
SUBMISSION 7**Analisis Perhitungan Heat Exchanger Jenis Plate – Frame Pada Intercooler Dengan Jenis Shell And Tube**Rezal Arby Handoko¹, dan La Ode M Firman¹¹Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pancasila, 12640, Jakarta, Indonesia

Abstrak. Heat exchanger merupakan salah satu komponen penting di PLTP, karena berfungsi untuk memindahkan energi panas antara dua atau lebih fluida yang memiliki perbedaan temperatur. Studi ini bertujuan untuk menganalisis perbandingan kinerja heat exchanger tipe plate-frame pada intercooler, dimana air pendingin primary digunakan untuk mendinginkan air pendingin secondary. Heat exchanger yang digunakan di pembangkit ini adalah tipe plate heat exchanger. Namun, beberapa masalah ditemukan pada plate heat exchanger ini, yaitu mudahnya terjadi kebocoran pada seal yang diakibatkan dari gasket yang mudah mengalami deformasi bentuk dan apabila terjadi kerusakan pada plate, plate tersebut harus diganti dan tidak bisa diperbaiki, sedangkan material yang digunakan pada heat exchanger ini adalah titanium yang memiliki harga relatif mahal. Metode penelitian yang diterapkan, yaitu mengumpulkan data komisioning dan data aktual harian pada intercooler dan menggunakan data desain untuk shell and tube. Penelitian ini akan membahas perancangan perhitungan dimensi shell and tube dengan 1 cangkang dan 2 pipa yang menerapkan arah aliran counter flow. Dengan hasil perancangan tersebut, maka akan diketahui perbandingan tipe heat exchanger yang memiliki kinerja dan keunggulan yang lebih baik dengan metode pengambilan data, wawancara dan analisis. Hasil perancangan heat exchanger tipe shell and tube ini memiliki nilai efektivitas sebesar 45,65 % lebih baik jika dibandingkan dengan efektivitas pada intercooler sebesar 30,7% dengan dimensi panjang 1,83m, diameter shell 0,405m, diameter luar tube 0,01905m, diameter dalam tube 0,01483m, luas daerah per tube 0,00017m dengan material baja (SUS304).

Kata Kunci-Desain, Efektivitas, Heat exchanger, Intercooler**1. PENDAHULUAN**

Indonesia merupakan negara yang memiliki kekayaan energi panas bumi atau energi geotermal. Energi panas bumi yang dikelola oleh PT Indonesia Power UPJP Kamojang merupakan penerapan energi yang ramah lingkungan. Uap panas yang terdapat di dalamnya digunakan untuk menggerakkan turbin, di mana turbin ini telah terhubung dengan generator. Sehingga dapat menghasilkan energi listrik. Salah satu komponen penting pada PLTP yaitu alat penukar panas atau yang biasa disebut dengan *heat exchanger*. Pada umumnya *heat exchanger* digunakan pada sistem pendinginan, salah satunya yaitu pada sistem pendinginan *intercooler*.

Permasalahan yang sering terjadi pada *intercooler* jenis *plate-frame* di PLTP ini yaitu dari segi pemeliharaan, dimana sering terjadinya kebocoran pada pelat yang dikarenakan gasket pada seal sudah mulai rusak akibat dari *life time* dan kinerja dari *intercooler* pun sudah mulai berkurang yang dikarenakan jumlah pelat sudah banyak yang dikurangi akibat dari kerusakan tersebut. Sehingga mengakibatkan proses penukaran kalor pada *plate-frame* tidak bekerja dengan baik. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk melakukan perancangan *shell and tube* dengan memperhatikan beberapa parameter seperti nilai NTU, efektivitas dan perhitungan dimensi *heat exchanger* jenis *shell and tube* dengan satu cangkang dan dua pipa yang menerapkan arah aliran *counter flow*. *Shell and tube* merupakan alat penukar kalor yang sering digunakan di industri khususnya pembangkit listrik. Dengan hasil perancangan tersebut, maka akan diketahui perbandingan tipe *heat exchanger* yang memiliki kinerja dan keunggulan yang lebih baik.

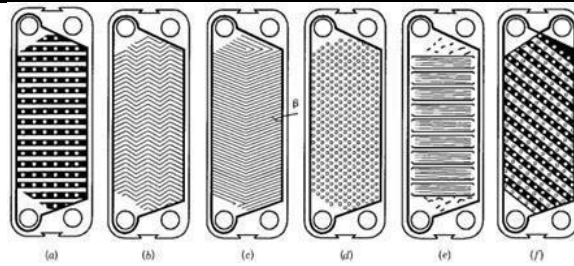
2. TEORI DASAR***Intercooler***

Intercooler merupakan heat exchanger jenis pelat. Dalam plate heat exchanger, pelat disusun dengan susunan tertentu, sehingga terdapat dua jalur yakni hot side dan cold side. Hot side dialiri fluida yang relatif lebih tinggi suhunya, sedangkan cold side sebaliknya. Fluida yang dapat digunakan sebagai pendingin bisa dari fluida yang berjenis sama ataupun jenis fluida yang berbeda. Di PLTP ini menggunakan fluida yang sama berupa zat cair yaitu air. Pertukaran panas terjadi dari fluida temperatur tinggi ke fluida yang temperatur rendah yang dialirkan melalui pelat – pelat yang memisahkan kedua jalur.

