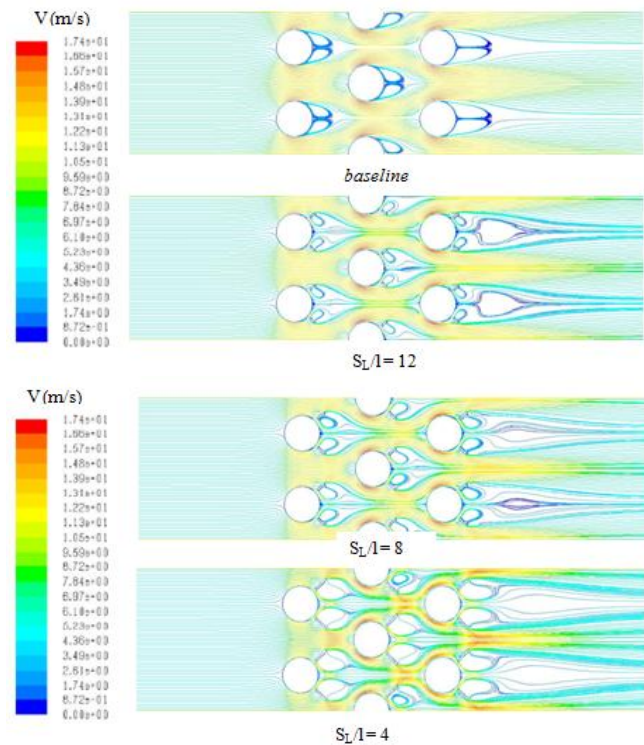
Suatu aliran yang melintasi suatu bidang tentu akan membentuk suatu pola berdasarkan bentuk bidang yang dilewati. Dalam hal ini aliran yang akan ditinjau adalah aliran yang melewati *tube banks* yang tersusun secara *staggered* tanpa adanya penambahan *Obstacle* dan dengan adanya penambahan *Obstacle* yang berpasangan dengan *tube-tube* dengan kecepatan *inlet* 5 m/s untuk masing-masing posisi sudut 120° , 135° dan 150° Gambar 3.

a. Model Baseline (Tanpa Penambahan Obstacle)

Berdasarkan Gambar 3, fenomena yang terlihat untuk visualisasi *pathline* kecepatan model *baseline* (tanpa adanya penambahan *obstacle*), dapat dilihat bahwa kontur aliran yang terbentuk ketika aliran melintasi susunan *tube* terjadi perlambatan kecepatan sebelum menumbuk *tube* (titik stagnasi) pada baris berikutnya kemudian aliran terpecah mengalir ke dua arah yaitu mengalir ke bagian atas *tube* dan ke bagian bawah *tube*.

Saat aliran mengalir di kedua bagian tersebut kecepatan lokal *tube* memiliki kecepatan maksimum karena adanya penyempitan celah laluan aliran. Setelah aliran melewati celah diantara kedua *tube* tersebut (V_{max}), aliran menuju ke bagian belakang *tube* dan aliran terpecah (aliran

memisah). Sebagian aliran menuju *tube* berikutnya dan sebagian lagi berolak (*vortex*) dibagian belakang *tube* tidak langsung mengalir menuju *tube* berikutnya.



