

# Analisa Pengaruh Variasi Sudut Kemiringan Baffle Pada Alat Penukar Kalor 202-C Terhadap Aliran Fluida dan Perpindahan Panas

Ahmad Ryan Andriansyah<sup>1)</sup>, Muchtar Ginting<sup>2)</sup>, Soegeng Witjahjo<sup>3)</sup>, Moch Yunus<sup>4)</sup>

<sup>1,2,3,4)</sup> Jurusan Teknik Mesin, Politeknik Negeri Sriwijaya Palembang

Jl. Sriwijaya Negara, Bukit Besar, Ilir Barat I, Kota Palembang, Sumatera Selatan 30139, Indonesia

e-mail: mesin@polsri.ac.id

## Abstrak

Dalam proses pembuatan Pupuk Urea, banyak menggunakan alat penukar kalor, sehingga alat penukar kalor ini mempunyai peran yang penting dalam suatu proses produksi atau operasi. Unit penukar kalor adalah suatu alat untuk memindahkan panas dari suatu fluida ke fluida yang lain. Kegagalan operasi alat ini dari segi mekanikal maupun opsional dapat menyebabkan berhentinya operasi unit. Penelitian terhadap desain alat penukar kalor yang paling efektif masih terus dilakukan untuk mencari kinerja dari *heat exchanger* yang paling optimal. Secara khusus bagian *baffle inclination* menjadi salah satu cara untuk mengoptimalkan kinerja alat penukar kalor. Berdasarkan permasalahan tersebut, maka dilakukan penelitian terhadap kinerja *heat exchanger* tipe *shell and tube* dengan memvariasikan sudut kemiringan *baffle* (*baffle inclination*) dengan mengambil objek alat penukar kalor 202-C di salah satu perusahaan pupuk di Indonesia. Penelitian ini dilakukan secara numerik dengan perangkat lunak *Fluent 6.3.26* dengan model *solver steady*. Besar *baffle inclination* yang telah ditentukan adalah 0°, 10°, 20°, 25° dan 30°. Hasil analisa penelitian ini menunjukkan bahwa terdapat pengaruh *baffle inclination* pada alat penukar kalor 202-C tipe *shell and tube* terhadap aliran fluida dan perpindahan panas. Peningkatan laju aliran massa dapat meningkatkan *pressure drop* secara cepat, alat penukar kalor *shell and tube* dengan *baffle inclination* 20° memiliki unjuk kerja yang terbaik dibandingkan dengan *baffle inclination* 0°, 10°, 25°, dan 30°.

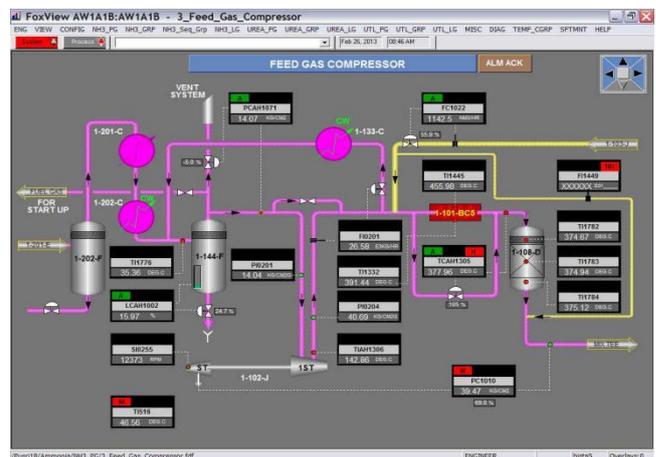
**Kata kunci:** alat penukar kalor 202-C, *baffle inclination*, perpindahan panas, *pressure drop*.

## 1. PENDAHULUAN

Dalam proses pembuatan Pupuk Urea, banyak menggunakan alat penukar kalor atau biasa disebut dengan *Heat Exchanger*. Alat penukar kalor merupakan suatu peralatan yang digunakan untuk menukarkan energi dalam bentuk panas antara fluida yang berbeda temperatur yang dapat terjadi melalui kontak langsung maupun secara kontak tidak langsung.