Komponen Intercooler Plate

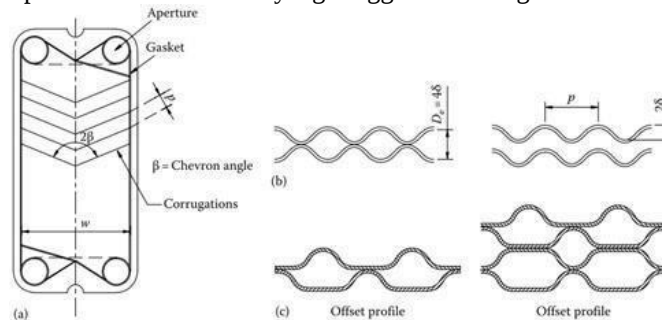
Komponen pelat pada Plate Heat Exchanger yang ditunjukkan pada gambar 2.1 berfungsi sebagai tempat mengalirnya fluida panas dan fluida dingin. Bentuk dan pola dari pelat sangat menentukan proses perpindahan kalor. Setiap pelat dibentuk cekungan supaya didapatkan pola yang bergelombang yang nantinya akan menyebabkan jalur aliran yang berdekatan, berliku-liku yang dapat meningkatkan transfer kalor dan mengurangi fouling atau pengendapan yang terjadi dengan meningkatnya tegangan geser dan turbulensi aliran[1].

¹ Corresponding author: rezalhandoko49@gmail.com



Gambar .1. Berbagai macam tipe plat pada *plate heat exchanger*[1]. Pola Plate (a) washboard. ; (b) zig-zag. ; (c) chevron/herringbone. ; protrusions and depressions. ; (e) washboard with secondary corrugation. ; (f) oblique washboard.

Pola plat yang ditunjukkan pada gambar 2.2 digunakan di PLTP ini adalah tipe chevron/herringbone dikarenakan memiliki berbagai kelebihan, diantaranya adalah terbentuknya turbulensi aliran pada kecepatan rendah (0.1-1 m/s) dan dapat menahan tekanan yang tinggi meski dengan ketebalan plat yang relatif tipis[1].



Gambar 2. Pola plat *chevron*

• GASKET

Pada gambar 2.3 merupakan gasket pada PHE berfungsi untuk mengatur aliran fluida, yang membatasi aliran fluida agar tidak bercampur satu sama lain. Dari semua komponen yang ada dalam Plate Heat Exchanger, gasket merupakan komponen yang paling sering diganti, karena pada umumnya gasket adalah komponen yang mengalami deformasi bentuk. Material dari gasket sendiri harus memiliki ketahanan terhadap reaksi kimia dan temperatur yang tinggi, juga dapat digunakan pada periode yang lama [1].



Gambar 3. Gasket pada plate heat exchanger [1].

• FRAME

Frame berfungsi sebagai penyangga unit *Plate Heat Exchanger*, dimana *frame* akan mengapit susunan pelat di dalamnya. Bentuk *frame* diklasifikasikan menjadi tipe C *frame*, B *frame*, dan F *frame*. Tipe C *frame* digunakan untuk *Plate Heat Exchanger* berukuran kecil, tipe B *frame* digunakan untuk *Plate Heat Exchanger* berukuran besar, dan tipe F digunakan untuk *Plate Heat Exchanger* berukuran sedang. Material *frame* biasanya adalah *carbon steel* yang dilapisi lapisan anti korosi.

Shell and tube Heat exchanger

Heat exchanger tipe ini merupakan *heat exchanger* yang paling banyak digunakan di industri, pabrik dan pembangkit karena memiliki kinerja serta efektivitas yang lebih baik jika dibandingkan dengan *heat exchanger* tipe *plate-frame*. Selain itu *heat exchanger* ini terdiri dari pipa – pipa yang diikat menjadi satu atau biasa disebut bundel. Pipa – pipa ini dihubungkan secara sejajar yang di tempatkan pada suatu *shell*. Fluida panas akan dialirkan pada sisi pipa yang telah dijadikan satu, sedangkan fluida yang dingin akan dialirkan melalui sisi *shell*. Arah aliran nya bisa diterapkan pada alat penukar panas ini adalah *counter flow*, *cross flow*, ataupun *parallel flow*. Ada beberapa fitur desain termal yang akan diperhitungkan saat merancang tabung di *shell* dan penukar panas tabung, yaitu :

a. Diameter pipa

Menggunakan tabung dengan ukuran diameter yang kecil membuat proses perpindahan panas dapat menjadi ekonomis dan kompak. Penggunaan tabung yang kecil dapat mempersulit proses perawatan dan pembersihan, khususnya dalam penanganan *fouling* pada pipa. Maka dari itu penggunaan pipa yang lebih besar dapat dijadikan sebuah solusi agar proses pembersihan *fouling* dan kotoran yang terbawa pada pipa dapat dibersihkan dengan maksimal. Dalam menentukan diameter tabung, ruang yang tersedia, biaya serta sifat *fouling* dari fluida harus dipertimbangkan[2].

