



Perancangan dan Simulasi Heat Exchanger tipe Shell and Tube dengan Variasi Diameter Tube dan Susunan Tube Menggunakan Metode Computational Fluid Dynamics (CFD)

Design and Simulation of Shell and Tube Type Heat Exchanger with Variation of Tube Diameter and Tube Arrangement Using Computational Fluid Dynamics (CFD) Method

A. S. Pratama Putra¹, IGNK Yudhyadi², Ida Bagus Alit²

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Mataram, Jl. Majapahit no. 62, Mataram, NTB, 83125, Indonesia.

*E-mail: adsurya04@gmail.com

ARTICLE INFO

ABSTRACT

Article History:

Received

Accepted

Available online

Keywords:

shell and tube heat exchanger, bearing, design, heat transfer coefficient, pressure drop



Heat exchangers have various types of design models, one example is the shell and tube type heat exchanger. This tool is useful for raising or lowering the temperature. One of its uses is in the hydroelectric power generation industry, namely as an oil cooler bearing. This study aims to design and simulate a shell and tube type heat exchanger with tube inner diameters of 20 mm and 25 mm and also tube arrangement square, triangular, rotated square and rotated triangular. From the design results obtained a total length of 1318.59 mm, 300 mm outer diameter of the shell and 320 mm inner diameter of the shell. The simulation results show that variations in tube diameter and tube arrangement greatly affect the performance of the heat exchanger, the highest value for the overall heat transfer coefficient is found in the tube square arrangement variation with the number of tubes 61 of 112.15 W/m².K and the lowest value in the tube arrangement variation triangular with the number of tubes 55 is 105.5 W/m².K, the highest value of pressure drop on the shell side is found in the variation of the tube rotated triangular arrangement with the number of tubes 55 of 0.1766 psi and the highest value on the tube side is in the variation of the tube rotated square arrangement with the number of tubes 61 is 0.8185 psi.

1. PENDAHULUAN

Pada perusahaan industri, pabrik dan pembangkit listrik memegang peranan yang sangat penting dalam permintaan *heat exchanger*, dan permintaan *heat exchanger* semakin meningkat dikarenakan tingginya volume produksi yang dibutuhkan di industri tersebut. Perkembangan industri yang bergerak cepat juga akan menuntut

pasokan energi yang cukup besar.. Salah satu pusat pembangkit listrik yang menghasilkan energi listrik adalah Pembangkit Listrik Tenaga Air (PLTA). PLTA merupakan salah satu pembangkit yang memanfaatkan aliran air untuk diubah menjadi energi listrik. Pembangkit listrik ini bekerja dengan mengubah energi air yang mengalir (dari bendungan atau air terjun) menjadi energi mekanik (dengan bantuan turbin air) dan dari energi mekanik menjadi energi listrik dengan bantuan generator.

Proses pertukaran panas antara dua fluida yang berada pada temperatur berbeda dan dipisahkan oleh dinding padat terjadi di banyak aplikasi teknik. Salah satu aplikasi teknik yang menggunakan penukar kalor pada PLTA yaitu bearing yang berperan dalam menjaga posisi poros turbin pada satu sumbu (pusat). Dalam perawatan bearing turbin dilakukan sistem pendinginan pada bearing turbin yaitu pelumasan bearing menggunakan oli. Untuk pendinginan oli pelumas, sistem pendingin yang digunakan yaitu penukar panas tipe *shell and tube* (Sembiring, 2022)

Alat penukar kalor terdiri dari *shell* yang berupa cangkang dan *tube* yang berupa pipa – pipa berada di dalam cangkang tersebut, fluida yang mengalir dengan temperature berbeda pada dua bagian tersebut menyebabkan terjadinya perpindahan panas (Putra, 2017). Arah aliran dari kedua fluida bisa terjadi secara *parallel*, *counter*, *cross* maupun campuran. Aliran paralel terjadi ketika kedua fluida masuk dari arah yang sama, mengalir kearah yang sama dan keluar melalui arah yang sama pula, untuk aliran *counter* terjadi ketika kedua fluida masuk dari arah yang berlawanan, mengalir dengan arah yang berlawanan, dan mengalir dengan *outlet* yang berlawanan (Adhitiya dkk, 2013).

Pada *shell-and-tube heat exchanger* salah satu fluida mengalir di dalam *tube*, sedangkan fluida lainnya mengalir di luar *tube*. Pipa-pipa *tube* didesain berada di dalam sebuah ruang berbentuk silinder yang disebut dengan *shell*, sedemikian rupa sehingga pipa-pipa *tube* tersebut berada sejajar dengan sumbu *shell*. Pada sisi *shell* didesain *baffle* untuk menaikkan kecepatan dan efektivitas aliran fluida diluar *tube*. *Pressure drop* dan *heat transfer* dapat diprediksi lebih akurat untuk bagian *tube* (Gustyawan 2017). Kerugian tekanan atau *pressure drop* aliran fluida disebabkan karena adanya faktor gesekan antara dinding pipa dengan fluida yang mengalir didalamnya (Juliartha dkk, 2015).