Alat penukar kalor sangat berpengaruh terhadap keberhasilan dari keseluruhan rangkaian proses, karena kegagalan operasi alat ini baik akibat kegagalan mekanikal maupun opsional dapat menyebabkan berhentinya operasi unit. Dari sekian banyak alat penukar kalor yang ada pada perusahaan pupuk, ada beberapa alat penukar kalor yang berjenis *shell and tube* dengan tipe *U-tube*. Salah satunya adalah alat penukar kalor 202-C. Alat penukar kalor 202-C memiliki fungsi untuk mendinginkan gas alam sebelum masuk inlet kompresor 102-J. Pada alat penukar kalor tersebut, fluida yang mengalir pada sisi *shell* nya adalah gas alam (*treated natural gas*) dan media pendinginnya adalah air. Alat penukar kalor ini memegang peranan vital untuk mendinginkan gas alam sebelum di teruskan ke kompresor 102-J. pada beberapa keadaan tertentu, performa alat penukar kalor ini

cenderung kurang efektif dan efisien dalam mendinginkan fluida di dalamnya.



**Gambar 1.** Posisi alat penukar kalor 202-C dalam ammonia plant

Untuk membuat aliran fluida dalam alat penukar kalor jenis *shell and tube* menjadi *cross flow* salah satu cara adalah dengan ditambahkan penyekat atau *baffle*. Aliran *cross flow* yang didapat dengan menambahkan *baffle* akan membuat luas kontak fluida dalam shell dengan dinding tube makin besar, sehingga perpindahan panas di antara kedua fluida meningkat. Selain untuk mengarahkan aliran agar menjadi *cross flow*, *baffle* juga berguna untuk

menjaga supaya tube tidak melengkung dan mengurangi kemungkinan adanya vibrasi atau getaran oleh aliran fluida.

Secara teoritis, *baffle* yang dipasang terlalu berdekatan akan meningkatkan perpindahan panas yang terjadi di antara kedua fluida, namun hambatan yang terjadi pada aliran yang melalui celah antar *baffle* menjadi besar sehingga penurunan tekanan menjadi besar. Sedang jika *baffle* dipasang terlalu berjauhan penurunan tekanan yang terjadi akan kecil, namun perpindahan panas yang terjadi kurang baik dan timbul bahaya kerusakan pipa-pipa karena melengkung atau vibrasi. Oleh karena itu akan dilakukan suatu penelitian untuk mempelajari pengaruh penggunaan *baffle* pada suatu *shell and tube heat exchanger* yang dapat juga digunakan sebagai bahan *study* untuk project pembangunan pabrik pupuk milik PT. Pupuk Sriwidjaja Palembang (*Pusri III-B plant*).

**2. BAHAN DAN METODA**

Pada penyusunan tugas akhir ini prosedur penelitian dilakukan dalam tiga tahap. Tahap awal dari penelitian ini adalah dilakukan studi literatur mengenai *desain heat exchanger* yang berasal dari buku, jurnal, maupun penelitian terdahulu.

Tahap yang kedua adalah penentuan data-data penelitian. Data-data yang didapatkan merupakan data pemodelan dengan menggunakan model alat penukar kalor 202-C untuk menunjang keakuratan data dan dalam melakukan pengamatan yang solid tentang aliran dalam *shell*. Beberapa parameter desain dan parameter geometris yang ditentukan sebelumnya disajikan pada Tabel 1.

**Tabel 1.** Geometri dari alat penukar kalor 202-C *shell and tube* tipe *U-Tube* dengan *baffle inclination* 0°.

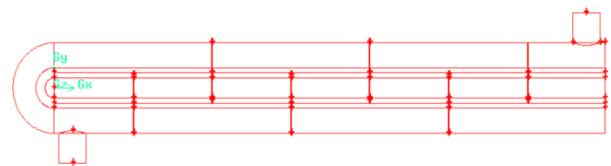
Nama	Ukuran
Panjang heat exchanger, L	4500 mm
Diameter shell, D	630 mm
Diameter tube, d	19 mm
Jarak pitch tube	25.4 mm
Jumlah tube, N <sub>t</sub>	415
Jumlah Baffle, N <sub>b</sub>	8
Jarak central per baffle, B	86 mm
Sudut baffle, θ	0°
Potongan baffle	29.5%

Tahap ketiga merupakan tahap simulasi penelitian dengan menggunakan software CFD FLUENT 6.26 dan GAMBIT untuk pemodelan *heat exchanger*. Setelah didapatkan hasil pemodelan *heat*

*exchanger*, dilakukan proses simulasi dengan menggunakan software untuk mendapatkan hasil data yang diperlukan. Selanjutnya, data tersebut di analisa sesuai dengan kebutuhan. Adapun tahapan-tahapan proses penelitian dijelaskan seperti dibawah ini.

**2.1 Geometri Pemodelan**

Model di desain berdasarkan standar TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*) menggunakan program GAMBIT yang dapat dilihat pada gambar. Pemodelan dilakukan dengan menggunakan skala untuk memudahkan dalam proses simulasi.