b. Ketebalan tabung

Ketebalan dinding tabung biasanya ditentukan untuk memastikan:

- Ada ruang yang cukup untuk korosi
- Tahan vibrasi
- *Axial* kekuatan
- Ketersediaan stok suku cadang

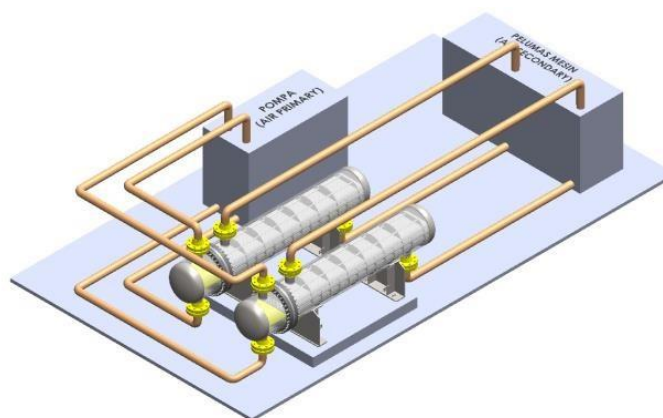
c. Panjang tabung

Penentuan panjang tabung juga merupakan hal penting agar pengguna dapat menyesuaikan ukuran dari *shell and tube* yang ingin digunakan. Selain itu penentuan ukuran panjang tabung juga harus disesuaikan dengan ukuran ruang yang tersedia. Karena penentuan ukuran panjang tabung sangat penting juga untuk proses perpindahan panas. Umumnya jika proses perpindahan panas berlangsung cukup lama, maka efektivitas yang terjadi pada alat tersebut akan semakin baik. Ada beberapa cara meskipun dengan ukuran tabung yang terbatas tapi dapat berlangsung proses perpindahan panas yang cukup lama, biasanya menerapkan penggunaan 2 cangkang dengan penggunaan pipa yang lebih dari 2.

d. Tabung *pitch*

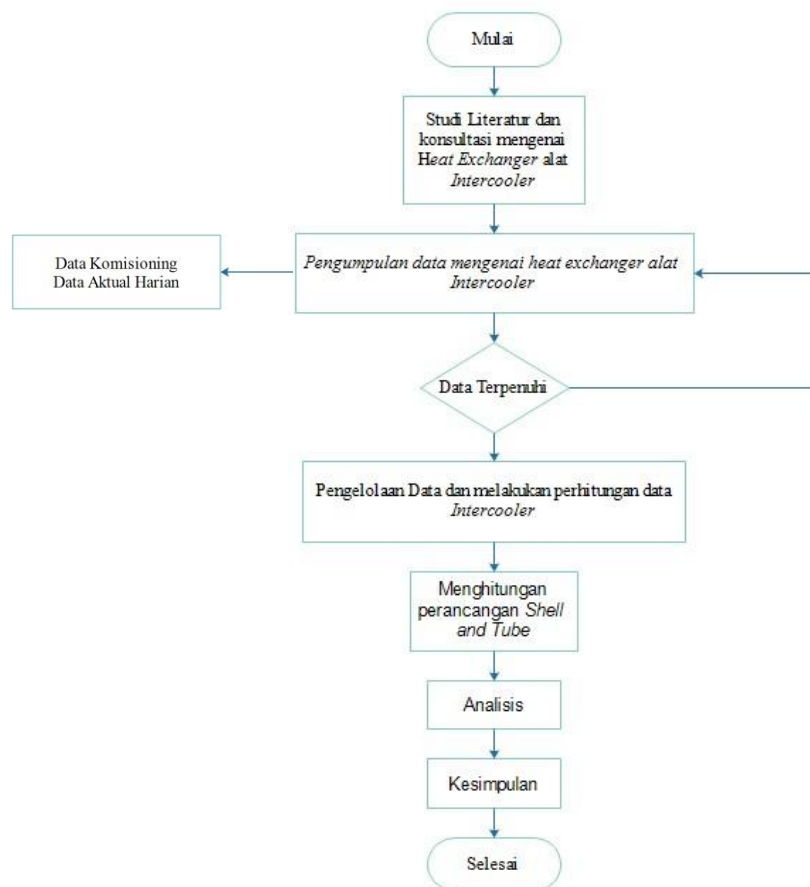
Dalam merancang dan mendesain ukuran tabung, memperhatikan ukuran tabung *pitch* sangat penting. Berdasarkan teori yang terdapat di beberapa buku tabung *pitch* (yaitu jarak pusat- pusat tabung sebelah) tidak kurang dari 1,25 kali diameter luar tabung. Fluida dingin harus berada di dalam cangkang, sedangkan fluida yang panas harus berada di dalam tube. Karena *shell and tube heat exchanger*, khususnya pada bagian pipa biasanya digunakan untuk aplikasi fluida yang bertekanan tinggi dan bertemperatur tinggi. Umumnya pipa pada *Shell and tube* bertekanan lebih dari 30 bar dengan temperatur lebih dari 260 °C. [3]