Gambar 3. Visualisasi pathline by velocity Magnitude

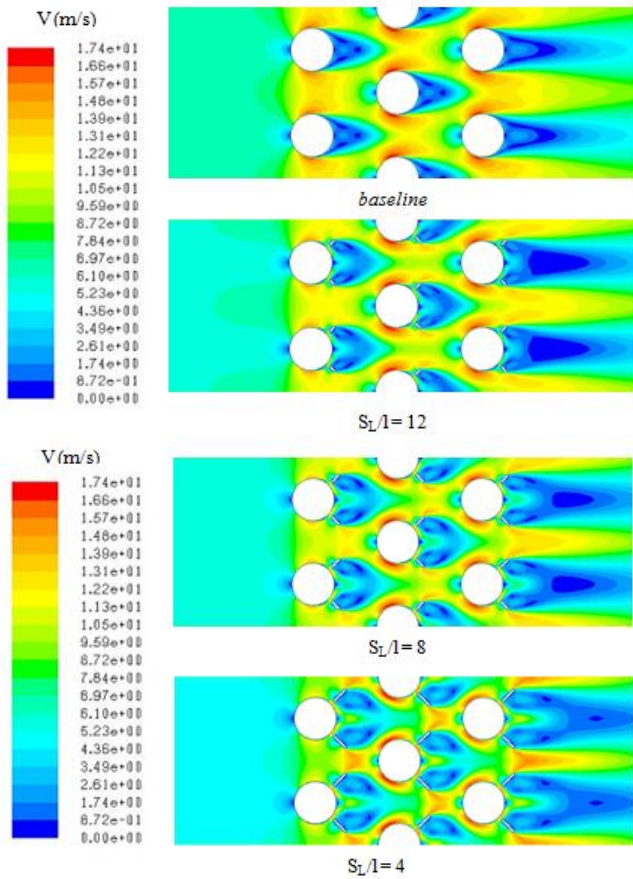
b. Model Modified (Dengan Penambahan Obstacle)

Berdasarkan fenomena yang terlihat dalam visualisasi *pathline* model *modified* (Gambar 3), dapat dilihat bahwa pola aliran yang terbentuk ketika aliran akan melintasi susunan *tube* terjadi perlambatan kecepatan sebelum menumbuk *tube* (titik stagnasi) pada baris berikutnya kemudian aliran terpecah mengalir ke dua arah yaitu mengalir ke bagian atas *tube* dan ke bagian bawah *tube* dan aliran terpecah lagi mengalir ke bagian atas dan bawah *Obstacle* untuk diarahkan ke *tube* berikutnya. Saat aliran mengalir di kedua bagian tersebut kecepatan lokal *tube* memiliki kecepatan maksimum karena adanya penyempitan celah laluan aliran (antara *tube* dan *obstacle* serta *obstacle* yang satu dengan lainnya yang berada pada satu baris *tube* yang sama). Setelah aliran melewati celah sempit (V_{max}), aliran menuju ke bagian belakang *tube*, dan aliran terpecah (aliran memisah). Sebagian aliran menuju *tube* berikutnya dan sebagian lagi berolak (*vortex*) dibagian belakang *tube* dan *Obstacle* tidak langsung mengalir menuju *tube* berikutnya. *Vortex* yang terbentuk dibelakang *tube* untuk model *modified* ini semakin sempit dibandingkan dengan model *baseline*.

B. Pengaruh Variasi Panjang Obstacle

a. Kontur Kecepatan

Berdasarkan gambar 4 terlihat visualisasi aliran berdasarkan *contour of velocity magnitude* untuk model *baseline* (tanpa menggunakan *obstacle*) dan aliran untuk model *modified* (dengan menggunakan *obstacle*) dengan variasi $S_t/l = 12$, $S_t/l = 8$, $S_t/l = 4$, disepanjang permukaan *tube* pada baris pertama sampai baris ketiga.