**Gambar 2.** Pandangan isometric dari alat penukar kalor 202-C.

**2.2 Persamaan Dasar.**

Persamaan yang berhubungan dengan aliran fluida dimodifikasi sesuai dengan kondisi permasalahan pada simulasi [8]. Kondisi aliran dianggap *steady state*, tergantung parameter waktu yang diturunkan dari persamaan. Persamaan yang dihasilkan adalah:

Konservasi Massa :  $\nabla \cdot (\rho V_T) = 0$  (1)

Momentum - x :  $\nabla \cdot (\rho u V_T) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z}$  (2)

Momentum - y :  $\nabla \cdot (\rho v V_T) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z}$  (3)

Momentum - z :  $\nabla \cdot (\rho w V_T) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z}$  (4)

Energi :  $\nabla \cdot (\rho e V_T) = -p \nabla V_T + \nabla \cdot (k \nabla T + q + \Phi)$  (5)

Pada persamaan (3.5.), Φ adalah fungsi disipasi yang didapat dari :

$$\Phi = \mu \left[ 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] + \lambda (\nabla V_T)^2$$
 (6)

**2.3 Kondisi Batas**

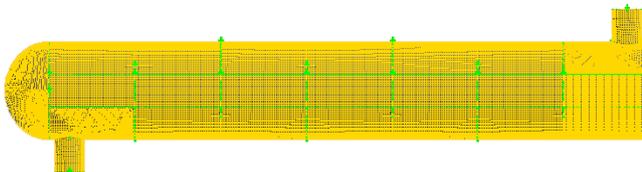
Kondisi batas yang diterapkan pada pemodelan ini adalah:

- Fluida yang digunakan adalah air.
- Jenis aliran adalah aliran silang (*cross flow*) satu dimensi.

- Rugi-rugi diabaikan karena isolator pada sistem pendingin dianggap sempurna.
- Pada saat pengambilan data, sistem dianggap telah berada pada kondisi tunak (*steadystate*).
- Perpindahan panas secara konduksi antara *tube* dengan *baffle* diabaikan.
- Temperatur inlet pada *shell* sebesar 333°K
- Temperatur konstan pada *tube* sebesar 303°K

**2.4 Meshing**

*Meshing* dilakukan untuk tiap bagian volum yang terdapat pada system menggunakan GAMBIT. Jenis *mesh* berbeda-beda untuk tiap jenis volume, bergantung pada kerumitan bentuk geometri volume yang bersangkutan. Hasil *mesh* alat penukar kalor 202-C.



**Gambar 3.** Hasil meshing alat penukar kalor 202-C

**2.5 Model Turbulensi**

Persamaan untuk mencari nilai  $k$  dan  $\epsilon$  pada kondisi *steady state*[9]didapat dari:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon + S_k \tag{7}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \tag{8}$$

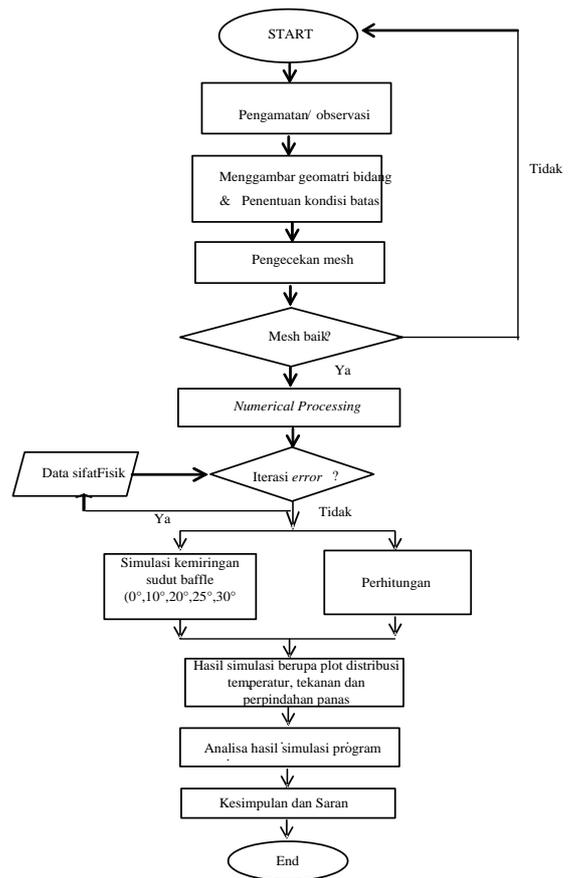
Pada viskositas turbulen didapat dari persamaan :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \tag{9}$$

