

## STUDI EKSPERIMEN KARAKTERISTIK *SHELL-AND-TUBE* *HEAT EXCHANGER* DENGAN VARIASI JENIS *BAFFLE* DAN JARAK ANTAR *BAFFLE*

**Teguh Hady Ariwibowo\*, Prima Dewi Permatasari,  
Novan Ardhiyanga, Sugit Triyono**

Program Studi Sistem Pembangkit Energi, DTME  
Politeknik Elektronika Negeri Surabaya  
Kampus PENS, Sukolilo, Surabaya 60111

\*)e-mail : teguhhady@pens.ac.id

### ABSTRAK

*Shell-and-Tube Heat Exchanger* merupakan jenis penukar kalor yang banyak digunakan di pembangkit dan pengolahan minyak. Namun, peningkatan performa penukar kalor ini perlu dilakukan dengan cermat karena alirannya yang kompleks didalam shell. Penelitian ini mengkaji peningkatan performa dalam bentuk koefisien perpindahan panas total dan efektivitas dengan melakukan variasi jenis *baffle* (*single segmental* dan *triple segmental*) dan *baffle spacing* (5 cm dan 10 cm) menggunakan pendekatan eksperimen dan numerik. Penukar kalor diuji pada laju massa 0,033; 0,066; 0,099; 0,133; dan 0,166 kg/s. Pada variasi jenis *baffle*, hasil eksperimen menunjukkan *single segmental* menghasilkan koefisien perpindahan panas total dan efektivitas yang lebih baik dari pada *triple segmental* dengan nilai koefisien perpindahan panas total maksimal 301 W/m<sup>2</sup>.K pada 0,166 kg/s dan efektivitas maksimal 0,5 pada 0,033 kg/s. Sedangkan, pada variasi *baffle spacing*, hasil eksperimen menunjukkan *baffle spacing* 5 cm menghasilkan koefisien perpindahan panas maksimal 651 W/m<sup>2</sup>.K saat laju massa 0,166 kg/s sedangkan *baffle spacing* ini hanya menunjukkan performa yang lebih besar dari *baffle spacing* 10 cm ketika laju massa 0,133 kg/s. Hasil simulasi menunjukkan turbulensi aliran yang besar pada sisi *shell* mengakibatkan distribusi temperatur merata sehingga mempengaruhi koefisien perpindahan panas total.

**Kata Kunci** : Shell-and-Tube Heat Exchanger , *baffle spacing*, jenis *baffle*, koefisien perpindahan panas total, efektivitas, CFD.

### ABSTRACT

Shell-and-Tube Heat Exchanger is sort of heat exchanger commonly applied in power plants and oil refineries. However, improved performance of this equipment requires being carried out cautiously because of flow ramification inside shell. This study examines performance improvement in total heat transfer coefficient and effectiveness by variations in type of baffles (single and triple segmental) and baffle spacing (5 cm and 10 cm) using experimental and numerical approach. Heat exchanger was assessed at mass rate 0,033; 0,066; 0,099; 0,133; and 0,166 kg/s. In variations of type of baffles, experimental outcome presented single segmental baffle brought about better total heat transfer coefficient and effectiveness than the triple segmental baffle maximum total heat transfer coefficient 301 W/m<sup>2</sup>.K at 0,166 kg/s and maximum effectiveness 0,5 in 0,033 kg/s. Meanwhile, the baffle spacing variations, experimental results depicted baffle spacing 5 cm produced maximum total heat transfer coefficient of 651 W/m<sup>2</sup>.K at mass rate 0,166 kg/s while baffle spacing 5 cm was solely performed better than the baffle spacing 10 cm at mass rate 0,133 kg/s. The simulation results illustrated that turbulent flow inside shell resulting in uneven temperature distribution which contributed on total heat transfer coefficient increment.

**Key Words** : Shell-and-Tube Heat Exchanger , *baffle spacing*, sort of *baffle*, total heat transfer coefficient increment, effectiveness, CFD.

## 1. PENDAHULUAN

*Shell-and-tube heat exchanger* (STHX) banyak diaplikasikan di industri seperti pembangkit listrik, kilang minyak, pengolahan makanan dsb. Master, dkk (2003) menyatakan bahwa lebih dari 35-40% penukar kalor adalah tipe STHX dikarenakan kekuatan konstruksi geometri, kemudahan perawatan dan peluang *upgrade*. *Baffle* merupakan komponen penting dari STHX. Selain berfungsi menyuport *tube bundle*, *baffle* membentuk aliran pada sisi *shell*. Jenis *baffle* yang paling banyak dipergunakan adalah *segmental baffle* yang memaksa aliran di dalam sisi *shell* mengalir *zigzag* untuk meningkatkan perpindahan panas namun dengan konsekuensi *pressure drop* tinggi. Sekarang, Tipe penukar kalor ini banyak dikembangkan dan mungkin masih umum dipergunakan sebagai STHX (Bell 1981; Bell 1986; Bell 1988; Bell 2004). Koefisien perpindahan panas sisi *shell* lebih kompleks daripada sisi *tube* dikarenakan banyak faktor yang mempengaruhi (Serth, 2007).