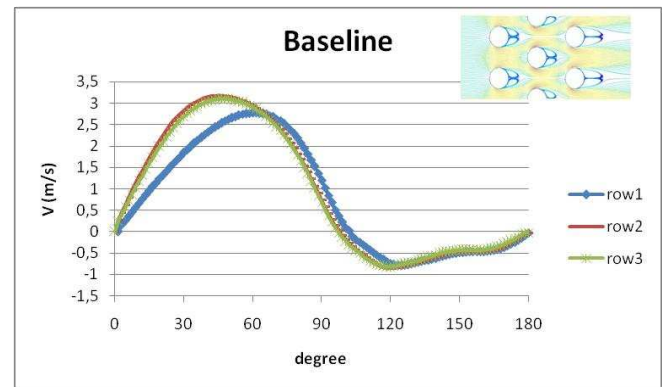


Gambar 4. Visualisasi Kontur Kecepatan

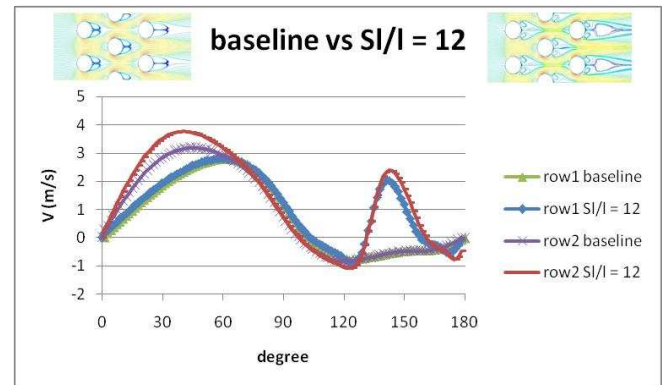
Berdasarkan pada gambar 5 mengenai grafik distribusi kecepatan lokal *tube* pada model *baseline* (tanpa adanya penambahan *obstacle*) dapat dilihat bahwa saat posisi aliran melintasi sudut 0° , kecepatan lokal *tube* akan bernilai 0 m/s untuk *tube* pada baris pertama. Hal ini dinamakan *stagnation point*, dimana aliran udara pada kecepatan tinggi harus berhenti sesaat sebelum menumbuk *tube*. Setelah melewati posisi tersebut, kecepatan akan mengalami akselerasi (peningkatan kecepatan) dengan kecepatan maksimumnya hingga $\theta \approx 60^\circ$. Setelah aliran melewati posisi tersebut, aliran menuju kebagian belakang *tube* (sisi *downstream*) yang diindikasikan dengan adanya penurunan kecepatan dan adanya peningkatan tekanan (*adverse pressure gradient*, $\frac{\partial P}{\partial x} < 1$,) pada posisi aliran melintasi sudut $60^\circ \leq \theta \leq 120^\circ$ dan kemudian aliran akan terseparasi pada sudut $\theta = 100^\circ$ dimana momentum aliran tidak mampu lagi menahan *adverse pressure gradient* dan *effect friction*. Sehingga aliran akan terlepas dari kontur *body tube* yang diindikasikan dengan kecepatan yang bernilai 0 m/s. Kecepatan egat *tube* yang bernilai egative dikarenakan adanya *back pressure* yang menyebabkan aliran berolak (*vortex*) pada posisi aliran sudut $102^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$.

Trend grafik distribusi kecepatan lokal model *modified* (dengan adanya penambahan *obstacle*), sebagaimana ditunjukkan pada gambar 6, *tube* pada baris pertama menunjukkan adanya peningkatan kecepatan (tekanan menurun, $\frac{\partial P}{\partial x} < 1$, *favorable pressure gradient*) pada posisi aliran $\theta \approx 60^\circ$ namun pada saat $0^\circ \leq \theta \leq 120^\circ$ *tube* pada baris ini memiliki kecepatan yang sama dengan *tube* baris pertama pada model *baseline*. Hal ini dikarenakan pada posisi tersebut belum adanya pengaruh dari penambahan *obstacle*. Saat posisi aliran $60^\circ \leq \theta \leq 120^\circ$, kecepatan lokal