Nilai kontanta dirra persamaan pemodelan memiliki nilai :

$$C_{1\epsilon} = 1.44 \quad C_{2\epsilon} = 1.92 \quad C_\mu = 0.09 \quad \sigma_k = 1.0 \quad \sigma_\epsilon = 1.3$$

**2.6 Diagram Alir Penelitian**



**Gambar 4.** Diagram Alir Penelitian

**3. HASIL DAN PEMBAHASAN**

**3.1 Perhitungan *shell-side heat transfer coefficient***

Tabel 2. Propertis air[3]

Bagian	T (K)	$\mu_f$ (N.s/m <sup>2</sup> )	k (W/m.K)	Pr	Cp (J/Kg.K)	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )
Shell	333	0.000467	0.654	2.99	4185	983
Tube	303	0.000798	0.615	5.43	4178	996

Persamaan yang digunakan untuk menghitung *shell-side heat transfer coefficient* adalah[8]:

*Shell Outer Tube Limit* ( $D_{OTl}$ )

$$D_{OTl} = D_s - \Delta_b \tag{10}$$

*Crossflow Area* ( $S_m$ )

$$S_m = L_B \times \left\{ D_s - D_{OTl} + \left( \frac{(D_{OTl} - d_o) \times (P_T - d_o)}{P_T} \right) \right\} \tag{11}$$

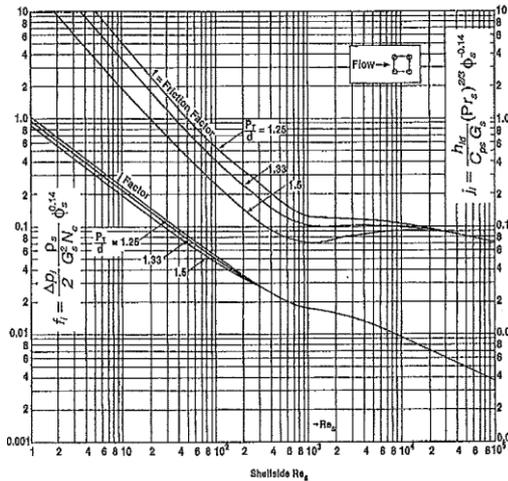
*Shell-Side Reynold Number* ( $Re_s$ )

$$Re_s = \frac{\dot{m}_s}{S_m} \times \frac{d_o}{\mu_{f,s}} \tag{12}$$

*Colburn j-factor* Untuk *Tube Bank* Ideal ( $j_i$ )

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14 \times (Re_s)^{0,4}} \tag{13}$$

$$j_l = a_1 \times \left( \frac{1,33}{Pr_d} \right)^a \times (Re_s)^{a_2} \tag{14}$$



Gambar 5. Grafik tube bank ideal Colburn *j*-factor untuk 90° susunan *in-line* tube[8].

Tabel 3. Koefisien korelasi untuk *j<sub>i</sub>*.

Layout Angle	Reynolds Number	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	a <sub>3</sub>	a <sub>4</sub>
90°	10 <sup>5</sup> – 10 <sup>4</sup>	0,370	0,395	1,187	0,370
	10 <sup>4</sup> – 10 <sup>3</sup>	0,107	0,266		
	10 <sup>3</sup> – 10 <sup>2</sup>	0,408	0,460		
	10 <sup>2</sup> – 10	0,900	0,631		
	< 10	0,970	0,667		

Koefisien Perpindahan Panas (*h<sub>s</sub>*)

$$h_s = j_l \times c_{ps} \times \left( \frac{\dot{m}_s}{S_m} \right) \times \left( \frac{k_s}{c_{ps} \times \mu_s} \right)^{\frac{2}{3}} \times \left( \frac{\mu_{f,s}}{\mu_{f,w}} \right)^{0,14} \tag{15}$$

**3.2 Perhitungan Beda Temperatur Rata – Rata Logaritma (LMTD)**

Faktor perhitungan pada alat penukar kalor adalah masalah perpindahan panasnya. Apabila panas yang dilepaskan besarnya sama dengan Q persatuan waktu, maka panas itu diterima fluida yang dingin sebesar Q tersebut dengan persamaan :

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

di mana :

- Q = Kalor yang dilepaskan/diterima ( W )
- U = Koefisien perpindahan panas menyeluruh ( W/m<sup>2</sup> °C )
- A = Luas perpindahan panas ( m<sup>2</sup> )
- Δ Tm = Selisih temperatur rata-rata ( °C )