Desain *shell and tube one shell two tube*



Gambar 4. Desain *shell and tube one shell two tube*

Bagan Diagram Alir



Teknik Pengolahan Data

1) Menghitung Laju Perpindahan Panas dengan Metode LMTD (Log Mean Temperature Difference)

- Menghitung Log Mean Temperature Difference [4]

$$T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.1)$$

$$\Delta T_m = \Delta T_{lm} \times F \quad (2.2)$$

- Menghitung Koefisien Konveksi [3]

$$Pr = \frac{\eta \times Cp}{k} \quad (2.3)$$

$$Re = \frac{\rho \times v \times l}{\eta} \quad (2.4)$$

$$Nu = 0,664 \times Re^{0,5} \times Pr^{0,33} \quad (2.5)$$

$$\alpha_i = Nu \times \frac{k}{D_o}$$

- Laju Perpindahan Panas [6]

$$Q_{act} = \dot{m} \times c_p \times \Delta T \quad (2.6)$$

- Menghitung Koefisien Overall Heat Transfer [7]

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_h} + \frac{1}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_c} + R_f \quad (2.7)$$

- NTU (Number Transfer Unit) [5]

$$NTU = \frac{U \times A}{C_{min}} \quad (2.8)$$

2) Menghitung Nilai Efektifitas Heat exchanger

- Laju Kapasitas Panas (C) [3]

$$C_{c,h} = \dot{m}_{c,h} \times C_{p,c,h} \quad (2.9)$$

- Laju Perpindahan Panas Maksimum (Q_{maks}) [5]

$$Q_{maks} = c_{min} \times (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.10)$$
- Efektifitas Plate-Frame Heat exchanger (ϵ) [5]

$$\epsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{max}} \times 100\% \quad (2.11)$$

3. DATA HASIL PERHITUNGAN

Hasil Perhitungan Efektivitas Perpindahan Panas Plate-Frame Heat exchanger pada Intercooler

Tabel 1. Data hasil perhitungan laju perpindahan panas dan efektifitas plate-frame heat exchanger pada intercooler

Jam	Suhu Primary [°C]		Suhu Secondary [°C]		Qact [kW]	Qmaks [kW]	ϵ [%]
	T1in	T1out	t1in	t1out			
00:00	32,5	33,5	39	37	19,4	63,1	30,7

Tabel 2. Data hasil perhitungan perancangan heat exchanger tipe shell and tube pada intercooler

No.	Parameter	Nilai	Satuan
1.	Luas perpindahan panas	5,33	m ²
2.	Perubahan suhu logaritmik (ΔT_{lm})	5,1	°C
3.	Konduktivitas termal SUS 304	16,3	W/(m ² .°C)
4.	Koefisien perpindahan panas keseluruhan (U_d)	1703,46	W/(m ² .°C)
5.	Pressure drop pada sisi tube	0,00281	Bar
6.	Pressure drop pada sisi shell	0,4386	Bar
Dimensi Alat Penukar Panas			
1.	Panjang	1,83	m
2.	Shell diameter	0,405	m
3.	Bundle diameter	0,205	m
4.	Tube outside diameter	0,01905	m
5.	Tube inside diameter	0,01483	m
6.	Flow area per tube	0,00017	m ²

Tabel 3. Data penunjang untuk perhitungan efektifitas heat exchanger tipe shell and tube pada intercooler

Suhu Primary [°C]		Suhu Secondary [°C]		Qact [kW]	Qmaks [kW]	ϵ [%]
T1in	T2out	t1in	t2out			
33	37	42,2	38	40,738	89,23	45,65

Perhitungan Efektivitas Perpindahan Panas Plate-Frame Heat exchanger pada Intercooler

- a. Laju Perpindahan Panas
 $Q = Q_h = Q_c$
 $Q = m_h \times c_{p,h} \times (T_{h,o} - T_{h,i})$
 $= 2,32 \times 4179 \times (39 - 37)$
 $= 19406,78723 \text{ Watt} = 19,40678723 \text{ kW}$
- a. Beda Temperatur Rata-rata Logaritma (LMTD)

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

 $\Delta T_1 = (T_{h1} - T_{c2}) \quad \Delta T_2 = (T_{h2} - T_{c1})$

$$\begin{aligned}
 &= (39 - 33,5) &= (37 - 32,5) \\
 &= 5,5 \text{ }^{\circ}\text{C} &= 4,5 \text{ }^{\circ}\text{C} \\
 \Delta T_{lm} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \\
 &= \frac{5,5 - 4,5}{\ln\left(\frac{5,5}{4,5}\right)} = 4,98 \text{ }^{\circ}\text{C}
 \end{aligned}$$