tube, baik model *baseline* dan *modified* mulai mengalami penurunan. Hal ini dikarenakan adanya peningkatan tekanan yang terjadi (*adverse pressure gradient*, $\frac{\partial P}{\partial x} > 1$). Kemudian pada model *modified* ($S_l/l = 12$), mengalami peningkatan kecepatan pada posisi aliran $120^\circ \leq \theta \leq 140^\circ$. Saat posisi aliran $140^\circ \leq \theta \leq 170^\circ$, kecepatan lokal *tube* kembali mengalami penurunan. Sedangkan *tube* pada baris kedua, pada posisi aliran $0^\circ \leq \theta \leq 40^\circ$, mengalami peningkatan kecepatan yang signifikan namun setelah melewati sudut 40° kecepatan lokal pada *tube* baris ini mengalami penurunan sampai $\theta \approx 120^\circ$. Kemudian mengalami peningkatan kecepatan kembali sampai posisi aliran pada $\theta \approx 146^\circ$ dan mengalami penurunan yang signifikan sampai posisi aliran pada $\theta \approx 175^\circ$. Untuk kedua baris *tube*, setelah aliran melintasi *tube* pada posisi sudut $\theta \approx 120^\circ$ (pada sudut ini mulai terjadinya separasi yang dikarenakan momentum aliran sudah tidak mampu lagi menahan *adverse pressure gradient* dan *effect friction*). Kecepatan lokal *tube* memiliki nilai yang negatif hingga $\theta \approx 180^\circ$ dikarenakan adanya *back pressure* yang menyebabkan aliran berolak-olak (*vortex*). Adanya peningkatan kecepatan kembali pada model *modified* ini dikarenakan selain celah sempit yang terbentuk antara *obstacle* dengan *tube*.



Gambar 5. Distribusi Kecepatan Lokal *Tube* Model *Baseline*

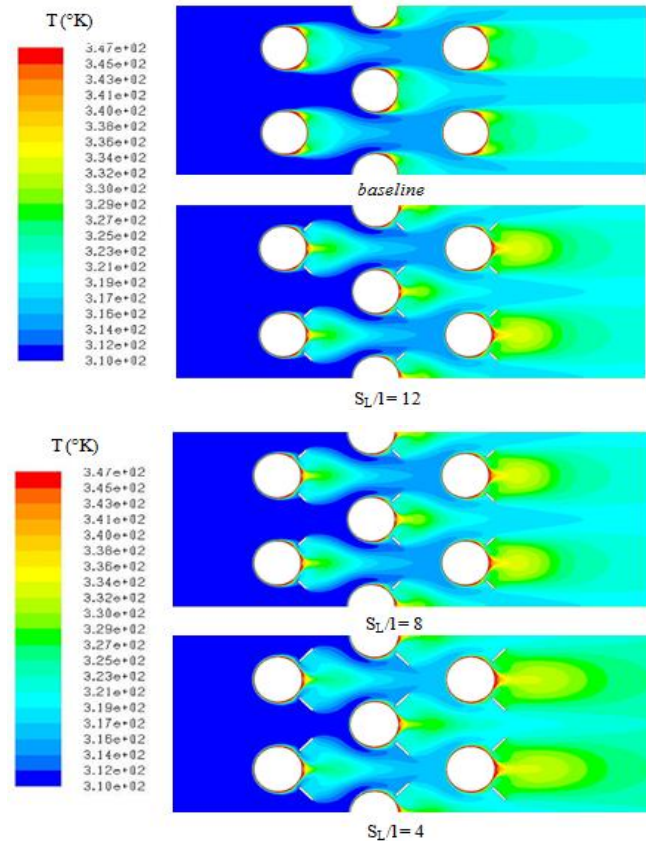


Gambar 6. Distribusi Kecepatan Lokal *Tube* Antara Model *Baseline* dan *Modified*

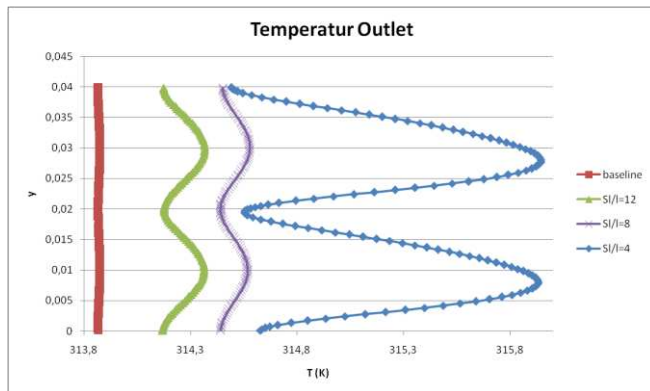
b. Distribusi Temperatur

Berdasarkan gambar 7 terlihat visualisasi aliran berdasarkan *contour of static temperature* untuk model *baseline* (tanpa menggunakan *obstacle*) dan model *modified* (dengan menggunakan *obstacle*) dengan variasi panjang *rectangular obstacle* yaitu $S_l/l = 12, 8$ dan 4 . Pada kedua model ini, temperatur inlet (udara) yaitu 310 K dan temperatur *tube* konstan sebesar 347 K. Distribusi temperatur kedua model ini dapat diartikan dari kelompok