Berbagai metode yang banyak dikembangkan untuk menganalisa perpindahan panas *heat exchanger* adalah *true experimental* dan *simulation*. Pada penelitian sebelumnya dilakukan pengujian secara *true experimental research* dengan pengaruh jumlah *tube* dan *baffle* terhadap efektivitas *heat exchanger shell and tube* oleh Irawan (2020). Dalam penelitiannya diterapkan 3 variasi jumlah *tube* dan 3 variasi jumlah *baffle* dengan 3 variasi laju aliran fluida pada setiap variasi. Dari hasil penelitian diketahui bahwa variasi jumlah *tube* jumlah *baffles* sangat berpengaruh terhadap koefisien perpindahan panas menyeluruh dan efektivitas *heat exchanger*. Kelemahan dari penelitian eksperimental yaitu membutuhkan waktu yang panjang dan biaya cukup besar.

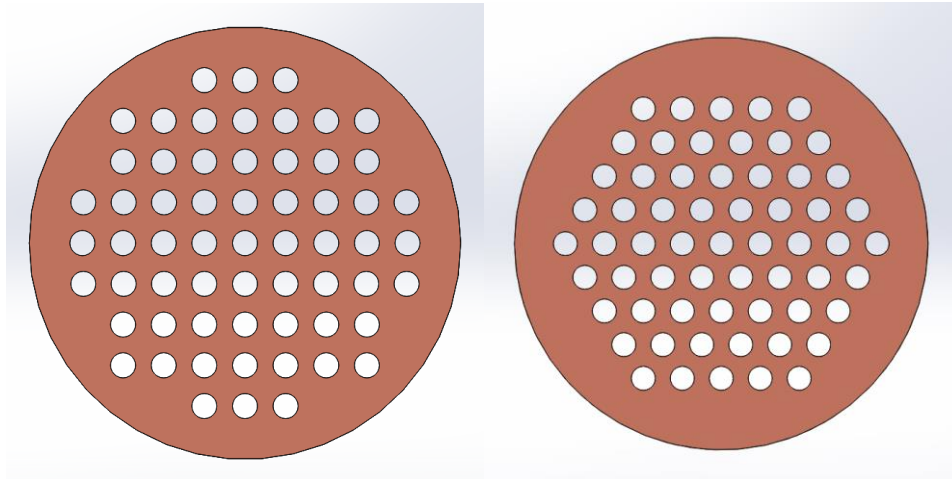
Metode yang sudah banyak digunakan untuk menganalisa *flow simulation* adalah *computational fluid dynamics*. Penerapan simulasi numerik berbasis komputasi dengan bantuan CFD (*Computational Fluid Dynamics*) digunakan antara lain karena kemampuannya untuk mendapatkan parameter uji tanpa melakukan pengujian sebenarnya (Afandi, 2018). Simulasi numerik ini membantu untuk mengetahui pola distribusi temperatur yang terjadi di dalam *shell and tube heat exchanger* dengan pengaruhnya terhadap variasi susunan *tube* yang berbeda, yaitu *triangular*, *rotated triangular*, *square* dan *rotated square*.

Dari latar belakang di atas diperlukan pengujian pada *heat exchanger shell and tube* menggunakan simulasi *solidworks*. Akibat dari desain *heat exchanger*, diameter dan susunan *tube* terjadi perpindahan panas yang berbeda dengan *heat exchanger* yang lain. Pada penelitian kali ini dilakukan simulasi perpindahan panas dengan diameter dan susunan *tube* berbeda terhadap efektivitas *heat exchanger shell and tube* menggunakan *solidworks*. *Solidworks* dapat memberikan hasil yang mendekati hasil uji sebenarnya dari data. Pengujian simulasi juga dapat mengurangi biaya dan waktu tes eksperimental sehingga lebih efisien. Data material yang digunakan pada penelitian di ambil dari *material libraries* dalam aplikasi *Solidworks*.