Kinerja STHX dipengaruhi oleh beberapa *parameter*. Beberapa *parameter* tersebut adalah efektivitas dan koefisien perpindahan panas. Beberapa cara untuk meningkatkan performa ini adalah menggunakan tipe *baffle* serta mengatur jarak antar *baffle* (*baffle spacing*). Šoljic dkk. (2009) membandingkan karakter aliran dengan menggunakan beberapa *baffle*, *baffle* tersebut adalah tipe *single segmental* dan *triple segmental*. Hasil penelitian ini adalah *triple segmental baffle* memiliki nilai *vortex shedding frequency* lebih rendah dari pada *single segmental baffle*. Nilai *vortex shedding frequency* ini mempengaruhi besar vibrasi di STHX. Disamping itu, *baffle* tipe *triple segmental* menghasilkan penurunan tekanan yang lebih rendah dari pada *single segmental baffle*.

Ardhiyangga dkk (2016) yang mengamati karakteristik aliran didalam STHX dengan pendekatan simulasi numerik 1-Dimensi menggunakan *software* HTRI serta menyimpulkan bahwa terjadi peningkatan koefisien perpindahan panas sisi *shell* dan efektivitas jika meningkat jika laju massa ditingkatkan. Sedangkan, pengamatan HTRI juga dilakukan oleh Triyono dkk (2016) untuk mengamati pengaruh *baffle spacing* terhadap koefisien perpindahan panas total STHX menyimpulkan bahwa pada rasio *heat capacity* yang sama ( $C^*=1$ ) didapatkan *baffle spacing* yang lebih pendek menghasilkan koefisien perpindahan panas total lebih besar dari pada *baffle spacing* lebih jauh. Tetapi, penggunaan pendekatan metode 1-Dimensi tidak mampu memaparkan secara jelas turbulensi aliran yang mempengaruhi performa perpindahan panas.

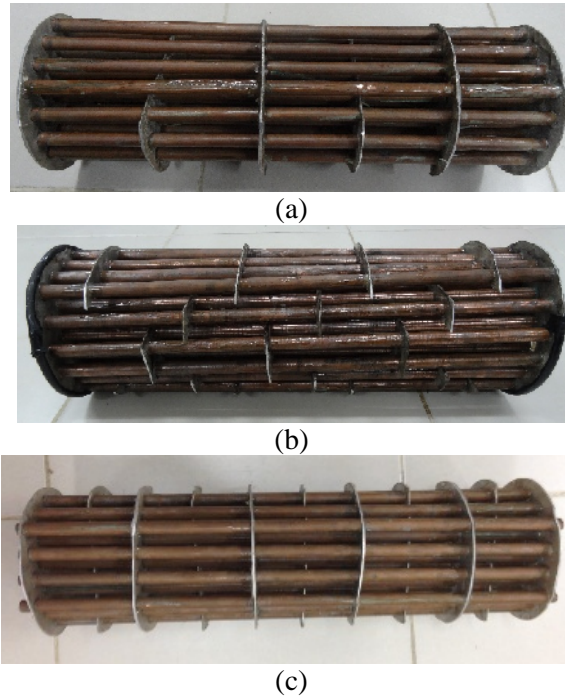
Oleh karena itu, penelitian ini mengamati pengaruh jenis *baffle* dan jarak antar *baffle* terhadap kinerja serta karakteristik aliran dalam STHX secara eksperimen serta menggunakan metode numerik *Computational Fluid Dynamics* (CFD) untuk menyimulasikan secara 3-Dimensi yang hanya untuk mengetahui kondisi aliran yang ada di dalam STHX serta mengorelasikannya dengan hasil eksperimen. Untuk variasi jenis *baffle*, *baffle* yang digunakan adalah *single segmental* dan *triple segmental*.

## 2. METODE PENELITIAN

### 2.1. Penyetingan STHX dan alat pengujian

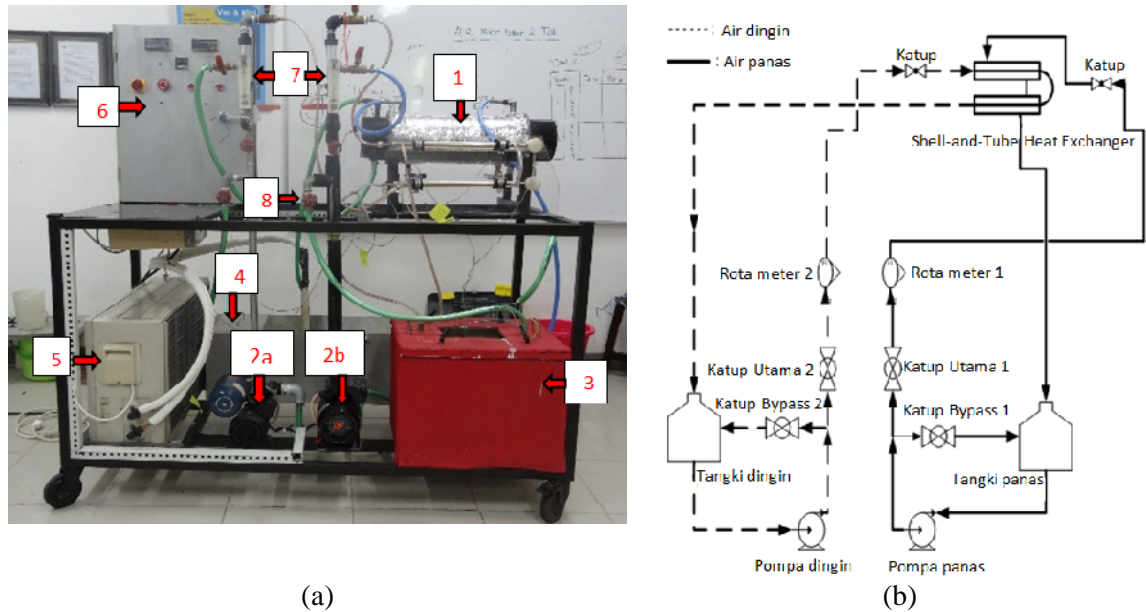
Penelitian ini dilakukan melakukan uji eksperimen STHX pada laju massa 0,033; 0,066; 0,099; 0,133; dan 0,166 kg/s di Laboratorium Termofluida Program Studi Sistem Pembangkit Energi DTME Politeknik Elektronika Negeri Surabaya. Adapun Spesifikasi STHX yang digunakan sebagai berikut diameter *internal shell* 16 cm, panjang *shell* 50 cm, panjang *header* 10 cm, diameter luar *tube* ½ in, jumlah *tube* 30, tebal *tube* 2 mm,