kelompok warna yang terbentuk, dengan indikasi bahwa warna biru tua memiliki temperatur yang paling rendah sedangkan warna merah mengindikasikan temperatur yang tinggi.



Gambar 7. Visualisasi Kontur Temperatur



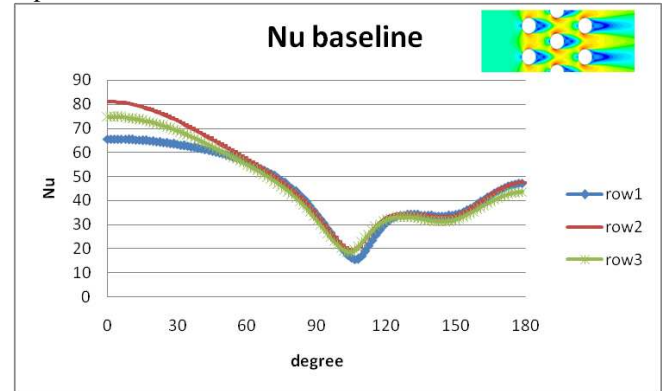
Gambar 8. Temperatur Outlet

Berdasarkan gambar 8, dapat dilihat adanya perbedaan antara temperatur outlet pada model *baseline* (dengan *obstacle*) dan model *modified* (dengan *obstacle*). Temperatur outlet model *baseline* lebih rendah daripada model *modified*. Dapat disimpulkan bahwa dengan bertambahnya panjang *obstacle*, maka semakin tinggi pula temperatur outletnya.

c. Nusselt Number

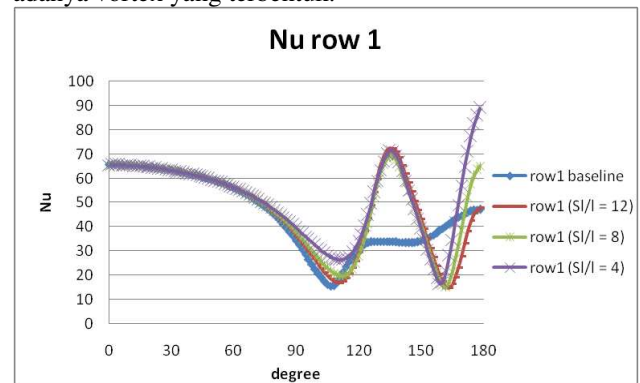
Berdasarkan gambar 9 mengenai grafik Nusselt number lokal tube untuk model *baseline* (tanpa penambahan *obstacle*) dapat dilihat trend grafik Nusselt number lokal pada tube baris pertama sampai ketiga pada kecepatan inlet 5 m/s, yaitu pada saat $\theta \equiv 0^\circ$ Nusselt number lokal tube memiliki nilai tertinggi. Hal ini disebabkan adanya daerah

stagnasi (*stagnation point*) pada sudut tersebut saat aliran udara memiliki selisih temperatur yang minimum antara dipermukaan tube dan udara disekitar tube.



