JOICHE
Journal of Industrial Process and Chemical Engineering
Jurnal homepage : ejurnal.itats.ac.id/JOICHE

Desain Alat Penukar Panas Tipe *Shell and Tube* dengan Material *Stainless Steel*

Erlinda Ningsih*, Fitriana, Dinar Pratiwi, dan Eka Cahya Muliawati
Jurusan Teknik Kimia, Institut Teknologi Adhi Tama Surabaya, Jl. Arif Rahman Hakim No. 100 Surabaya, Indonesia

INFORMASI ARTIKEL

Halaman:
81 – 89

Tanggal penyerahan:
21 Februari 2022

Tanggal diterima:
07 Maret 2022

Tanggal terbit:
30 Juni 2022

EMAIL

erlindaningsih84@itats.ac.id
*corresponding author

ABSTRACT

Heat exchanger is a series of devices to produce heat transfer from one fluid to another. This study aims to design a shell and tube 1-2 type heat exchanger with co-current flow to obtain the effectiveness value of the designed heat exchanger. The design calculation uses a hot fluid in the form of 80 °C water which is passed on the shell side at a speed of 50 ml/s and a cold fluid in the form of 30 °C water which is passed on the tube side at a speed of 20 ml/s. The heat exchanger is designed with a total length of 800 mm and is equipped with 18 tubes arranged in a triangular manner with an OD of 3/8" and a length of 600 mm. The material used for the tube construction is stainless steel 3/8" and the shell is stainless steel 4" sch 40. Furthermore, calculations are carried out to determine the effectiveness of the designed heat exchanger. The shell and tube type heat exchanger which is designed is feasible and safe to use because it meets the heat exchanger safety standard, namely the fouling factor (Rd) value of 0.016386 hr.ft2.°F/BTU > 0.002 hr.ft2.°F/BTU, the value PS 0.00105 psi < 10 psi and PT value 0.01086 psi < 10 psi and has an effectiveness of 72.49 %.

Keywords: *Design, Heat Exchanger, Shell And Tube, Efectiveness.*

ABSTRAK

Alat penukar panas merupakan serangkaian alat untuk menghasilkan perpindahan panas dari fluida satu ke fluida lainnya. Penelitian ini bertujuan untuk merancang suatu alat penukar panas tipe *shell and tube* 1-2 dengan aliran *co-current* hingga didapatkan nilai efektivitas dari alat penukar panas yang dirancang. Perhitungan rancangan menggunakan fluida panas berupa air 80 °C yang dilewatkan pada sisi *shell* dengan kecepatan 50 ml/s dan fluida dingin berupa air 30 °C yang dilewatkan pada sisi *tube* dengan kecepatan 20 ml/s. Alat penukar panas dirancang dengan panjang total 800 mm dilengkapi dengan 18 buah *tube* yang disusun secara *triangular* dengan OD 3/8" dan panjang 600 mm. Material yang digunakan untuk konstruksi *tube yaitu stainless steel* 3/8" dan *shell* yaitu *stainless steel* 4" sch 40. Selanjutnya dilakukan perhitungan untuk mengetahui efektivitas dari alat penukar panas yang dirancang. Alat penukar panas tipe *shell and tube* yang dirancang layak dan aman digunakan karena memenuhi standar keamanan alat penukar panas yaitu nilai *fouling factor* (Rd) 0,016386 $hr.ft^2.°F/BTU$ > 0,002 $hr.ft^2.°F/BTU$, nilai ΔP_S 0,00105 psi < 10 psi dan nilai ΔP_T 0,01086 psi < 10 psi dan memiliki efektivitas sebesar 72,49 %.

Kata kunci: *Desain, Alat Penukar Panas, Shell And Tube, Efektivitas.*

PENDAHULUAN

Banyaknya penggunaan alat penukar panas dalam industri disebabkan karena alat penukar kalor memiliki konstruksi yang sederhana dan kokoh, biaya yang relatif murah, tidak memerlukan tempat yang luas, serta memiliki kemampuan untuk bekerja pada suhu dan tekanan yang tinggi. Salah satu jenis alat penukar panas yang banyak digunakan adalah *shell and tube heat exchanger*. Peneliti [1] melakukan