Faktor koreksi untuk *plate-frame heat exchanger* aliran berlawanan:

$$\begin{aligned}
 R &= \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)} = \frac{(32,5 - 33,5)}{(37 - 39)} = 0,5 \\
 S &= \frac{(t_2 - t_1)}{(T_1 - t_1)} = \frac{(37 - 39)}{(32,5 - 39)} = 0,31
 \end{aligned}$$

Berdasarkan grafik faktor koreksi *plate-frame heat exchanger* aliran berlawanan pada gambar 2.7, jadi nilai $F = 0,77$ [5].

b. Koefisien Konveksi

$$\begin{aligned}
 Pr &= \frac{\eta \times Cp}{k} & Re &= \frac{u \times \rho \times D_e}{\eta} \\
 &= \frac{0,000653 \times 4179}{0,31} & &= \frac{0,0777 \times 992,63 \times 0,09}{0,000653} \\
 &= 8,80286129 & &= 10630,21318
 \end{aligned}$$

Maka, jenis aliran yang melewati pelat adalah turbulen, karena $Re < 50000$.

$$\begin{aligned}
 Nu &= 0,664 \times Re^{0,5} \times Pr^{0,33} \\
 &= 0,664 \times (10630,21318)^{0,5} \times (8,80286129)^{0,33} = 140,3346577
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \alpha_i &= Nu \times \frac{\lambda}{D_e} \\
 &= 140,3346577 \times \frac{0,31}{0,09} = 483,37 \text{ W/m}^2\text{K}
 \end{aligned}$$

c. Koefisien Menyeluruh Perpindahan Panas (U)

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{U} &= \frac{1}{\alpha_i} + \frac{t}{k_p} + \frac{1}{\alpha_o} + R_f \\
 \frac{1}{U} &= \frac{1}{483,37} + \frac{0,0008}{20,772} + \frac{1}{759,69} + 0,0005 = 254,87
 \end{aligned}$$

d. Laju Kapasitas Panas (C)

a) Untuk perhitungan fluida dingin:

$$\begin{aligned}
 C_c &= \dot{m}_c \times c_{p,c} \\
 &= 2,33 \times 4178 = 9723,500936 \text{ W/K}
 \end{aligned}$$

Untuk perhitungan fluida panas di sisi *shell*:

$$\begin{aligned}
 C_h &= \dot{m}_h \times C_{p,h} \\
 &= 2,32 \times 4179 = 9703,393614 \text{ W/K}
 \end{aligned}$$

Dari laju kapasitas panas yang didapat, $C_c > C_h$ maka $C_{maks} = C_c$ dan $C_{min} = C_h$.

e. Laju Perpindahan Panas Maksimum (Q_{maks})

$$\begin{aligned}
 Q_{maks} &= C_{min} \times (T_{h,i} - T_{c,i}) \\
 &= 9703,393614 \times (39 - 32,5) \\
 &= 63072,05849 \text{ Watt} = 63,1 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

f. Efektivitas *Heat exchanger Tipe Plate-Frame* pada *Intercooler*

$$\begin{aligned}
 E &= \frac{Q_{act}}{Q_{maks}} = \frac{19406,78723}{63072,05849} \times 100 \% \\
 &= 30,7 \%
 \end{aligned}$$

g. Number Transfer Unit

$$NTU = \frac{U \times A}{C_{min}} = \frac{254,87 \times 88}{9703,393614} = 2,3$$

Perhitungan Perancangan *Heat exchanger Tipe Shell and tube* pada *Intercooler*

1. Perhitungan Perancangan *Shell and tube Heat exchanger*

a. Laju Perpindahan Panas

$$\dot{Q} = \dot{Q}_h = \dot{Q}_c$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_c &= \dot{m}_h \times c_{ph} \times (T_{h,o} - T_{h,i}) \\ &= 2,321 \text{ kg/s} \times 4179 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \times (42,2 - 38)^\circ\text{C} \\ &= 40737,728 \text{ watt} = 40,738 \text{ kw}\end{aligned}$$

b. Beda Temperatur Rata-rata Logaritma (LMTD)

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &= (T_{h,i} - T_{c,i}) & \Delta T_2 &= (T_{h,o} - T_{c,i}) \\ &= (42,2 - 37) & &= (38 - 33) \\ &= 5,2^\circ\text{C} & &= 5^\circ\text{C}\end{aligned}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad \Delta T_{lm} = \frac{5,2 - 5}{\ln\left(\frac{5,2}{5}\right)}$$

$$\Delta T_{lm} = 5,1^\circ\text{C}$$

Faktor koreksi untuk satu pass shell dan dua pass tube:

$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}} = \frac{42,2 - 38}{37 - 33} = \frac{4,2}{4} = 1,05$$

$$P = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} = \frac{37 - 33}{42,2 - 38} = \frac{4}{9,2} = 0,43$$

Berdasarkan grafik faktor koreksi heat exchanger untuk satu pass shell dan dua pass tube menunjukkan nilai $F_t = 0,88$

c. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh Desain (U_d)