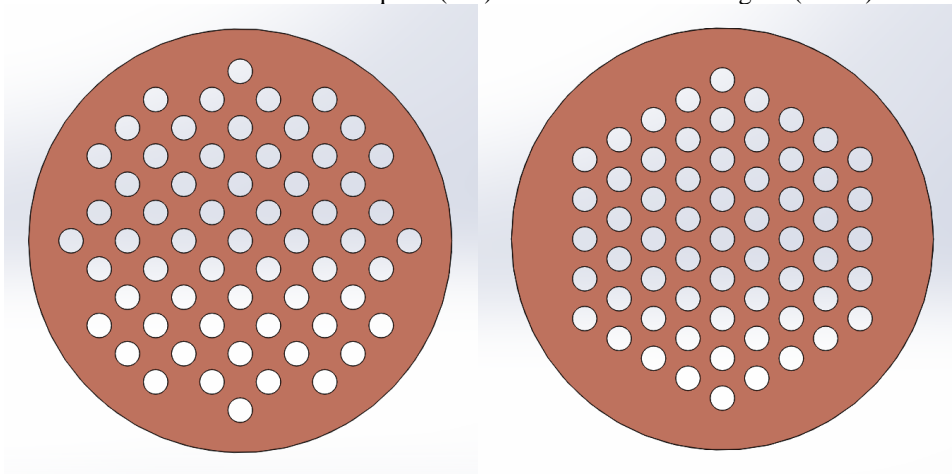
2. METODE PENELITIAN

2.1 Geometri Susunan Tube

Geometri ini adalah variasi susunan tube dalam penelitian. Geometri ini berasal dari standar TEMA. Terdapat 4 variasi susunan tube yaitu *square*, *triangular*, *rotated square* dan *rotated triangular*. Berikut bentuk geometri variasi susunan tube yang didesain menggunakan *solidworks* pada penelitian ini:



Gambar 1. Susunan tube square (kiri) dan susunan tube trianguar (kanan)



Gambar 2. Susunan tube rotated square (kiri) dan susunan tube rotated triangular (kanan)

2.2 Fluida Penelitian

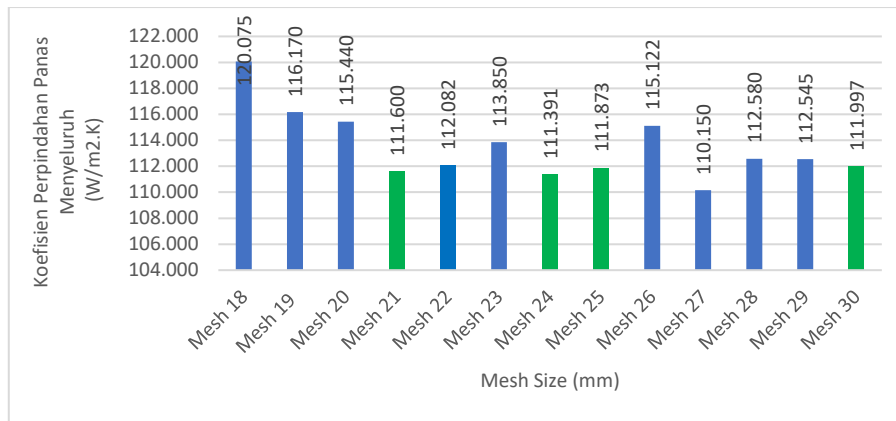
Dalam proses perencanaan heat exchanger diperlukannya beban kalor yang akan dibebankan kepada alat penukar kalor. Berikut data operasional yang akan digunakan sebagai beban alat penukar kalor

Tabel 1. Data operasional alat penukar kalor

Fluida yang didinginkan	Lubricating oil
Temperatur inlet	59 ⁰ C
Temperatur outlet	35 ⁰ C – 45 ⁰ C
Laju aliran fluida	0,2 kg/s
Fluida pendingin	Air (<i>water</i>)
Temperatur inlet	26 ⁰ C
Laju aliran fluida	0,5 kg/s

2.3 Meshing

Meshing adalah melakukan pembagian benda menjadi elemen – elemen yang lebih kecil yang nantinya akan dilakukan pemodelan simulasi. Proses *meshing* dioperasikan berdasarkan geometri *control volume*. *Mesh* yang digunakan adalah jenis *Hexaedral*. Karakteristik aliran yang akan dianalisis adalah fluida yang mengalir didalam *shell* dan diluar *tube*. Permodelan dilanjutkan dengan pembuatan *mesh* atau pembagian model menjadi bagian-bagian yang lebih kecil untuk dianalisis. Sebelum menentukan ukuran *mesh*, perlu dilakukan uji konvergensi untuk mendapatkan ukuran *mesh* yang efektif dengan hasil yang stabil dalam pengujian.



Gambar 3. Hasil Uji Konvergensi Mesh

Dalam penelitian ini penulis menggunakan ukuran *mesh* 25 mm dengan mempertimbangkan akurasi perhitungan dan beban komputasi pada perangkat lunak (durasi *rendering*).

2.4 Boundary Layer

Boundary layer adalah tahapan memberikan inisialisasi pada geometri dan juga untuk mempermudah proses *running*.