perancangan dan validasi desain alat penukar panas tipe *shell and tube* menggunakan *Computational Fluid and Dynamics* dengan spesifikasi material *shell* MS Ø6", material *tube* SUS 304 Ø 1/2", pipa *inlet* dan *outlet* MS Ø2", panjang *shell* 600 mm, jumlah *tube* 18 buah, fluida panas dan dingin berupa air dengan temperatur masuk fluida panas 70 ºC dan temperatur masuk fluida dingin 30 ºC, laju aliran fluida panas 352 kg/hr dan laju aliran fluida dingin 880 kg/hr. Hasilnya menunjukan efektivitas perpindahan panas ditunjukkan dengan nilai selisih suhu hasil simulasi sisi *shell* 24,32 ºF, sedangkan hasil analisa temperatur fluida yang keluar dari sisi *tube* yaitu 95 ºF.

Pemilihan material *shell* dan *tube* pada *shell and tube heat exchanger* juga harus diperhatikan untuk mendapatkan efektivitas yang lebih tinggi. *Stainless steel* memiliki kelebihan yaitu tahan korosi yang tinggi, yang memungkinkan untuk penggunaan dalam lingkungan yang ketat api dan tahan panas memungkinkan mengurangi kecenderungan scaling dan mempertahankan kekuatan pada temperatur tinggi. Permukaan stainless steel yang tidak memiliki pori dan proses pembersihannya yang mudah, memberikan tampilan lebih modern [2]. Pada penelitian terdahulu juga menyebutkan bahwa material *stainless steel* 304 memiliki laju korosi yang lebih kecil jika dibandingkan *mild steel* (baja karbon rendah) [3].

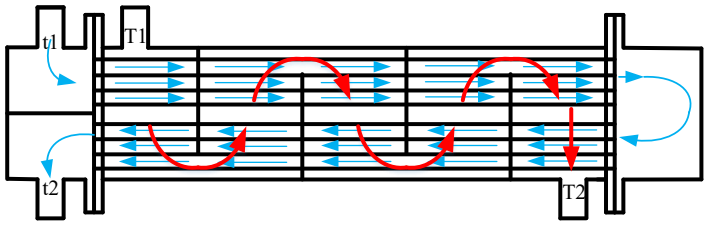
Berdasarkan penelitian terdahulu yang telah dijelaskan di atas, maka dalam penelitian ini akan dilakukan desain alat penukar panas jenis *shell and tube* dengan material *stainless steel*. Desain baru ini diharapkan mampu meningkatkan efektivitas alat penukar panas dari desain sebelumnya.

Perpindahan Panas

Ketika dua benda dengan suhu yang berbeda dikontakkan, maka panas akan mengalir dari objek suhu tinggi ke objek suhu yang lebih rendah. Mekanisme perpindahan panas yang terjadi dapat berupa konduksi, konveksi atau radiasi [1].

Penukar Panas *Shell and Tube*

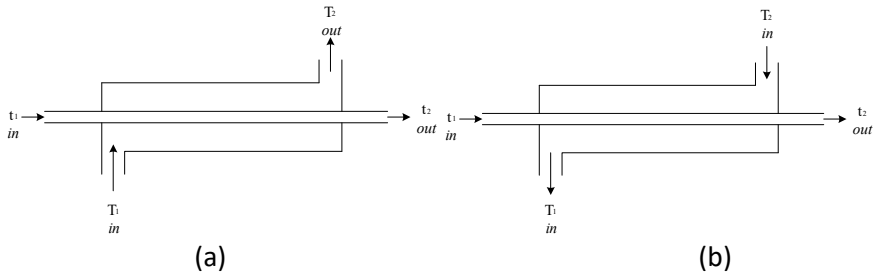
Jenis penukar panas *shell and tube* digunakan pada laju aliran fluida yang relatif besar. Pada penukar panas ini salah satu fluida akan mengalir di dalam *tube-tube* sedangkan fluida yang lainnya dialirkan melalui *shell* melintasi luar pipa. Biasanya di dalam *shell* dipasang sekat-sekat atau *baffles* untuk menjamin fluida mengalir melalui *shell* dan melintasi *tube*, sehingga perpindahan panas yang terjadi akan lebih besar [4]