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

Asumsi Nilai U_d dari tabel 8 Kern Water - Water adalah 300 Btu/h ft² °F = 1703,46 W/m² °C.

$$\begin{aligned}A &= \frac{Q}{U_d \times F \times LMTD} = \frac{40737,73 \text{ w}}{1703,46 \text{ W/m}^2\text{C} \times 0,88 \times 5,1^\circ\text{C}} \\ &= 5,33 \text{ m}^2\end{aligned}$$

d. Perhitungan Sisi Tube

•Menentukan jumlah tube

$$\text{Jumlah tube (N)} = \frac{A}{L \times \pi \times d_o \times t}$$

$$N_t = \frac{5,33 \text{ m}^2}{1,8288 \text{ m} \times 3,14 \times 0,01905 \text{ m}} = 48,68 \approx 49$$

•Luas Permukaan Perpindahan Panas Total (a)

$$\begin{aligned}a &= N \times \frac{\pi d_o^2 t}{4} \\ &= 49 \times \frac{0,00017 \text{ m}^2}{2} = 0,004165 \text{ m}^2\end{aligned}$$

•Kecapatan Aliran Massa Air di tube (G)

$$G = \frac{\dot{m}_h}{a \times t} = \frac{2,321 \text{ kg/s}}{0,004165 \text{ m}^2} = 557,26 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

•Bilangan Reynold (Re_d)

$$\begin{aligned}Re_{d,o} &= \frac{d \times t \times G}{\mu} \\ Re_{d,o} &= \frac{0,01483 \text{ m} \times 557,26 \text{ kg/m}^2\text{s}}{0,000653 \text{ kg/ms}} = 12655,57\end{aligned}$$

Jenis aliran yang terjadi di dalam tube adalah aliran turbulen karena $Re_{d,o} > 2300$.

•Koefisien Perpindahan Panas Konveksi (h_i)

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{di,t \times h}{k} \\ Nu &= 0,023 \times Re^{0,8} Pr^{0,33} \\ Nu &= 0,023 \times (12655,57)^{0,8} \times (8,8)^{0,33} = 13,64 \\ h_i &= \frac{Nu \times k}{di,t} \\ &= \frac{13,64 \times 0,31 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0,01483\text{m}} = 14992,04 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

e. Perhitungan sisi *Shell*

•Menghitung Diameter *Shell*

$$\text{Triangular pitch } P_t = 1,25 \text{ do} = 1,25 \times 0,019 = 0,023 \text{ m}$$

$$C' = 0,25 \text{ do} = 0,25 \times 0,019 = 0,00475 \text{ m}$$

Persamaan untuk menghitung diameter *shell*

$$D_s = D_b + C_1, \text{ dimana, } D_b = \text{diameter bundel,}$$

$$\begin{aligned} D_b &= d_o \times \left(\frac{N_t}{k_1} \right)^{1/4} \\ &= 0,019 \times \left(\frac{49}{0,249} \right)^{1/4} \\ &= 0,019 \times (196,787)^{0,25} = 0,205\text{m} \end{aligned}$$

$$D_s = 205 + C_1, \text{ Nilai } C_1 \text{ untuk pull through floating head} = 88 \text{ mm}$$

$$\text{Maka, } D_s = 205 + 88 = 293 \text{ mm} = 0,293 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \text{Baffle spacing (B)} &= 0,45 \times di,s \\ &= 0,45 \times 0,293 \text{ m} = 0,13185 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\text{Jumlah Baffle (N}_b\text{)} = \frac{L}{B} - 1 = \frac{1,8288}{0,13185} - 1 = 13$$

•Luas Permukaan Perpindahan Panas Total (a_s)

$$\begin{aligned} a_s &= \frac{di,s \times C' \times B}{P_t} \\ &= \frac{0,293\text{m} \times 0,00475 \text{ m} \times 0,13185 \text{ m}}{0,023} = 7,978 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

•Kecepatan Aliran Massa Air di *shell* (G_s)

$$G_s = \frac{\dot{m}_C}{a_s} = \frac{2,325 \text{ kg/s}}{0,007978 \text{ m}^2} = 291,41 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

•Bilangan Reynold (Re_{sd})

$$Re_{sd} = \frac{d_o \times G_s}{\mu}, \text{ dimana } d_o = \text{diameter hidrolik}$$

$$D_h = \frac{4 \times \left(\frac{1}{2} \times P_t \times 0,86 P_t - \frac{\frac{1}{2} \pi \times d_o^2 \times t}{4} \right)}{\frac{1}{2} \times \pi \times d_o \times t}$$

$$D_h = \frac{4 \times \left(\frac{1}{2} \times P_t \times 0,86 P_t - \frac{\frac{1}{2} \pi \times d_o^2 \times t}{4} \right)}{\frac{1}{2} \times \pi \times d_o \times t} = 0,01136 \text{ m}$$

$$\text{Maka, } Re_{sd} = \frac{0,01136\text{m} \times 291,41 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}}{0,00072 \text{ kg/ms}} = 45978,02$$