Tabel 2. Boundary Layer

Inisialisasi	Keterangan	Simbol	Input
<i>Cold inlet</i>	<i>Inlet</i> fluida dingin	T _{c,i}	26 ^o C
<i>Cold outlet</i>	<i>Outlet</i> fluida dingin	T _{c,o}	<i>Environment pressure</i>
<i>Hot inlet</i>	<i>Inlet</i> fluida panas	T _{h,i}	59 ^o C
<i>Hot outlet</i>	<i>Outlet</i> fluida panas	T _{h,o}	<i>Environment pressure</i>

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Perancangan Heat Exchanger

Saat merancang alat penukar kalor hal pertama yang diperlukan adalah menentukan ukuran alat penukar kalor. Tahapan ini disebut *sizing*. Berikut merupakan tahapan *sizing* alat penukar kalor.

1. Perhitungan Beban Kalor Maksimal

Untuk mengetahui besarnya panas yang dapat ditransfer dari fluida panas ke fluida dingin pada alat penukar kalor dilakukan perhitungan dengan menggunakan persamaan berikut.

$$Q_h = \dot{m}_h C_p h (T_{h,i} - T_{h,o})$$

$$Q_h = 0,2 \times 2047,73 \times (59 - 35)$$

$$Q_h = 9829,104 \text{ Watt}$$

2. Temperatur keluar fluida dingin

$$Q = \dot{m}_c C_p c (T_{c,o} - T_{c,i})$$

$$9829,104 = 0,5 \times 4178,1 \times (T_{c,o} - 26)$$

$$T_{c,o} = 30,70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3. Perbedaan temperatur rata rata logaritmik (LMTD)

Untuk menghitung suhu rata – rata dari suatu fluida yang mengalir dengan aliran counter flow pada alat penukar kalor menggunakan rumus sebagai berikut.

$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \right)}$$

$$LMTD = \frac{(59 - 30,70) - (40 - 26)}{\ln \left(\frac{59 - 30,70}{40 - 26} \right)}$$

$$LMTD = 20,31^\circ\text{C}$$

4. Luas permukaan perpindahan panas

Koefisien perpindahan panas menyeluruh desain digunakan untuk mencari luasan permukaan perpindahan panas dengan nilai koefisien adalah $100 \text{ W/m}^2\text{K}$ maka perhitungan luas permukaan perpindahan panas sebagai berikut.

$$U_d = \frac{Q}{A \times LMTD}$$

$$A = \frac{Q}{U_d \times LMTD}$$

$$A = \frac{9829,104}{100 \times 20,31}$$

$$A = 4,83 \text{ m}^2$$

5. Jumlah *tube*

Untuk mengetahui jumlah *tube* yang digunakan diperlukan panjang *tube* dan diameter *tube*. Panjang *tube* yang digunakan yaitu 1000 mm dan diameter luar *tube* yaitu 25 mm dan 27,5 mm maka perhitungan *tube* sebagai berikut

$$A = N_t \times L_t \times \pi \times d_{o,tube}$$

$$N_t = \frac{A}{L_t \times \pi \times d_{o,tube}}$$

$$N_t = \frac{4,83}{1 \times \pi \times 0,025}$$

$$N_t = 61$$

$$N_t = \frac{4,83}{1 \times \pi \times 0,0275}$$

$$N_t = 55$$

Dari perhitungan di atas diperoleh jumlah *tube* untuk diameter luar 25 mm adalah 61 *tube* dan diameter luar 27,5 mm adalah 55 *tube*. Ukuran pitch *tube* yang digunakan adalah 32,5 mm untuk diameter 25 mm dan 35 mm untuk diameter 27,5 mm. Ukuran pitch *tube* menyesuaikan dengan standar TEMA yaitu pola segitiga, jarak *tube* minimum adalah 1,25 kali diameter luar *tube* dan jarak *tube* minimum untuk pola persegi adalah 1,25 kali diameter luar *tube* atau ditambah 6 mm, mana saja yang lebih besar (Bakrie, 2020)

6. *Shell*

Diameter dalam *shell* ditentukan berdasarkan *tube bundle*. Diameter dalam *shell* ditentukan dengan mengetahui *clearance* antara *tube bundle* dengan diameter dalam *shell*. Tipe *shell* yang digunakan yaitu kode E sesuai standar TEMA artinya aliran searah tidak ada lekukan. Perhitungan diameter *shell* menggunakan persamaan

$$D_b = d_o \left(\frac{N_t}{K_1} \right)^{\frac{1}{n_1}}$$

$$D_b = 25 \left(\frac{61}{0,215} \right)^{\frac{1}{2,207}}$$

$$D_b = 323 \text{ mm} \approx 325 \text{ mm}$$

Sehingga diketahui diameter *shell* yang digunakan yaitu 325 mm dan panjang *shell* menyesuaikan panjang *tube* yaitu 1000 mm.