jumlah *segmental baffle* 4 (*single segmental*), jumlah *segmental baffle* 10 (*triple segmental*). Bahan *shell* terbuat dari *stainless steel* agar tidak mudah korosi sedangkan material pada *tube* menggunakan tembaga karena konduktivitas termal yang tinggi sehingga dapat mempercepat proses perpindahan panas. *Baffle* terbuat dari aluminium untuk mempermudah proses fabrikasi. Gambar 1 menunjukkan variasi *baffle spacing* dengan *baffle cut* sebesar 25%. *Baffle spacing* yang dipilih yaitu 5 cm dan 10 cm. Penelitian ini terdapat kesamaan antara variasi *baffle spacing* dan jenis *baffle* yaitu pada *single segmental baffle* yang memiliki *baffle spacing* 10 cm.



**Gambar 1.** Pemasangan *baffle* pada *tube bundle* (a) *single segmental baffle* (dengan *baffle spacing* 5 cm) (b) *triple segmental baffle* (c) *baffle spacing* 10 cm

Gambar 1. (a) menunjukkan hasil fabrikasi *single segmental baffle* yang terintegrasi dengan *tube bundle* dengan nilai *baffle cut* sebesar 31,25 %. Jumlah *baffle* yang tersusun 4 buah dengan jarak antar *baffle* sebesar 10 cm. Gambar 1. (b) menunjukkan 3 buah segmen *baffle* yang terintegrasi dengan *tube bundle* dengan jarak antar *baffle* sebesar 4,46 cm. Sudut antar *tube*  $45^{\circ}$ , *tube pitch* 2,5 cm, jumlah *tube* keseluruhan 30 buah diameter *tube bundle* 16 cm. Sedangkan, Gambar 1 (a) dan (c) menunjukkan jarak antar *baffle* 5 cm dan 10 cm.



(a) Setting Alat Uji (b) Diagram Alir Proses

**Gambar 2.** (a) Setting Alat Uji (b) Diagram Alir Proses

Eksperimen yang dilakukan sebuah unit STHX dengan beberapa komponen pendukung, ditunjukkan pada Gambar 2 (a) dan diagram alir proses sistem uji dapat dilihat di Gambar 2 (b). Adapun sistem pengujian unit STHX dapat dilihat pada Tabel 1.

**Tabel 1.** Spesifikasi Sistem Penujian

No	Nama	Spesifikasi
1	Unit STHX	Dimensi p : 170 cm diameter : 16 cm
2	Pompa Air	a. Merk Panasonic 18 lpm dengan daya 125W ( Cold Pump) b. Merk CNP 28 m <sup>3</sup> /h dengan daya 370W (Hot Pump)
3	Tandon air panas	Dimensi : 50x40x40 cm
4	Tandon air dingin	Dimensi : 120x30x30 cm
5	Air Conditioning	Merk National 1,5 PK
6	Panel control	1 Unit
7	Flow meter	Rotameter kapasitas maksimum 18 lph
8	Pipa koneksi	½ inch
9	Valve	Ball valve ½ inch dan Gate valve ½ inch
10	Heater	2 Heater air, masing-masing 1,5 KW
11	Sensor Temperatur	Termocouple tipe K

Tahap pertama, air panas dan dingin diletakkan pada tangki terpisah. Pada tangki panas, heater elektrik dipasang untuk menjaga teperatur air panas konstan. Heater ini dikendalikan oleh *thermocontrol* sehingga teperatur air panas dapat dijaga. Begitu juga dengan tangki dingin, *evaporator* sebuah *air conditioning* dipasang untuk menjaga teperatur air dingin dapat dijaga. Kemudian, air panas dan dingin dipompa menuju unit STHX. Air panas dialirkan disisi *shell* sedangkan air dingin dipompa disisi *tube*. Debit aliran diukur menggunakan rotameter yang terpasang. Debit air yang berlebih diatur dengan katup *bypass*. Debit yang terukur dikonversi ke laju aliran massa yang dihitung dengan mengalikan massa jenis dengan debit.