Sebelum menentukan luas permukaan kalor (A), maka terlebih dahulu ditentukan nilai dari LMTD. Hal ini berdasarkan selisih temperature dari fluida yang masuk dan keluar dari kalor.

$$LMTD = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \Delta T_{max} \Delta T_{min}}$$

Untuk aliran fluida paralel, ΔT<sub>max</sub> = (T<sub>1</sub> – t<sub>1</sub>) dan ΔT<sub>min</sub> = (T<sub>2</sub> – t<sub>2</sub>)

Untuk aliran fluida silang, ΔT<sub>max</sub> = (T<sub>1</sub> – t<sub>2</sub>) dan ΔT<sub>min</sub> = (T<sub>2</sub> – t<sub>1</sub>)

di mana :

- LMTD = Selisih temperatur rata – rata logaritma (OC)
- T<sub>1</sub> = Temperatur fluida masuk ke dalam shell (OC)
- T<sub>2</sub> = Temperatur fluida keluar shell (OC)
- t<sub>1</sub> = Temperatur fluida masuk ke dalam tube (OC )
- t<sub>2</sub> = Temperatur fluida ke luar tube ( OC )

**3.3 Penurunan Tekanan pada Sisi “Shell” dan “Tube”**

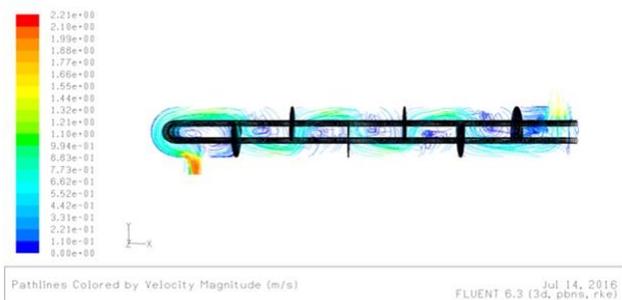
fluida yang dipanaskan atau didinginkan, serta kerugian saat masuk dan keluar adalah :

$$\Delta P_s = \frac{f_s \cdot G_s^2 \cdot D_s \cdot (N+1)}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot D_s \cdot S \cdot \phi_s}$$

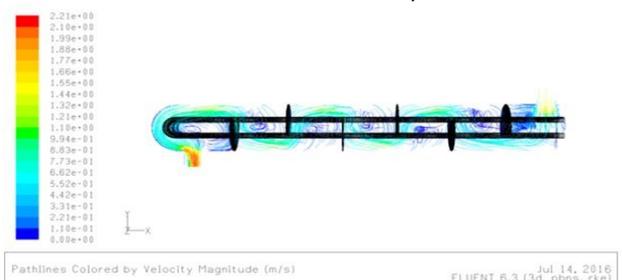
Besarnya penurunan tekanan pada tube side alat penukar kalor telah diformulasikan, persamaan terhadap faktor gesekan dari fluida yang dipanaskan atau yang didinginkan didalam tube.

$$\Delta P_t = \frac{f_t \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot D_t \cdot S \cdot \phi_t}$$

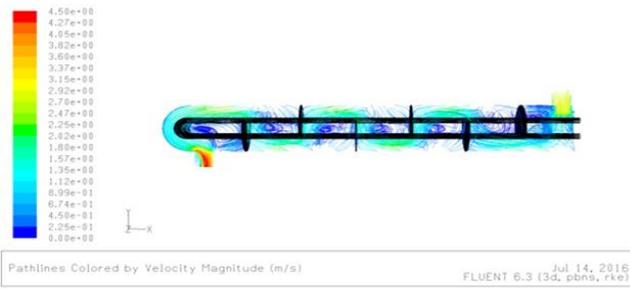
**3.4 Tampilan Kontur Kecepatan**



a.)



b.)



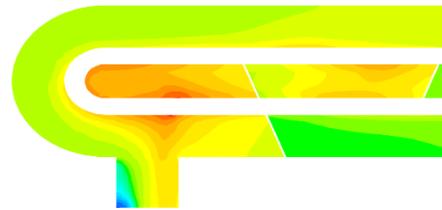
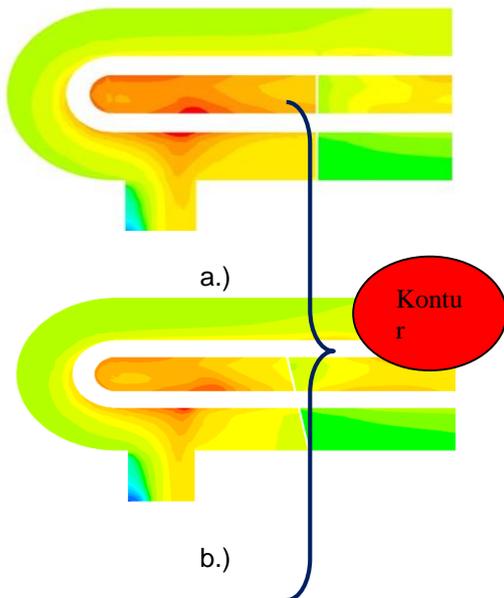
c.)