Gambar 1. Alat Penukar Panas *Shell and tube*

Jenis Aliran Penukar Panas

a. Aliran Sejajar (Parallel Flow)
   Penukar panas tipe aliran paralel memiliki arah aliran dua fluida yang bergerak paralel. Kedua cairan masuk dan keluar pada sisi yang sama dari penukar panas. Temperatur fluida yang memberikan energi akan selalu lebih tinggi dari temperatur fluida yang menerimanya mulai dari memasuki heat exchanger hingga keluar. Suhu fluida yang menerima panas tidak akan pernah mencapai suhu fluida yang mengeluarkan panas [5].
b. Aliran Berlawanan Arah (*Counter Flow*)
   Penukar panas tipe counter flow, memiliki arah aliran yang berlawanan. Perpindahan panas terjadi antara salah satu ujung bagian panas dari dua fluida dan juga bagian terdingin. Temperatur keluar fluida dingin dapat melebihi temperatur keluar fluida panas [5 , 7-10].



Gambar 2. a) Aliran Sejajar *Parallel Flow*, b) Aliran Berlawanan Arah *Counter Flow*

METODE

Diagram Alir Penelitian.



Gambar 3. Diagram alir Perancangan Alat

Spesifikasi Alat Pneukar Panas

Penelitian ini bertujuan untuk merancang alat penukar panas yang bertujuan untuk memanaskan fluida air dari suhu 30 ºC menjadi 50 ºC dengan menggunakan jurnal [1] sebagai referensi desain dengan mengubah spesifikasi dan data perhitungan perancangan, diperlihatkan pada Tabel 1 sebagai berikut :

Tabel 1. Perbandingan Spesfikasi dan Data Perhitungan Penelitian Terdahulu dengan Rancangan

Uraian	Penelitian Terdahulu	Rancangan
Tipe	1 – 1 pass	1 – 2 pass
Material *Shell*	MS Ø6”	SUS 304 Ø4” sch 40
Material *Tube*	SUS 304 Ø 1/2”	SUS 304 Ø3/8”
Pipa *Inlet*	MS Ø2”	SUS 304 Ø1/2”
Pipa *Inlet*	MS Ø2”	SUS 304 Ø1/2”
Pipa *Outlet*	MS Ø2”	SUS 304 Ø1/2”
Panjang *Shell*	600 mm	600 mm
Jumlah *Tube*	18 buah	18 buah

Fluida Panas	Air	Air
Suhu Fluida Panas Masuk	70 ºC	80 ºC
Laju Alir Fluida Panas Masuk	352 kg/hr	396,8 lb/hr
Fluida Dingin	Air	Air
Suhu Fluida Dingin Masuk	30 ºC	30 ºC
Laju Alir Fluida Dingin Masuk	880 kg/hr	158,7 lb/hr
Suhu Fluida Dingin Keluar	50 ºC	50 ºC
Baffle	-	Horizontal 20% *cut*
Susunan *Pitch*	*Triangular* 1”	*Triangular* 1”

HASIL DAN PEMBAHASAN

Perhitungan Analitik

Perhitungan analitik alat penukar panas dilakukan sebelum proses pembuatan alat guna mengetahui keamanan dan kelayakan alat penukar panas. Perhitungan dilakukan dengan beberpa langkah sebagai berikut

1. Perpindahan Panas

   Untuk mengetahui perpindahan panas, digunakan persamaan berikut:

   $$Q = m \cdot Cp \cdot \Delta T \quad [6]$$

   $$Qc = Qh$$
   $$mc \times cp \times \Delta Tc = mh \times Cp \times \Delta Th$$
   $$158{,}7 \times 1 \times (122-86) = 396{,}8 \times 1 \times \Delta Th$$
   $$\Delta Th = 14{,}4$$
   $$Th1 - Th2 = 176 - 14{,}4$$
   $$Th2 = 161{,}6\ ^oF$$

   Maka perpindahan panas yang terjadi:

   $Q = m \times Cp \times \Delta T$
   $= 158{,}733 \times 1 \times (122 - 86)$
   $= 5714{,}37504$ BTU/hr