## 2.2. Pemrosesan Data

Sebelum melakukan pemrosesan data, properti air perlu yang perlu dicari adalah *Heat capacity* ( $c_p$ ), *viscosity fluid* ( $\mu$ ), *Thermal conductivity* ( $k$ ) yang diambil sesuai dengan

temperatur rata-rata sisi *inlet* dan *outlet* STHX. Kalor air dingin ( $q_c$ ) dan air panas ( $q_h$ ) dapat dihitung menggunakan persamaan (1) dan (2).

$$q_c = \dot{m}_c c_{pc} \Delta T_c \quad (1)$$

$$q_h = \dot{m}_h c_{ph} \Delta T_h \quad (2)$$

Selanjutnya mencari *log mean temperature difference* (LMTD) atau bisa disebut dengan  $T_{lm}$ , dengan terlebih dahulu mencari nilai *correction faktor* (F), Maka dapat menggunakan persamaan 3.

$$\Delta T_{lm} = F(\Delta T_{in})_{cf} \quad (3)$$

Nilai F diperoleh dari persamaan berikut

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln\left(\frac{1-S}{1-RS}\right)}{(1-S) \ln\left[\frac{2-S(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-S(R+1+\sqrt{R^2+1})}\right]} \quad (4)$$

Nilai S diperoleh dari persamaan (5)

$$S = \frac{\alpha - 1}{\alpha - R} \quad (5)$$

Nilai  $\alpha$  dicari dengan persamaan (6). N merupakan jumlah laluan sisi shell.

$$\alpha = \left(\frac{1-RP}{1-P}\right)^{1/N} \quad (6)$$

Kemudian, R dan P dihitung dengan persamaan (7) dan (8).

$$R = \frac{T_a - T_b}{t_a - t_b} \quad (7)$$

$$P = \frac{t_b - T_a}{T_a - t_a} \quad (8)$$

Dimana  $T_a$  merupakan temperatur *inlet* sisi *shell*,  $T_b$  merupakan temperatur *outlet* sisi *shell*,  $t_a$  merupakan temperatur *inlet* sisi *tube*, dan  $t_b$  merupakan temperatur *outlet* sisi *tube*. Sedangkan perhitungan koefisien perpindahan panas total dilakukan dengan mengasumsikan aliran tidak mengakibatkan *fouling* sehingga dapat dihitung dengan persamaan (9)

$$U_c = \left[ \frac{D_o}{hiDi} + \frac{D_o \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2k} + \frac{1}{ho} \right]^{-1} \quad (9)$$

Dimana  $U_c$  merupakan koefisien perpindahan panas total tanpa *fouling*,  $D_o$  merupakan *outer diameter* dari *tube*,  $D_i$  merupakan *inner diameter* dari *tube*,  $k$  merupakan koefisien konduksi *tube*. Nilai koefisien perpindahan panas sisi *tube* ( $h_i$ ) dapat dihitung dengan persamaan (10) sedangkan nilai koefisien perpindahan panas sisi *shell* dihitung dengan persamaan (11). Nilai A merupakan *heat transfer area*.

$$h_i = \frac{q_c}{A \Delta T_m} \quad (10)$$

$$h_o = \frac{q_h}{A \Delta T_m} \quad (11)$$

### 3. HASIL DAN DISKUSI

Data eksperimen diperoleh dari pengambilan data laju massa, dan temperatur masuk dan keluar fluida sebelum dilakukan beberapa perhitungan variabel seperti: besar perpindahan panas, koefisien perpindahan panas, dan efektivitas dari *heat exchanger*. Simulasi CFD bertujuan untuk mengetahui variabel-variabel tersebut di atas dengan metode numerik. Hasil dari eksperimen dibandingkan dengan simulasi CFD untuk mendukung analisis karakteristik aliran STHX.

**Tabel 1.** Data Eksperimen dan Simulasi dengan Konfigurasi *Baffle* Jenis *Single Segmental* (*Baffle Spacing* 10 cm)

Laju Massa (kg/s)	Hasil Eksperimen				Hasil Simulasi			
	Temperatur outlet shell (°C)	Temperatur outlet tube (°C)	Total heat transfer coeff. (W/m <sup>2</sup> .K)	Efektivitas	Temperatur outlet tube (°C)	Temperatur outlet shell (°C)	Total heat transfer coeff. (W/m <sup>2</sup> .K)	Efektivitas
0,033	41	40	155	0,52	44	44	68	0,50
0,066	38	41	194	0,45	42	46	123	0,45
0,099	36	42	210	0,40	40	47	167	0,39
0,133	35	42	241	0,39	39	49	197	0,34
0,166	35	42	301	0,39	38	50	224	0,31

**Tabel 2.** Data Eksperimen dan Simulasi dengan Konfigurasi *Baffle* Jenis *Single Segmental* (*Baffle Spacing* 5 cm)

Laju Massa (kg/s)	Hasil Eksperimen				Hasil Simulasi			
	Temperatur outlet shell (°C)	Temperatur outlet tube (°C)	Total heat transfer coeff. (W/m <sup>2</sup> .K)	Efektivitas	Temperatur outlet tube (°C)	Temperatur outlet shell (°C)	Total heat transfer coeff. (W/m <sup>2</sup> .K)	Efektivitas
0,033	39	40	85	0,49	45	43	74	0,52
0,066	38	41	198	0,46	43	45	136	0,47
0,099	36	42	348	0,41	42	47	186	0,42
0,133	36	43	516	0,39	41	48	226	0,38
0,166	34	43	651	0,37	40	49	261	0,35