Jenis aliran yang terjadi di dalam *shell* adalah aliran turbulen karena $Re_{sd} > 2300$.

f. Koefisien Perpindahan Panas Konveksi (h_o)

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{h \times d_o}{k} \\ Nu &= 0,027 \times Re_{s,0.98}^{0,8} \times Pr_{s,0.98}^{0,4} \\ Nu &= (0,027) \times (45978,02)^{0,8} \times (4,8285)^{0,4} = 272,22 \\ h_o &= \frac{Nu \times k}{d_o} \end{aligned}$$

$$= \frac{272,22 \times 16,3 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0,01136\text{m}} = 39039,74 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

- g. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh Bersih (U_o)

Nilai k adalah *Thermal conductivity steel SUS 304 Tube* = 16,3 W/m K

$$U_o = \frac{1}{\frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2\pi Lk} + \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{\ln \frac{0,039523}{0,027413}}{2\pi \cdot 1,8288 \cdot 16,3} + \frac{1}{1428,07} + \frac{1}{281,12}} = 180,36 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

- h. Penurunan tekanan (ΔP)

•Sisi Tube

$$\Delta P_t = \frac{f \times G t^2 \times L \times n}{2 \times g \times d_{i,t} \times \rho \times \phi}$$

Nilai $f_{tube} = (1,58 \times \ln(R_{e,t}) - 3,28)^{-2}$

$$f_{tube} = (1,58 \times \ln(12655,57) - 3,28)^{-2} = 0,00738$$

$$\text{maka, } \Delta P_t = \frac{0,00738 \times (557,26 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}^2) \times 1,8288 \text{ m} \times 2}{2 \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 0,01483 \text{ m} \times 992,63 \text{ kg/m}^3 \times 1} = 28,7 \text{ kg/m}^2 = 0,0028 \text{ bar}$$

•Sisi Shell

$$\Delta P_s = \frac{f \times G s^2 \times \left(\left(\frac{L}{8} - 1 \right) + 1 \right) \times D s}{2 \times \rho \times D e \times 10^{0,14}}$$

Nilai $f_{shell} = \exp \{0,576 - 0,19 \ln(R_{e,s})\}$

$$f_{shell} = \exp \{0,576 - 0,19 \ln(2445,56)\} = 0,404$$

$$\Delta P_s = \frac{0,404 \times 291,41^2 \times \left(\left(\frac{1,8288}{0,192} - 1 \right) + 1 \right) \times 0,293}{2 \times 994,08 \times 0,01136 \times 10^{0,14}} = 4472,218 \text{ kg/m}^2 = 0,4386 \text{ bar}$$

- i. Laju Kapasitas Panas (C)

•Untuk perhitungan fluida panas di tube:

$$\begin{aligned} C_h &= m_h \times C_{p,h} \\ &= 2,321 \text{ kg/s} \times 4179 \text{ J/kg K} \\ &= 9699,46 \text{ W/}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

•Untuk perhitungan fluida dingin di shell:

$$\begin{aligned} C_c &= m_c \times C_{p,c} \\ &= 2,325 \text{ kg/s} \times 4178 \text{ J/kg K} = 9713,85 \text{ W/K} \end{aligned}$$

Dari laju kapasitas kalor yang didapat, $C_c > C_h$ maka $C_{maks} = C_c$ dan $C_{min} =$

C_h Laju Perpindahan Kalor Maksimum (Q_{maks})

$$\begin{aligned} Q_{maks} &= C_{min} \times (T_{h,i} - T_{c,i}) \\ &= 9699,46 \text{ W/}^\circ\text{C} \times (42,2 - 33)^\circ\text{C} \\ &= 89230,8 \text{ Watt} = 89,23 \text{ kW} \end{aligned}$$

- j. Efektivitas *Heat exchanger Tipe Shell and tube* pada *Intercooler*

$$\varepsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{maks}}$$

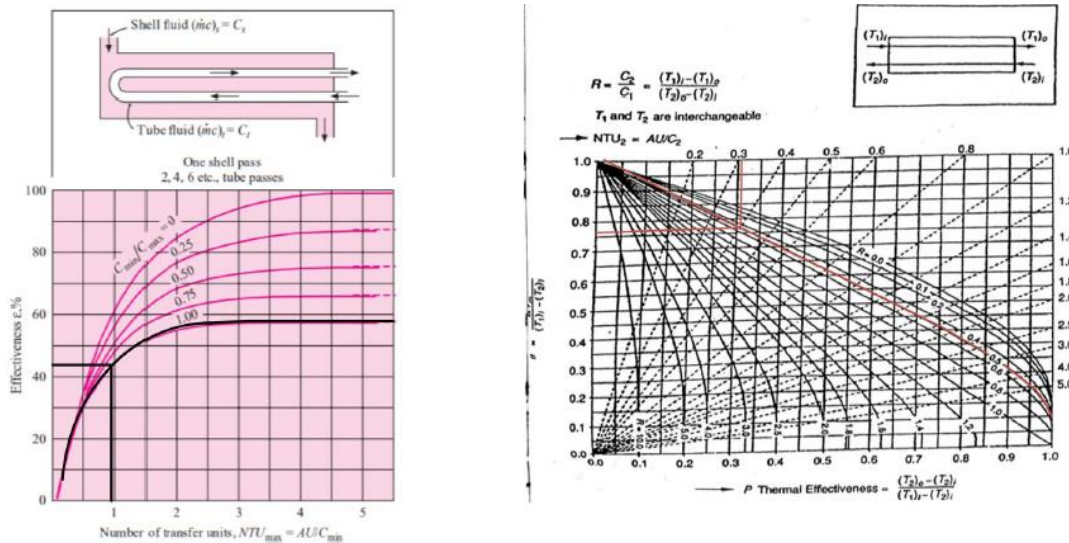
$$\varepsilon = \frac{40737,7278}{89230,8} = 45,65 \%$$