2. LMTD (Log Mean Temperature Difference)

   Untuk menghitung suhu rata-rata suatu fluida yang mengalir dalam alat penukar panas dapat dihitung dengan persamaan berikut:

   a). LMTD $= \frac{(T1-t1)-(T2-t2)}{ln\frac{(T1-T1)}{(T2-t2)}}$

   $= \frac{90-39{,}6}{\ln\frac{90}{39{,}6}}$

   $= 61{,}39\ ^oF$

   b). $R = \frac{T1-T2}{t2-t1}$ $S = \frac{t1-t2}{T2-t1}$

   $= \frac{176-161{,}6}{122-86}$ $= \frac{122-86}{176-86}$

   $= 0{,}4$ $= 0{,}4$

   Dari fig. 18 halaman 828, diperoleh nilai FT = 0,98

   c). ΔT = FT x LMTD
   = 0,98 X 61,39
   = 60,1622 ºF

3. Temperatur Kalorik

   Temperatur kalorik dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

   a). Fluida panas

   $Th = \frac{th2=th1}{2}$

   $= \frac{176+161{,}6}{2}$

   $= 168{,}8\ ^oF$

   b). Fluida dingin

   $Tc = \frac{tc2+tc1}{2}$

   $= \frac{122+86}{2}$

   $= 104\ ^oF$

Peletakan Aliran
Fluida panas dilewatkan *shell* dan dlida dingin dilewatkan *tube*.

4. *Flow Area*
   Temperatur kalorik dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

   a). Fluida panas
   B = 4,026 in
   C = PT – Od *tube*
   = 0,625 in
   as = $\frac{IDs \; x \; C \; X \; B}{144 \; X \; PT}$ x $\frac{1}{n}$
   = 0,07 ft^2

   b). Fluida dingin
   at' = 0,098 ft^2 (Tabel 11)
   at = $\frac{Nt \; x \; at'}{144 \; x \; n}$

5. Kecepatan Massa

   a). Fluida panas
   Gs = $\frac{M}{as}$
   = $\frac{396,832}{0,07035}$
   = 5640,806 lb/hr.ft^2

   b). Fluida dingin
   Gt = $\frac{m}{at}$
   = $\frac{158,7}{0,006}$
   = 2591,53 lb/hr.ft^2

6. Reynold Number

   a). Fluida panas
   Tc = 168,8 ºF
   De = 0,75 in = 0,061 ft (fig. 28)
   μ = 0,38 cp = 0,919 lb/hr.ft (fig. 14)
   Re,s = $\frac{De \; x \; Gs}{\mu}$
   = 374,3273

   b). Fluida dingin
   tc = 104 ºF
   ID = 0,312 in = 0,026 ft
   μ = 0,69 cp = 1,669 lb/hr.ft (fig. 14)
   Re,t = $\frac{ID \; X \; Gt}{\mu}$
   = 403,6905

7. Faktor Dimensi Alat Penukar Panas
   JH = 9,8 (fig. 28)
   JH = 3,5 (fig. 26)

8. Bilangan Prandtl

   a). Fluida panas
   Tc = 168,8 ºF
   k = 0,33 (tabel 4)
   Pr = k(cμ/k)$^{1/3}$ = 0,464

   b). Fluida dingin
   tc = 104 ºF
   k = 0,33 (tabel 4)
   Pr = k(cμ/k)$^{1/3}$ = 0,566

9. Koefisien Perpindahan Panas Terkoreksi

   a). Fluida panas
   $\frac{ho}{\phi s}$ = JH x $\frac{Pr}{De}$ = 74,6 btu/j.ft.ºF

   b). Fluida dingin
   $\frac{hi}{\phi t}$ = JH x $\frac{Pr}{ID}$ = 76,25 btu/j.ft.ºF
   $\frac{hio}{\phi t}$ = $\frac{hi}{\phi t}$ x $\frac{ID}{OD}$ = 377,6 btu/j.ft.ºF

10. Perhitungan tw

   a). Fluida panas
   tw = tc + $\frac{ho/\phi s}{\left(\frac{ho}{\phi s}\right)+\left(\frac{hio}{\phi t}\right)}$ (Tc – tc)
   = -0,9241 ºF
   μw = 2,3 (fig 14)

   b). Fluida dingin
   tw = tc + $\frac{ho/\phi t}{\left(\frac{ho}{\phi s}\right)+\left(\frac{hio}{\phi t}\right)}$ (Tc- tc)
   = 28,462 ºF
   μw = 1,4 (fig 14)