**Gambar 6.** Velocity pathlines dengan laju baffle inclination 0°C pada laju aliran massa: a.) 0,5 kg/s b.) 1 kg/s c.) 2kg/s

Pada tampilan visual kontur dari path line velocity, diambil sampel laju aliran massa 1 kg/s pada tiap nilai dari baffle inclination sebab sebagian besar pada variasi laju aliran massa yang lain memiliki bentuk kontur yang tidak jauh berbeda atau bisa diasumsikan sama.

Dari kontur pathline velocity dilihat bahwa terdapat aliran resirkulasi yang terjadi di dekat dinding baffle. Resirkulasi yang terbentuk di dekat dinding baffle tersebut akan membentuk pusaran turbulensi yang mengakibatkan terjadinya pressure drop pada alat penukar kalor shell and tube tipe U-tube. Pada laju aliran massa 1 kg/s, terdapat aliran resirkulasi dengan intensitas yang besar. Pada laju aliran massa 1,5 kg/s, juga terdapat aliran resirkulasi, namun dengan intensitas yang lebih kecil. Pada laju aliran massa 2 kg/s, terdapat aliran resirkulasi, namun intensitasnya kembali membesar.

3.5 Analisa Temperatur Outlet

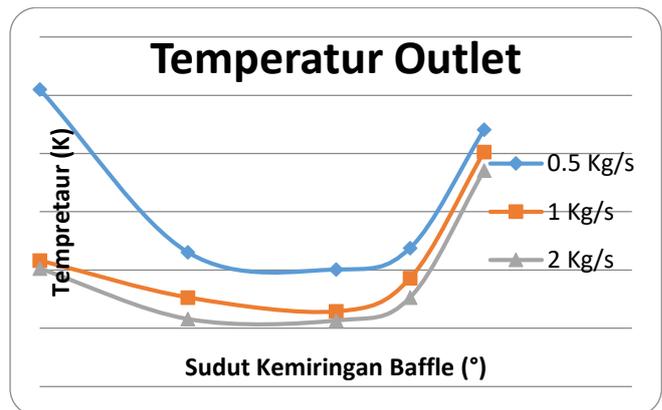


c.)

**Gambar 7.** Perbesaran kontur dari outlet temperatur bagian outlet dengan laju aliran massa 1 kg/s pada baffle inclination : a.) 0° b.)10° c.) 20°

**Tabel 4.** Data hasil iterasi temperatur outlet dari variasi baffle inclination terhadap laju aliran massa

MASS FLOW RATE	OUTLET TEMPERATURE				
	°K				
Kg/s	0 Degree	10 Degree	20 Degree	25 Degree	30 Degree
0.5	320.2	314.11	314.02	314.2	318.82
1	314.33	313.06	312.58	313.72	318.06
2	314.05	312.32	312.27	313.06	317.42

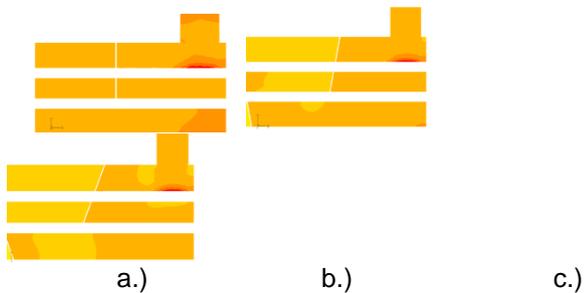


**Gambar 8.** Grafik temperatur outlet dari variasi bentuk baffle

Dari hasil data diatas, dapat kita lihat bahwa pada daerah laju aliran masa 0,5 Kg/s, penurunan temperatur terjadi secara signifikan pada perubahan baffle inclination 0° ke baffle inclination 10° sebesar 6,09 K, sedangkan pada perubahan baffle inclination 10° ke 20° pada titik yang sama tidak menunjukkan perubahan temperatur yang berarti yaitu sebesar 0,09 K. Pada daerah laju aliran masa 1 kg/s, penurunan temperatur terjadi pada setiap perubahan nilai baffle inclination yaitu sebesar 1,27 K pada perubahan baffle inclination 0° ke baffle inclination 10° dan sebesar 0,48 K pada perubahan baffle inclination 10° ke baffle inclination 20°. Pada daerah laju aliran masa 2 kg/s, penurunan temperatur terjadi secara pada perubahan baffle inclination 0° ke baffle inclination 10° sebesar 1,73 K, sedangkan pada perubahan baffle inclination 10° ke 20° pada titik yang sama tidak menunjukkan perubahan temperatur yang