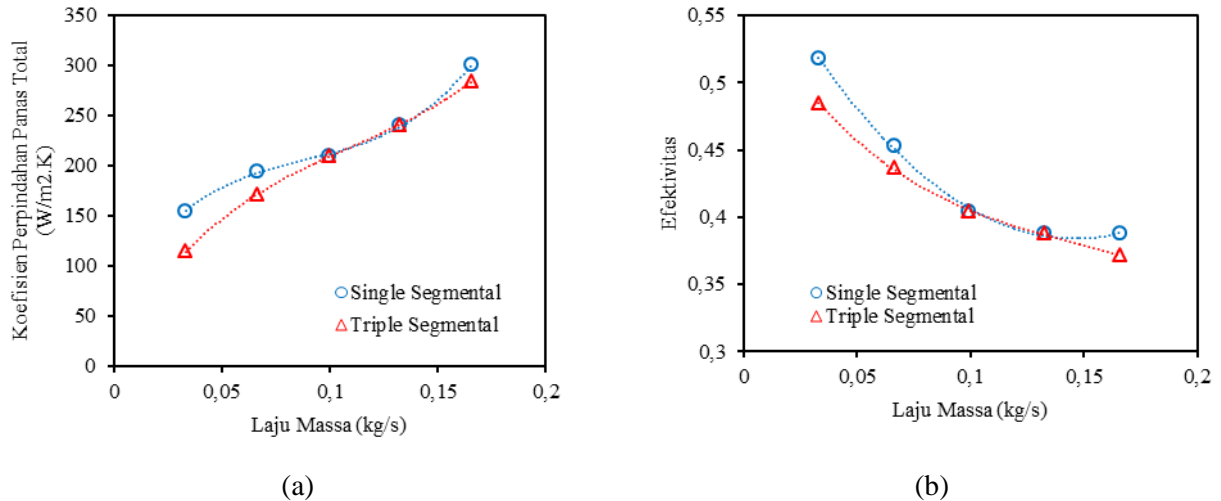
**Tabel 3.** Data Eksperimen dan Simulasi dengan Konfigurasi *Baffle* Jenis *Triple Segmental*

Laju Massa (kg/s)	Hasil Eksperimen				Hasil Simulasi			
	Temperatur outlet shell (°C)	Temperatur outlet tube (°C)	Total heat transfer coeff. (W/m <sup>2</sup> .K)	Efektivitas	Temperatur outlet tube (°C)	Temperatur outlet shell (°C)	Total heat transfer coeff. (W/m <sup>2</sup> .K)	Efektivitas
0,033	38	39	114	0,48	43	45	63	0,48
0,066	37	41	171	0,44	42	46	119	0,44
0,099	36	42	209	0,40	41	47	165	0,39
0,133	35	42	240	0,39	40	49	200	0,36

0,166	35	43	284	0,37	39	50	230	0,33
-------	----	----	-----	------	----	----	-----	------

### 3.1 Variasi Jenis Baffle

Hasil penelitian dengan variasi jenis *baffle* ditampilkan dengan dua variabel pendukung yaitu koefisien perpindahan panas total dan efektivitas yang masing-masing terhadap fungsi laju massa.



**Gambar 3.** (a) Grafik hubungan koefisien perpindahan panas total terhadap laju massa  
(b) Grafik efektivitas fungsi laju massa

Hubungan koefisien perpindahan panas total terhadap laju massa ditunjukkan pada Gambar 3 (a). Kedua grafik memiliki *trend* yang sama yaitu koefisien perpindahan panas total semakin meningkat seiring dengan peningkatan laju massa baik saat menggunakan *baffle single segmental* maupun saat menggunakan *baffle triple segmental*. Nilai koefisien perpindahan panas total dipengaruhi oleh koefisien perpindahan panas sisi *shell* dan tube dimana nilai  $h_i$  dan  $h_o$  sama maka  $U$  bernilai sama pada saat laju massa 0,099 kg/s dan saat 0,133 kg/s.

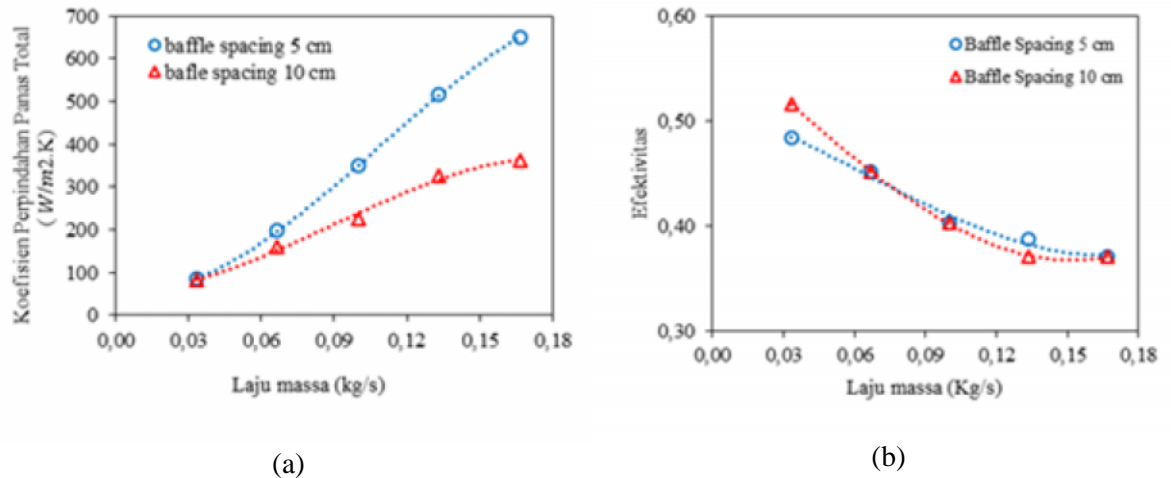
Pada *baffle single segmental*, nilai koefisien perpindahan panas total relatif lebih tinggi jika dibandingkan saat menggunakan *baffle triple segmental*. Nilai koefisien perpindahan panas total terendah saat menggunakan *baffle single segmental* adalah 155 W/m<sup>2</sup>.K sedangkan nilai tertinggi sebesar 301 W/m<sup>2</sup>.K atau mengalami kenaikan sebesar 94%. Sedangkan pada saat *heat exchanger* menggunakan *baffle* jenis *triple segmental* koefisien perpindahan panas total mengalami kenaikan sebesar 149 % dari 114 W/m<sup>2</sup>.K ke 284 W/m<sup>2</sup>.K.