- k. *Number of Transfer Unit (NTU)*

$$NTU = \frac{U \times A}{C_{min}}$$

$$NTU = \frac{1703,46 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \times 5,33 \text{ m}^2}{9699,46 \text{ W/}^\circ\text{C}} = 0,936$$

Nilai Efektivitas *Shell and Tube* dan *Plate-Frame* Menggunakan Grafik



Pembahasan dan Analisa Perhitungan

Berdasarkan hasil perhitungan nilai efektivitas dengan metode menggunakan teori ataupun menggunakan nilai grafik efektivitas *shell and tube* dan *plate-frame*, didapatkan hasil yang tidak jauh berbeda, di mana untuk efektivitas perhitungan *plate-frame* sebesar 30,7% dan untuk *shell and tube* sebesar 45,65%. Dari angka tersebut, *heat exchanger* tipe *shell and tube one shell two tube* memiliki nilai perpindahan panas yang jauh lebih baik, jika dibandingkan dengan *heat exchanger* tipe *plate-frame*. Selain dari nilai efektivitas, biaya perawatan dan biaya investasi awal dalam menggunakan *heat exchanger* tipe *shell and tube* lebih hemat jika dibandingkan dengan *heat exchanger* tipe *plate-frame*.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan dan analisis yang telah dilakukan dapat disimpulkan bahwa :

- Hasil perancangan *heat exchanger* tipe *shell and tube* kami layak dipakai dengan dimensi panjang 1,83 m, *shell* diameter 0,405 m, *tube outside* diameter 0,01905 m, *tube inside* diameter 0,01483 m, *flow area per tube* 0,00017 m dengan material *steel* (SUS304) udah memenuhi standar-standar spesifikasi perancangan *heat exchanger shell and tube*. [8] Jika dibandingkan dengan *heat exchanger* jenis *plate-frame* yang sering mengalami kebocoran pada *seal* akibat adanya deformasi bentuk pada *gasket*. Selain itu bahan jenis titanium pada *plate* yang cukup mahal. Berdasarkan grafik nilai efektivitas *shell and tube* dan grafik nilai efektivitas pada *plate-frame* didapatkan hasil yang sama dan sesuai dengan hasil perhitungan
- Hasil perancangan *heat exchanger* tipe *shell and tube* dapat diaplikasikan untuk *intercooler* di PLTP dan memiliki nilai efektivitas sebesar 45,65 %, dimana nilai efektivitas *heat exchanger* tipe ini lebih besar dibandingkan dengan tipe *plate-frame heat exchanger* yang memiliki nilai efektivitas sebesar 30,7 %.

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] R. K. Shah and D. P. Sekuli, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. 2003.
- [2] J. P. Fanaritis and J. W. Bevevino, "DESIGNING SHELL-AND-TUBE HEAT EXCHANGERS.," *Chem. Eng. (New York)*, 1976.
- [3] Q. Wang, G. Chen, Q. Chen, and M. Zeng, "Review of Improvements on shell-and-tube heat exchangers with helical baffles," *Heat Transf. Eng.*, 2010, doi: 10.1080/01457630903547602.
- [4] I. Putra, "Studi Perhitungan Heat Exchanger Type Shell and Tube Dehumidifier Biogas Limbah Sawit Untuk Pembangkit Listrik Tenaga Biogas," *J. POLIMESIN*, vol. 15, no. 2, p. 42, 2017, doi: 10.30811/jpl.v15i2.373.
- [5] Hewitt, G. F; Shires, G.L; Bott, T. R., *Process Heat Transfer*, Begell House Inc, New York, 1994.
- [6] H. Syah, "Kajian Kinerja Penukar Panas Tipe Shell and Tube Satu Haluan dengan Pengontrolan Suhu Outlet," *J. Rekayasa Kim. Lingkung.*, 2013, doi: 10.23955/rkl.v9i4.1228.
- [7] Kern, D. Q, *Process Heat Transfer*, Mc Graw-Hi. Book Company, New York, 1965
- [8] J. P. Holman, *Heat Transfer 10th Edition*. 2008.