berarti yaitu sebesar 0,05 K. Namun, *bouncing* temperatur terjadi pada saat perubahan posisi *baffle inclination* dari 20° ke 25° dan makin membesar pada posisi 30° dengan ditandai kenaikan temperatur. Hal ini menunjukkan bahwa untuk dimensi *Heat Exchanger* ini batas kemiringan sudut yang di sarankan adalah 20°.

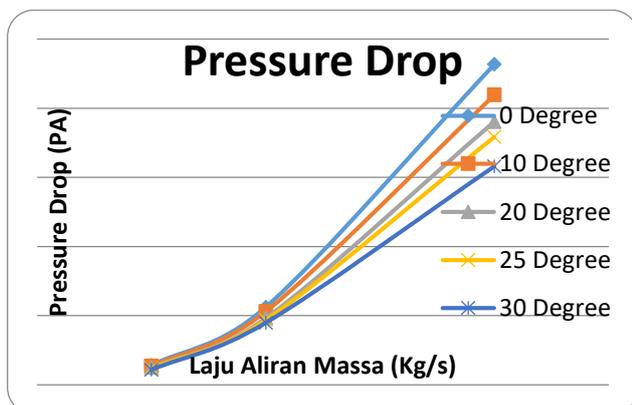
3.6 Analisa Pressure Drop



Gambar 9. Kontur dari *pressure drop* bagian inlet dengan laju aliran massa 1 kg/s pada *baffle inclination*: a.) 0° b.) 10° c.) 20°

Tabel 5. Data hasil iterasi *pressure drop* dari variasi *baffle inclination* terhadap laju aliran massa

MASS FLOW RATE	PRESSURE DROP				
	Pa				
Kg/s	0 °	10 °	20 °	25 °	30 °
0.5	1405.78	1355.49	1232.28	1182.22	1093.23
1	5608.04	5304.81	4817.51	4682.74	4483.11
2	23174.11	20962.05	19035.15	17923.22	15802.23



Gambar 9. Grafik *pressure drop* dari variasi laju aliran massa

Dari hasil data diatas, dapat kita lihat bahwa pada daerah laju aliran masa 0,5 Kg/s, penurunan *pressure drop* mengalami perubahan yang sangat kecil pada perubahan nilai *baffle inclination* 0° ke *baffle inclination* 10° sebesar 50,29 Pa, sedangkan pada perubahan *baffle inclination* 10° ke 20° pada titik yang sama tidak menunjukkan penurunan *pressure drop* yang sebesar 123.21 Pa. Pada daerah laju aliran masa 1 Kg/s, penurunan *pressure drop* sedikit mulai terlihat. Pada perubahan *baffle inclination* 0° ke

*baffle inclination* 10° sebesar 2212,1 Pa, sedangkan pada perubahan *baffle inclination* 10° ke 20° pada titik yang sama menunjukkan penurunan *pressure drop* sebesar 1926.96 Pa.

3.7 Analisa Perbandingan Teoritis dan Simulasi

Kondisi Kemiringan Baffle	Koefisien Perpindahan Panas		Deviasi (%)
	Teoritis (W/m2.K)	Simulasi Fluent (W/m2.K)	
0°	3075.06	3281.28	6.71%
10°	3030.44	3270.28	7.91%
20°	3012.23	3295.28	9.40%
25°	2802.78	3421.12	22.06%
30°	2800.32	3455.02	23.38%

Dari hasil data diatas, dapat kita lihat bahwa pada daerah laju aliran masa 1 Kg/s pada sudut antara 0° hingga 20° nilai deviasi yang terjadi berada dalam kondisi standart (kondisi yang diperbolehkan) yaitu dibawah 10%. Ketika sudut *baffle* di variasi dengan kemiringan lebih dari 20°, terjadi perbedaan deviasi yang sangat signifikan dari batas toleransi. Hal ini menunjukkan jika sudut kemiringan *baffle* tidak boleh melebihi 20° karena akan mempengaruhi koefisien perpindahan panas. Jika koefisien perpindahan panas semakin kecil, maka proses perpindahan panas yang terjadi di dalam alat penukar kalor tersebut tidak maksimal. Analisa lainnya adalah ketika *baffle* di variasi melebihi 20° maka akan ada tube yang tidak tertahan sehingga akan membuat tube tersebut rapuh dan patah. Jika ada tube yang patah dalam alat penukar kalor, akan membuat daya hantar panas berkurang.