7. *Baffle*

Jenis *baffle* yang digunakan yaitu single segmental *baffle*. Untuk fluida fase tunggal di *shellside*, potongan *baffle* horizontal dianjurkan, karena ini akumulasi endapan minimal di bagian bawah *shell* dan juga mencegah stratifikasi. Jarak *baffle* yang digunakan yaitu 140 mm. Standar TEMA menentukan jarak sekat minimum sebagai seperlima dari diameter dalam *shell* atau 2 inci, mana saja yang lebih besar (Bakrie, 2020). Untuk ukuran potongan *baffle* yang digunakan yaitu 50 % dan jumlah *baffle* yang digunakan yaitu berjumlah 6 buah karena pada penelitian oleh Dwi Irawan, jumlah *baffle* 6 buah memiliki efektivitas *heat exchanger* paling besar.

8. Material

Material yang digunakan pada perancangan *heat exchanger* tipe *shell and tube* adalah steel AISI 304 untuk bagian *shell* dan kepala depan belakang, tembaga untuk bagian *tube* dan *baffle*.

3.2 Hasil Simulasi

Hasil penelitian yang akan ditampilkan adalah hasil nilai temperature panas keluar dan koefisien perpindahan panas menyeluruh dari masing masing variasi susunan tube dan diameter tube menggunakan computational fluid dynamics (CFD), dapat dilihat dalam Tabel dibawah ini.

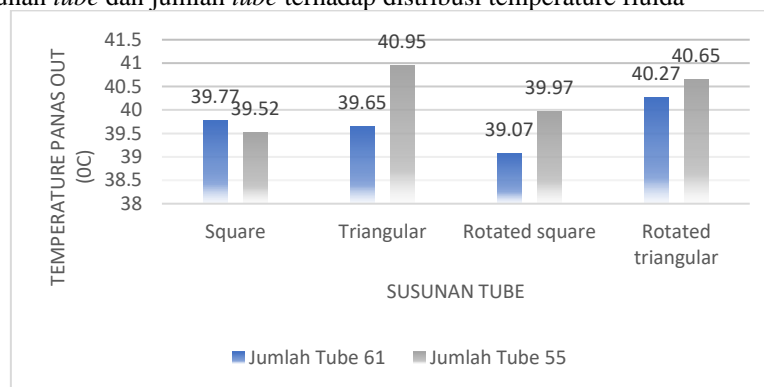
Tabel 3. Hasil pengujian simulasi dengan jumlah tube 61

No	Susunan Tube	Th in (°C)	Tc in (°C)	Shell		Tube		Koefisien Perpindahan panas menyeluruh (W/m ² .°C)
				Th out (°C)	Faktor gesek (N)	Tc out (°C)	Faktor gesek (N)	
1	Square	59	26	39,77	0,0799	27,85	0,465	112,15
2	Triangular	59	26	39,65	0,0766	27,81	0,428	109
3	Rotated Square	59	26	39,07	0,0693	27,9	0,47	111,99
4	Rotated Triangular	59	26	40,27	0,0697	27,73	0,375	109

Tabel 4. Hasil pengujian simulasi dengan jumlah tube 55

No	Susunan Tube	Thin (°C)	Tcin (°C)	Shell		Tube		Koefisien Perpindahan panas Menyeluruh (W/m ² .°C)
				Th out (°C)	Faktor gesek (N)	Tc Out (°C)	Faktor gesek (N)	
1	Square	59	26	39,52	0,0797	27,84	0,5419	106,48
2	Triangular	59	26	40,95	0,0775	27,69	0,4143	105,50
3	Rotated Square	59	26	39,97	0,0663	27,78	0,3737	109,5
4	Rotated Triangular	59	26	40,65	0,0807	27,75	0,4332	105,88

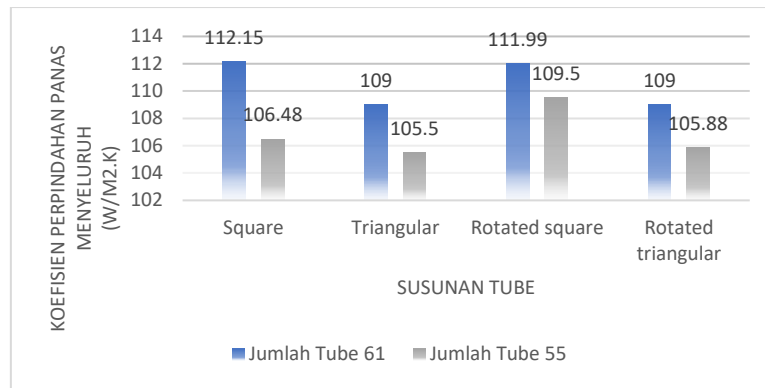
3.2.1 Pengaruh susunan tube dan jumlah tube terhadap distribusi temperature fluida