Gambar 9. Distribusi Nusselt Number Model Baseline

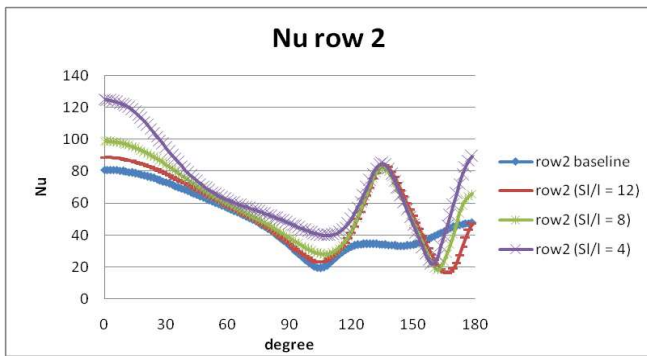
Pada trend grafik Nusselt number lokal tube *modified* (dengan penambahan *obstacle*) dengan ketiga variasi panjang *obstacle* pada baris pertama, seperti yang ditunjukkan pada gambar 10, titik stagnasi pada tube baris pertama ketiga model *modified* dan model *baseline* bernilai sama. Kemudian pada tube pada baris pertama ketiga model *modified* menunjukkan adanya penurunan nilai Nusselt number lokal, pada saat $0^\circ \leq \theta \leq 110^\circ$. Saat posisi aliran di $110^\circ \leq \theta \leq 140^\circ$ kecepatan lokal tube baris pertama ketiga model tersebut mengalami peningkatan, kemudian mengalami penurunan hingga $\theta = 165^\circ$, kemudian mengalami peningkatan lagi hingga $\theta = 180^\circ$. Nilai nusselt number pada $\theta \equiv 110^\circ$ dan 165° mengalami peningkatan dikarenakan adanya percepatan aliran yang disebabkan oleh adanya vortex yang terbentuk.



Gambar 10. Perbandingan Distribusi Nusselt Number Lokal Modified dengan Baseline Pada Baris Pertama

Berdasarkan gambar 11 grafik perbandingan Nusselt number ketiga model *modified* dan *baseline* pada baris kedua dapat terlihat adanya perbedaan Nusselt number pada titik stagnasi, pada titik stagnasi nilai dari Nusselt number pada baris kedua cenderung lebih tinggi daripada nilai dari Nusselt number pada baris pertama, hal ini dipengaruhi adanya kecepatan aliran udara yang lebih tinggi karena adanya penyempitan celah yang disebabkan oleh adanya *obstacle*, nilai Nusselt number tertinggi yaitu untuk model *modified* dengan $Sl/l = 4$ sedangkan terendah yaitu pada model *baseline*, hal ini disebabkan panjang dari *obstacle* dengan $Sl/l = 4$ dapat lebih baik dalam mengarahkan aliran fluida menuju tube pada baris berikutnya, dengan begitu kecepatan aliran fluida akan sangat cepat sehingga dapat memaksimalkan perpindahan panas yang terjadi pada tube

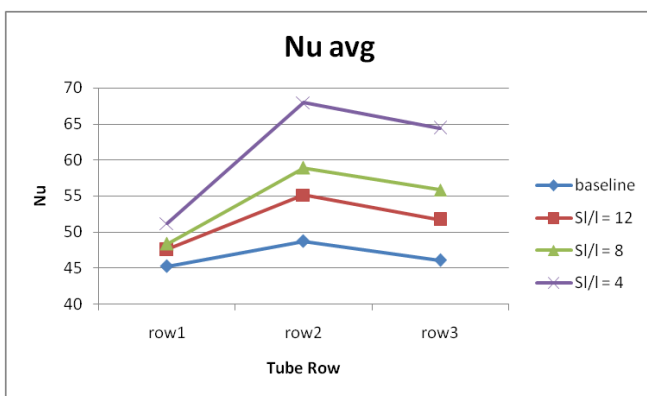
row berikutnya.