4. KESIMPULAN

Dari hasil analisa pengaruh *baffle inclination* pada alat penukar kalor tipe U – tube terhadap aliran fluida dan perpindahan panas dimana variasi kemiringan *baffle* sebesar 0°, 10°, 20°, 25° , dan 30° dengan laju aliran massa sebesar 0,5 kg/s, 1kg/s, dan 2 kg/s, maka didapatkan beberapa kesimpulan sebagai berikut:

- Peningkatan laju aliran massa dapat meningkatkan *pressure drop* secara cepat.
- *Pressure drop* berkurang sebesar 6,18 % (average) pada *baffle inclination* 10° dan sebesar 14,77% (average) pada *baffle inclination* 20° terhadap *baffle inclination* 0°.

- Penurunan Temperatur Outlet pada alat penukar kalor 202-C yang paling optimum pada *baffle inclination* 20°, yaitu 313.19°C. sedangkan pada kondisi *baffle inclination* 0° (actual) masih tergolong cukup tinggi, yaitu 318.07 °C
- Performa alat penukar kalor yang paling baik adalah pada posisi *baffle inclination* 20° dibandingkan dengan *baffle inclination* 0°, 10°, 25°, 30°.

#### 4.1 SARAN

Dari hasil analisa studi numeric pengaruh *baffle inclination* pada alat penukar kalor tipe U – tube terhadap aliran fluida dan perpindahan panas, saran yang dapat digunakan untuk meningkatkan kualitas penelitian di masa mendatang antara lain:

1. Perlu dilakukan analisa performa alat penukar kalor dengan laju aliran massa yang lebih besar untuk mengetahui performa alat penukar kalor lebih detail.
2. Perlu dilakukan penelitian perpindahan panas dan aliran fluida yang ditinjau dari sisi tube.
3. Perlu melakukan kajian dari segi material *shell and tube*

#### UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis dalam kesempatan ini ingin mengucapkan terima kasih banyak kepada bapak Drs. Muchtar Ginting, MT. Dan Drs. Soegeng Witjahjo, ST, MT selaku dosen pembimbing yang telah membantu memberikan bimbingan serta berbagi ilmu pengetahuan dalam proses penyelesaian laporan tugas akhir ini, kepada kedua orang tua saya yang selama ini telah memberikan dukungan berupa moral serta doa yang tulus kepada saya selama ini, seluruh dosen yang telah memberikan ilmu pengetahuannya kepada seluruh mahasiswa di Politeknik Negeri Sriwidjaja, istri dan anak yang telah memberikan semangat dan doa restu, semua pihak yang tak bisa saya sebut namanya yang telah membantu saya selama beproses dalam menjalani perkuliahan di Politeknik Negeri Sriwidjaja.

#### DAFTAR PUSTAKA

1. ANSYS, Inc.,2001.*ANSYS FLUENT User's Guide*.USA
2. Ender Ozden, Ilker Tari,.2010.*Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger, Energy Conversion and Management* 51 , pp. 1004 – 1014.
3. Gaddis, D., editor.2007. *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*, ninth ed, Tarrytown (NY): TEMA Inc.
4. Holman, J P. "Perpindahan Kalor" Terjemahan Ir. E Jasjfi, Msc, Jakarta, Erlangga, 1984
5. Incropera., F.P and DeWitt, D.P.2007.*Fundamental of Heat and Mass Transfer*. John Wiley and Sons, New York.
6. Incropera, Frank P., dan Dewitt, David P., "Fundamental of Heat and Mass Transfer", 4th Edition, John Wiley and Sons, United States of America, 1996
7. Rahim, Abdur. andS.M.Saad Jameel.2012. "Shell Side cfd Analysis Of a Small Shell-And-Tube Heat Exchanger Considering The Effects Of Baffle Inclination On Fluid Flow".
8. Singh, Amarjit . Singh,Harshdeep.2014."Computational Analysis of the Effect of Segmental Baffle Orientation in Shell and Tube Heat Exchanger".