Gambar 4. Grafik distribusi temperatur outlet fluida panas terhadap susunan tube dan jumlah tube

Hasil simulasi dari tabel 4 dan tabel 5 menunjukkan bahwa nilai temperatur outlet tertinggi untuk variasi susunan tube berada pada jumlah tube 55 sebesar 40,95°C dan untuk nilai temperatur output terendah sebesar 39,07°C pada variasi susunan tube rotated square dengan jumlah tube 61. Pada gambar 4 susunan tube triangular dan rotated triangular memiliki nilai temperatur outlet lebih besar dibandingkan dengan susunan tube square dan rotated square. Fenomena tersebut juga diperkuat oleh gambar 4.3 dan gambar 4.4 dimana pada gambar tersebut rambatan panas pada susunan tube square dan rotated square tidak lebih panjang dari susunan tube triangular dan rotated triangular. Hal ini disebabkan karena turbulensi yang terjadi pada susunan tube square dan rotated square lebih besar dibandingkan dengan susunan tube triangular dan rotated triangular.

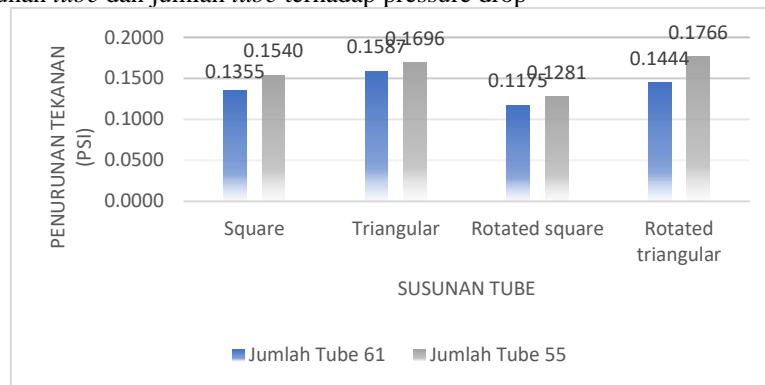
3.2.2 Pengaruh susunan tube dan jumlah tube terhadap koefisien perpindahan panas menyeluruh



Gambar 5. Grafik koefisien perpindahan panas menyeluruh

Gambar 4.6 menunjukkan grafik koefisien keseluruhan perpindahan panas menyeluruh untuk variasi susunan *tube* dan jumlah *tube*. Berdasarkan variasi susunan *tube* dengan jumlah *tube* 61 dan 55, susunan *square* dan *rotated square* memiliki nilai koefisien lebih besar dibandingkan dengan susunan *triangular* dan *rotated triangular*. Hal ini disebabkan karena susunan *square* dan *rotated square* mengalami turbulensi yang cukup besar dibandingkan dengan susunan *triangular* dan *rotated triangular*. Dapat dilihat bahwa nilainya koefisien perpindahan panas menyeluruh tertinggi pada susunan *tube square* dengan jumlah *tube* 61 sebesar 112,15 W/m².K. Sedangkan nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh terkecil pada susunan *tube triangular* dengan jumlah *tube* 55 sebesar 105,5 W/m².K. Berdasarkan jumlah *tube*, jumlah *tube* 61 memiliki nilai koefisien lebih besar dibandingkan jumlah *tube* 55. Menurut penelitian yang dilakukan oleh dwi irawan pada tahun 2020, semakin besar jumlah *tube* maka semakin tinggi koefisien perpindahan panas menyeluruh, hal ini disebabkan karena koefisien perpindahan panas menyeluruh dipengaruhi oleh perpindahan panas yang terjadi baik pada fluida panas maupun fluida dingin, laju aliran fluida, luas penampang *tube* dan temperatur rata-rata (ΔT_{lm}).