Gambar 3 (b) menunjukkan bahwa efektivitas STHX mengalami penurunan saat terjadi kenaikan laju massa di sisi *shell* maupun di sisi *tube*. Efektivitas *heat exchanger* saat menggunakan *baffle single segmental* lebih baik jika dibandingkan dengan efektivitas saat menggunakan *baffle triple segmental*. Nilai efektivitas yang tertinggi dan terendah saat menggunakan *baffle single segmental* adalah 0,52 dan 0,39 sedangkan saat menggunakan *baffle triple segmental* bernilai 0,48 dan 0,37. Penurunan efektivitas STHX diakibatkan oleh *heat transfer area* yang rendah sehingga perpindahan panas rendah. Perpindahan panas yang baik ditandai dengan penurunan temperatur yang besar.

### 3.2 Variasi Jarak Antar Baffle

Gambar 4 (a) menunjukkan bahwa semakin besar nilai laju massa, maka semakin besar pula nilai koefisien perpindahan panas total. Nilai koefisien perpindahan panas total dengan *baffle spacing* 5 cm memiliki nilai maksimal 651 W/m<sup>2</sup>.K sedangkan dengan *baffle spacing* 10 cm sebesar 363 W/m<sup>2</sup>.K. STHX yang menggunakan *baffle spacing*

lebih kecil dengan laju massa yang sama, memiliki koefisien perpindahan kalor total lebih besar.

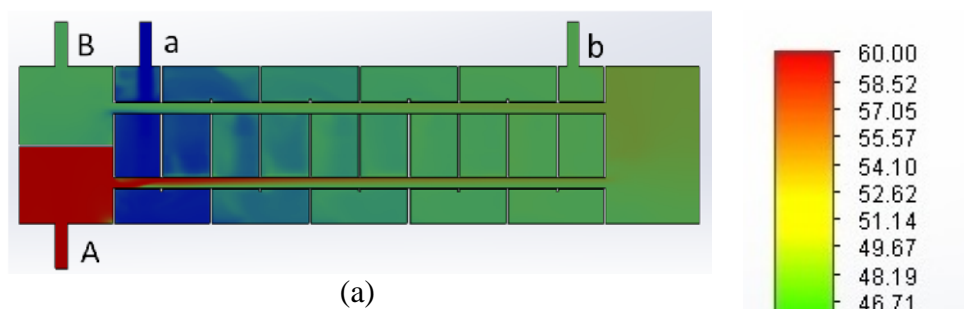


**Gambar 4.** (a) Grafik Hubungan Koefisien Perpindahan Panas Total terhadap Laju Massa pada Variasi Jarak Antar *Baffle* (b) Grafik Hubungan Efektivitas terhadap Laju Massa pada Variasi Jarak Antar *Baffle*

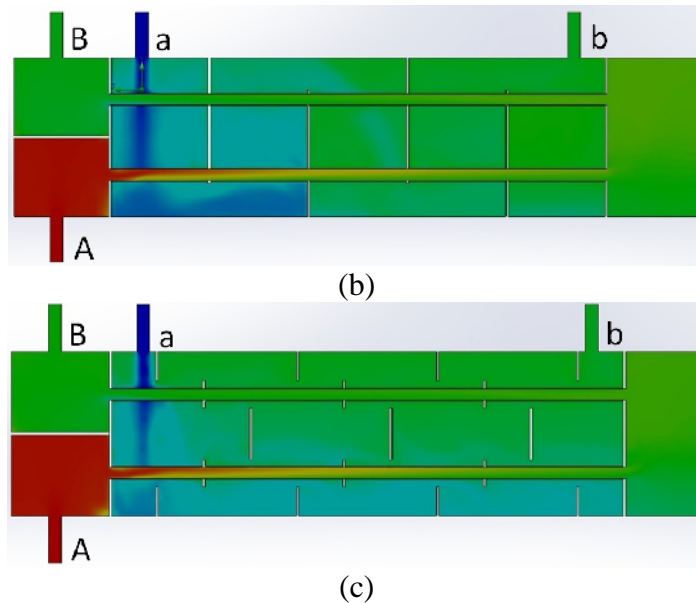
Gambar 4 (b) menunjukkan pengaruh perubahan laju massa terhadap efektivitas. Efektivitas menurun seiring dengan kenaikan laju massa. Selisih terbesar terjadi saat laju massa minimal 0,033 kg/s, setelah itu selisih efektivitas mengecil seiring dengan kenaikan laju massa di sisi *shell* dan di sisi *tube*. Efektivitas tertinggi dan terendah saat menggunakan jarak antar *baffle* 5 cm bernilai 0,49 dan 0,37.