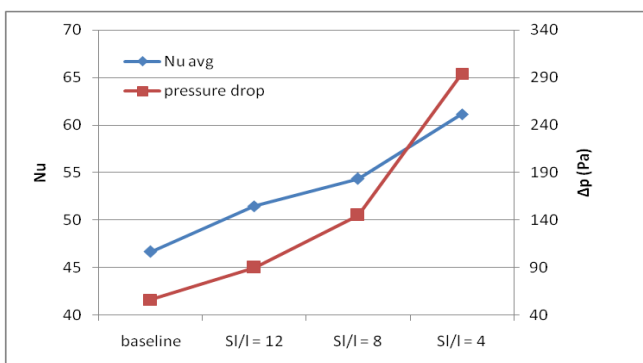
Gambar 11. Perbandingan Distribusi Nusselt Number Lokal Modified dengan Baseline Pada Baris Kedua

Tabel 4. Kisaran Kenaikan Nusselt number Lokal Tube Akibat Adanya Penambahan *Obstacle*

	Tube pada baris ke-		
	1	2	3
$S/l = 12$	5,2%	13,2%	12,3%
$S/l = 8$	6,9%	20,9%	21,1%
$S/l = 4$	13,1%	39,4%	39,8%



Gambar 12. Nusselt Number Rata-Rata Lokal Tube



Gambar 13. Nusselt Number Rata-Rata dan Pressure Drop

Tabel 5. Kisaran Kenaikan Nusselt number rata-rata Tube Akibat Adanya Penambahan *Obstacle*

<i>Obstacle</i>		
$S/l = 12$	$S/l = 8$	$S/l = 4$
10,3%	16,4%	31%

Berdasarkan gambar 13, dapat dilihat bahwa Nusselt number rata-rata pada model *baseline* dan *modified* (dengan

adanya penambahan *obstacle*) memiliki trendline grafik yang semakin naik seiring dengan bertambahnya panjang dari *rectangular obstacle*. Dapat disimpulkan bahwa semakin panjang *obstacle*-nya maka semakin besar pula perpindahan panas yang terjadi. Sedangkan untuk pressure dropnya, trendline grafiknya mengalami kenaikan seiring dengan bertambahnya panjang *obstacle*. Dapat disimpulkan bahwa, dari ketiga jenis model *modified* (dengan penambahan *obstacle*), model *modified* dengan *obstacle* $S/l = 8$ dapat menghasilkan perpindahan panas yang baik, dengan pressure drop yang tidak begitu tinggi

IV. KESIMPULAN

Dari hasil studi numerik yang dilakukan terhadap variasi dari permodelan *baseline* dan *modified* dengan penambahan *obstacle* dengan variasi panjang dari *rectangular obstacle* dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut :

1. Distribusi temperatur pada model *baseline* lebih rendah dengan indikasi temperatur outlet yang lebih rendah dibandingkan dengan model *modified* dengan adanya penambahan *obstacle*.
2. Nilai Nusselt number rata-rata yang dihasilkan dari model *modified* dengan adanya penambahan *obstacle* meningkat, yakni besar peningkatannya berkisar antara 10,3-31% lebih tinggi dari pada Nusselt number pada model *baseline*.
3. Perpindahan panas yang terjadi pada model *modified* dengan adanya penambahan *obstacle* lebih baik dibandingkan dengan model *baseline*. Dilihat dari kenaikan nilai Nusselt number dan didukung juga oleh visualisasi kontur kecepatan dan kontur temperatur
4. Dengan adanya penambahan *obstacle*, maka pressure drop akan mengalami peningkatan, sebesar 60-425%, lebih tinggi daripada model *baseline*.
5. Dilihat dari nilai Nusselt number rata-rata dan pressure drop, model *modified* dengan $S/l=8$ menghasilkan performa yang lebih baik daripada kedua model yang lainnya.

DAFTAR PUSTAKA

[1] Ramadhan, Abdulmajeed A. (2012) "Numerical Simulation On Fin and Oval Tube Heat Exchanger With Longitudinal Vortex Generators". Anbar Journal for Engineering Sciences 5 (1), 88-108.

[2] Chairunnisa dan Prabowo (2013) "Studi Numerik Pengaruh Convergency Promoters (CPs) terhadap Karakteristik Aliran dan Perpindahan Panas dengan $l/D = 0.25$, pada Tube Banks yang Tersusun Secara Staggered". Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, Surabaya.