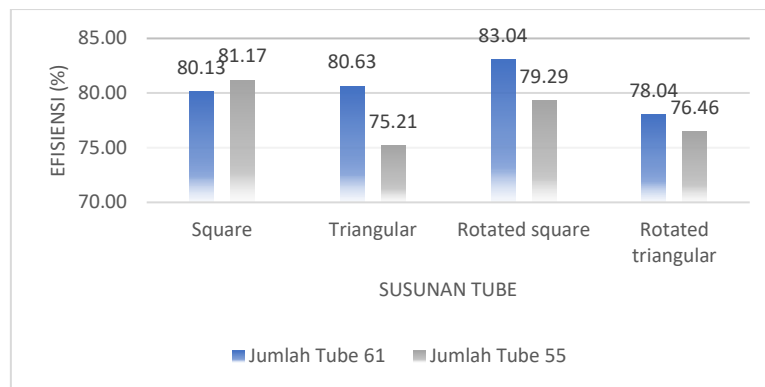
3.2.3 Pengaruh susunan *tube* dan jumlah *tube* terhadap pressure drop



Gambar 6. Grafik penurunan tekanan pada sisi shell

Pada gambar 4.8 menunjukkan grafik *pressure drop* pada sisi *shell*. Nilai *pressure drop* tertinggi pada variasi susunan *tube rotated triangular* dengan jumlah *tube* 55 yaitu 0.1766 psi. Sedangkan nilai *pressure drop* terkecil yaitu pada variasi susunan *tube rotated square* dengan jumlah *tube* 61 sebesar 0.1175 psi. Mengacu pada persamaan perhitungan *pressure drop*, pengaruh besar kecilnya nilai *pressure drop* dipengaruhi oleh nilai faktor gesekan, jumlah *tube* dan luas daerah aliran, semakin besar luas daerah aliran maka semakin kecil nilai penurunan tekanan begitupun juga sebaliknya. Pada gambar diatas terlihat bahwa jumlah *tube* 55 memiliki nilai *pressure drop* lebih besar daripada dengan jumlah *tube* 61. Hal ini bisa disebabkan karena luas daerah aliran pada jumlah *tube* 61 lebih besar dibandingkan dengan jumlah *tube* 55 sehingga hambatan terjadi lebih besar pada jumlah *tube* 55 dibandingkan jumlah *tube* 61. Berdasarkan grafik, susunan *triangular* dan *rotated triangular* memiliki penurunan tekanan lebih besar dibandingkan dengan susunan *square* dan *rotated square*. Hal ini disebabkan susunan segitiga memiliki spacing yang lebih rapat dibandingkan dengan susunan persegi sehingga susunan segitiga memiliki hambatan lebih besar daripada susunan persegi.

3.2.4 Pengaruh susunan *tube* dan jumlah *tube* terhadap efektivitas



Gambar 7. Grafik efektivitas *heat exchanger shell and tube*

Pada gambar 4.10 memvisualisasikan nilai efektivitas penukar kalor pada setiap variasi susunan *tube* dan jumlah *tube*. Pada gambar diatas menunjukkan nilai efektivitas penukar kalor terhadap variasi susunan *tube* dan jumlah *tube*. Berdasarkan hasil simulasi diketahui bahwa susunan *tube* dan jumlah *tube* berpengaruh terhadap efektivitas *heat exchanger shell and tube*. Dilihat dari grafik diatas alat penukar kalor yang memiliki nilai efektivitas terbesar yaitu 83,04% pada susunan *tube rotated square* dengan jumlah *tube* 61. Sedangkan nilai efektivitas terendah terdapat pada variasi susunan *tube triangular* dengan jumlah *tube* 55 yaitu 75,21%. Nilai efektivitas berbanding lurus dengan nilai laju perpindahan panas, semakin besar nilai laju perpindahan panas maka nilai efektivitas juga akan semakin besar. Berdasarkan dari gambar diatas variasi susunan *tube* dan diatemer *tube* terbaik adalah susunan *tube rotated square*.

4. KESIMPULAN

Dari hasil penelitian yang telah dilakukan, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut.

1. Dalam perancangan *heat exchanger* diperoleh dimensinya yaitu panjang total 1318.59 mm, diameter dalam shell 325 mm, diameter luar shell 345 mm.
2. Variasi susunan *tube* dan jumlah *tube* sangat berpengaruh terhadap koefisien perpindahan panas menyeluruh, nilai tertinggi terdapat pada variasi susunan *tube square* dengan jumlah *tube* 61 sebesar 112,15 W/m².K dan nilai terendah pada variasi susunan *tube triangular* dengan jumlah *tube* 55 yaitu 105,5 W/m².K.
3. Variasi susunan *tube* dan jumlah *tube* sangat berpengaruh terhadap nilai *pressure drop*. Nilai *pressure drop* tertinggi pada sisi *shell* terdapat pada variasi susunan *tube rotated triangular* dengan jumlah *tube* 55 sebesar 0.1766 psi dan nilai tertinggi pada sisi *tube* yaitu pada variasi susunan *tube rotated square* dengan jumlah *tube* 61 sebesar 0,8185 psi.

UCAPAN TERIMAKASIH

Penulis pada kesempatan ini mengucapkan terimakasih kepada semua pihak yang telah membantu baik berupa materi maupun pikiran sehingga penelitian dan paper ini dapat terselesaikan. Yang kedua penulis mengucapkan terimakasih kepada Dosen pembimbing yang telah memberi tuntunan kepada mahasiswa untuk menyelesaikan paper ini.