### 3.2 Simulasi CFD

Simulasi dilakukan pada *software Solidworks Flow Simulation 2014*. *Turbulence model* yang digunakan adalah *Modified k-* serta *Meshing technique* yang dipilih adalah *Immerse boundary Cartesian*. *Turbulence parameter* simulasi adalah *turbulent intensity 5%* dan *turbulence length 0,0024 m*. *Boundary Condition* yang dipilih *Inlet mass flow* dan *inlet profile uniform*. Pada Gambar 5 dan 6, inlet air panas sisi *shell* berada di A, inlet air dingin sisi *tube* berada di a, outlet air panas sisi *shell* berada di B, dan outlet air dingin sisi *tube* berada di b.



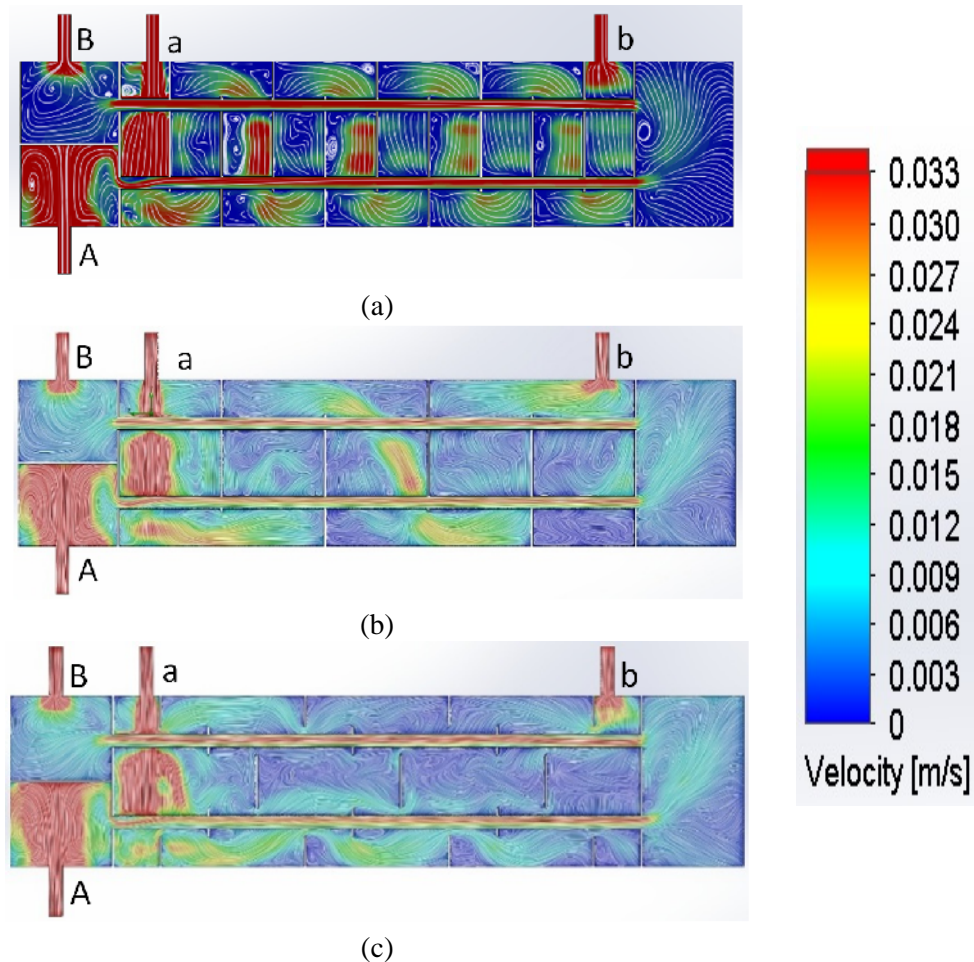




**Gambar 5.** Kontur temperatur pada beberapa konfigurasi *baffle* (a) *baffle single segmental* (jarak antar *baffle* 5 cm); (b) *baffle single segmental* (jarak antar *baffle* 10 cm); (c) konfigurasi *baffle triple segmental*

Kontur temperatur pada tiga konfigurasi *baffle* ditunjukkan pada Gambar 5. Kontur yang ditampilkan pada saat laju massa di sisi *shell* dan di sisi *tube* sebesar 0,033 kg/s. Pada kontur tersebut menunjukkan aliran fluida di sisi *shell* mengalami turbulensi aliran lebih besar karena struktur dari *baffle single segmental*, sementara pada konfigurasi *baffle triple segmental* aliran fluida di *shell* langsung menuju ke bawah dengan turbulensi yang tidak besar. Hal ini yang mengakibatkan nilai perpindahan panas pada konfigurasi *baffle single segmental* relatif lebih besar dibandingkan dengan konfigurasi *baffle triple segmental*.