DAFTAR NOTASI

A	= Luas permukaan perpindahan panas (m ²)
A _s	= Luas daerah aliran pada <i>shell</i> (m ²)
A _t	= luas daerah aliran pada <i>tube</i> (m ²)
D _e	= Diameter ekivalen (m)
D _{i,tube}	= Diameter dalam <i>tube</i> (m)
D _{i,shell}	= Diameter dalam <i>shell</i> (m)
D _{o,tube}	= Diameter luar <i>tube</i> (m)
D _{o,shell}	= Diameter luar <i>shell</i> (m)
f	= Faktor gesekan (N)
G _s	= Kecepatan aliran massa <i>shell</i> (kg/m ² .s)
G _t	= Kecepatan aliran massa <i>tube</i> (kg/m ² .s)
Lb	= Jarak <i>baffle</i> (m)
L	= Panjang <i>tube</i> (m)
m _c	= Laju aliran massa fluida dingin (kg/s)

\dot{m}_h	= Laju aliran massa fluida panas (kg/s)
Nb	= Jumlah <i>baffle</i>
Pt	= Pitch <i>tube</i> (m)
Q_c	= Laju perpindahan fluida dingin (watt)
Q_h	= Laju perpindahan fluida panas (watt)
$T_{h,o}$	= Temperatur fluida panas <i>outlet</i> ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{c,o}$	= Temperatur fluida dingin <i>outlet</i> ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{h,i}$	= Temperatur fluida panas <i>inlet</i> ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{c,i}$	= Temperatur fluida dingin <i>inlet</i> ($^{\circ}\text{C}$)
U_d	= Koefisien perpindahan panas desain ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$)
U	= Koefisien perpindahan panas menyeluruh ($\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$)
ρ	= massa jenis (kg/m^3)
μ	= viskositas ($\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$)
ΔP	= <i>Pressure drop</i>

DAFTAR PUSTAKA

- Adhitiya, Anggareza dan Ichسانی, Djatmiko. (2013). *Simulasi performansi heat exchanger type shell and tube dengan double segmental baffle terhadap helical baffle*. Jurnal Teknik POMITS Vol. 2 No. 3 ISSN: 2337-3539
- Affandi, Nurlan. (2018). *Simulasi performansi heat exchanger tipe shell and tube dengan helical baffle dan disk and doughnut baffle*. JTM Vol. 06 No. 01. hlm 61-68
- Byrne, Richard C. (2019). *Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association 10th (TEMA)*. Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc.
- Cengel, Yunus A. (2002). *Heat transfer A Practical Approach 2th edition*. McGraw-Hill
- Gustyawan, Bayu Esha. (2017). *Analisa variasi helical baffle pada shell and tube heat exchanger berbasis Computational Fluid Dynamics (CFD)* [Tugas Akhir. Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya].
- Holman, Jack Philip. (1986). *Heat Transfer sixth edition*. McGraw-Hill
- Irawan, Dwi., Mafruddin., Rian., Wibowo, Mukti., Anggara, Zul. (2020). *Pengaruh jumlah tube dan baffles terhadap efektivitas shell and tube heat exchanger*. SNPPM-2 Universitas Muhammadiyah Metro. ISBN 978-623-90328-5-2
- Incropera, Frank P., Dewitt, David P., Bregman, Theodore L., Lavine, Adrienne S. (2007). *Fundamentals of heat and mass transfer 7th edition*. United State of America. John Wiley & sons, Inc.
- Juliartha, Gusti Lanang Rorix. Mirmanto. IDK, Okariawan. (2015). *Pengaruh massflow dan suhu air panas pada heat exchanger pipa pipa parallel terhadap laju perpindahan panas di dalam ruangan pemanas* [Tugas Akhir. Univeristas Mataram].
- Kern, D. Q. (1950). *Process heat transfer*. In *Journal of the Franklin Institute* (Vol. 250, Issue 5, pp. 462–463).
- Putra, Iriansyah. (2017). *Studi perhitungan heat exchanger type shell and tube dehumidifier biogas limbah sawit untuk pembangkit listrik tenaga biogas*. Jurnal Polimesin Vol. 15 No. 2 ISSN : 1693-5462
- Sembiring, Adelia F. Br., Siahaan, Johan Cristian., Siahaan, Sihar. (2022). *Analisis sistem pendingin bearing turbin francis horizontal unit 1 dengan daya 6,7 MW dan putaran 750 rpm di PLTA Pakkat PT. Sinergi Sakti Sentosa*. Jurnal ilmiah teknik mesin Vol. 03 No. 01