Pada Gambar 6, kecepatan dan *streamline* pada variasi *baffle spacing* dan jenis *baffle*. Gambar 6 menunjukkan aliran mengalami percepatan setelah melewati segmen *baffle* dengan beberapa zona resirkulasi terdapat di sekitar aliran primer. Aliran primer yang memberi kontribusi besar dalam koefisien perpindahan panas terlihat lebih jelas pada konfigurasi *baffle single segmental* terlihat dari pada aliran primer pada konfigurasi *baffle triple segmental*. Aliran primer ditandai dengan kontur kecepatan yang lebih tinggi dibandingkan dengan aliran di sekelilingnya dimana terdapat zona resirkulasi. Zona resirkulasi terlihat dari timbul aliran balik (*backflow*) dan *vortex* yang dapat menghambat. Zona resirkulasi berkurang seiring dengan yang berpengaruh terhadap peningkatan kenaikan kecepatan aliran. Hal ini dapat mengakibatkan kenaikan perpindahan panas. Zona resirkulasi pada konfigurasi *baffle triple segmental* lebih banyak ditemukan dibandingkan zona resirkulasi pada konfigurasi *baffle single segmental*. Hal ini yang menyebabkan proses perpindahan panas pada *baffle single segmental* lebih baik.



**Gambar 6.** Kontur kecepatan dan streamline pada beberapa konfigurasi baffle (a) baffle single segmental (jarak antar baffle 5 cm); (b) baffle single segmental (jarak antar baffle 10 cm); (c) baffle triple segmental

#### 4. KESIMPULAN

- Eksperimen tentang perpindahan panas STHX dengan variasi jenis *baffle* (*single segmental* dan *triple segmental*) serta variasi *baffle spacing* (5 cm dan 10 cm) telah dilakukan.
- Hasil penelitian variasi pertama menunjukkan bahwa baik jenis *baffle single segmental* menghasilkan koefisien perpindahan panas total dan efektivitas yang lebih baik daripada *baffle jenis triple segmental* pada variasi yang sama. *Trend* kenaikan koefisien perpindahan panas total berbanding lurus dengan peningkatan laju massa sedangkan efektivitas berbanding terbalik dengan laju aliran massa. Adapun nilai maksimal  $301 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  saat laju massa  $0,166 \text{ kg/s}$  sedangkan efektivitas bernilai maksimal 0,5 ketika laju massa  $0,033 \text{ kg/s}$ .
- Hasil variasi kedua menunjukkan *baffle spacing* 5 cm menghasilkan koefisien perpindahan panas total yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan *baffle spacing* 10 cm. Adapun nilai koefisien perpindahan panas total maksimal adalah  $651 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  saat laju massa  $0,166 \text{ kg/s}$ . Sedangkan pada efektivitas *baffle spacing* hanya menunjukkan performa yang lebih baik ketika laju massa lebih besar dari  $0,133 \text{ kg/s}$ . Adapun nilai tertinggi efektivitas terjadi saat *baffle spacing* 10 cm dengan nilai 0,52 saat laju massa  $0,033 \text{ kg/s}$ .

- Hasil simulasi CFD baik kontur temperatur maupun kecepatan menunjukkan variasi baffle spacing 5 cm cenderung menghasilkan distribusi temperatur yang lebih merata baik disisi *shell* maupun disisi *tube* dikarenakan banyaknya turbulensi didalam *shell* sehingga dapat meningkatkan koefisien perpindahan panas total. Sedangkan variasi jenis *baffle* menunjukkan bahwa *baffle single segmental* menghasilkan turbulensi yang lebih baik jika dibandingkan *baffle triple segmental* sehingga dapat menghasilkan efektivitas dan koefisien perpindahan panas total tinggi.

#### DAFTAR PUSTAKA

1. Master, B.I., Chunangad, K.S., Pushpanathan, V. 2003, Fouling mitigation using helixchanger heat exchangers, Proceedings of the ECI Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning: Fundamentals and Applications, 317–322.
2. Bell, K.J., Delaware method for shell side design, In: S. Kakac, A.E. Bergles, F. Mayinger, 1981, Eds. Heat Exchangers-Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design, Taylor & Francis, Washington, 343-375
3. Bell, K.J., Delaware method of shell side design, in: S. Kakac, A.E. Bergles, F. Mayinger (Eds.) 1986, Heat Exchanger Sourcebook, Hemisphere, New York, 159-200
4. Bell, K.J., Delaware method of shell-side design, in: R.K. Shah, E.C. Sunnarao, R.A. Mashelkar (Eds.), 1988, Heat Transfer Equipment Design, Taylor & Francis, New York, 145-166
5. Bell, K.J., 2004, Heat exchanger design for the process industries, ASME J. Heat Transfer 126, 877–885
6. Serth, R. W. 2007, Process Heat Transfer Principles and Applications, Academic Press, Oxford.
7. Šoljic dkk., 2009, Vibration Analysis of Heat Exchangers of Nitric Acid Plant, Chem. Biochem. Eng. Q. 23, 287-294
8. Ardhiyanga, N., Ariwibowo, T. H., Permatasari, P.D., 2016, Numerical Study of Shell-And-Tube Heat Exchanger Characteristics in Laminar Flow with Single Segmental Baffle, Prosiding Seminar Nasional Teknik Kimia “Kejuangan”, C51-C57.
9. Triyono, S., Ariwibowo, T. H., Permatasari, P.D., 2016, Numerical Study of Shell-And-Tube Heat Exchanger Performance with Various Baffle Spacing, Prosiding Seminar Nasional Teknik Kimia “Kejuangan”, C41-C47