11. Perhitungan ϕ

   a). Fluida panas
   ϕs = (μ/μw)^{0,14} = 0,777

   b). Fluida dingin
   ϕt = (μ/μw)^{0,14} = 0,906

12. Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Permukaan Pipa Luar

   a). Fluida panas
   ho = $\frac{ho}{\phi s}$ x ϕs = 57,97

   b). Fluida dingin
   hio = $\frac{hio}{\phi t}$ x ϕt = 342

13. Koefisien *Clean Overall*

Uc = $\frac{hio\ x\ ho}{hio+ho} = \frac{338\ x\ 56,9}{338+56,9}$ = 49,5722

14. Koefisien Design Overall

Koefisien design overall dapat dihitung menggunkan persamaan berikut:

Ud = $\frac{Q}{A\ X\ \Delta t}$

A = a" x Nt x L

Dimana, Nt : Jumlah *tube*

a" : Luas permukaan luar *tube*

A = 0,098 x 18 x 1,9685 = 3,472 ft^2

maka:

Ud = $\frac{5714,3750}{3,47243\ x\ 60,16}$ = 27,353

Rd = $\frac{Uc-Ud}{Uc\ x\ Ud} = \frac{48,7008-27,353}{48,7008\ x\ 27,353}$ = 0,016386

15. Pressure Drop

a). Sisi *Shell*

Re,s = 406,4125

f = 0,0038 (fig. 29)

N = 12 L/B = 12 $\frac{1,9685}{4,026}$ = 6

$\Delta Ps = \frac{f\ .\ Gs^2\ .\ IDs\ .\ (N+1)}{5,22X10^{10}\ .\ De\ .\ s\ .\ \varphi s}$

$= \frac{0,004\ .\ (4807,34)^2\ .4026\ .(5+1)}{5,22x10^{10}\ .\ 0.061\ .\ 1}$

= 0,00104986 psi

b). Sisi *Tube*

Re,t = 397,9234

f = 0,0012 (fig. 26)

$\Delta Pt = \frac{f\ .\ Gt^2\ .\ L\ .\ N}{5,22X10^{10}\ .\ IDt\ .\ s\ .\ \varphi t}$

$= \frac{0,0012\ .\ (11503,34)^2\ .\ 1,969\ .\ 6}{5,22x10^{10}\ .\ 0.026\ .\ 1}$

= 0,00685861 psi

16. Pressure Drop Total

Gt = 25915,5331 lb/hr.ft^2

$V^2/2g$ = 0,001 (fig. 27)

$\Delta Pr = \frac{4n}{s} \times \frac{V^2}{2g} = \frac{4}{1} \times 0{,}001 = 0{,}004$ psi

$\Delta P_T = \Delta Pt + \Delta Pr = 0{,}00685861 + 0{,}004 = 0{,}010859$ psi

17. Koefisien Perpindahan Panas Overall

$\frac{1}{U} = \frac{1}{hi} + \frac{1}{Uho}$

$\frac{1}{U} = \frac{1}{342} + \frac{1}{57{,}97}$

$\frac{1}{U} = 0{,}0201726$

U = 49,572 BTU/hr.ft^2.ºF

18. Laju Perpindahan Panas Aktual

Qact = U x A x Δt

= 49,572 x 3,472 x 60,16

= 10356,0937 BTU/hr

19. Kapasitas Perpindahan Panas

Ch = Mh x Cph (Fluida panas)

= 396,832 x 1

= 396,832 BTU/hr.ºF

Cc = mc x Cpc (Fluida dingin)

= 158,733 x 1

= 158,773 BTU/hr.ºF

20. Laju Perpindahan Panas Maksimal

Cmin = 158,733 BTU/hr.ºF (nilai terkecil dari Ch dan Cc)

Qmaks = Cmin x (Th1 – tc1)

= 158,733 x (176 – 86)

= 14285,9376 BTU/hr.ºF

21. Efektifitas

$\varepsilon = \frac{Qact}{Qmaks} \times 100\%$

$= \frac{10356{,}0937}{14285{,}9376} \times 100\%$

= 72,49 b

Perbandingan Hasil Hitungan Penelitian Terdahulu dengan Rancangan

Setelah melakukan perhitungan analitik maka didapatkan perbedaan antara hasil perhitungan penelitian terdahulu [1] dengan hasil perhitungan alat yang dirancang, dijelaskan pada Tabel 2. berikut ini :

Tabel 2. Perbandingan Hasil Perhitungan Alat Penukar Panas Jurnal dengan Rancangan.

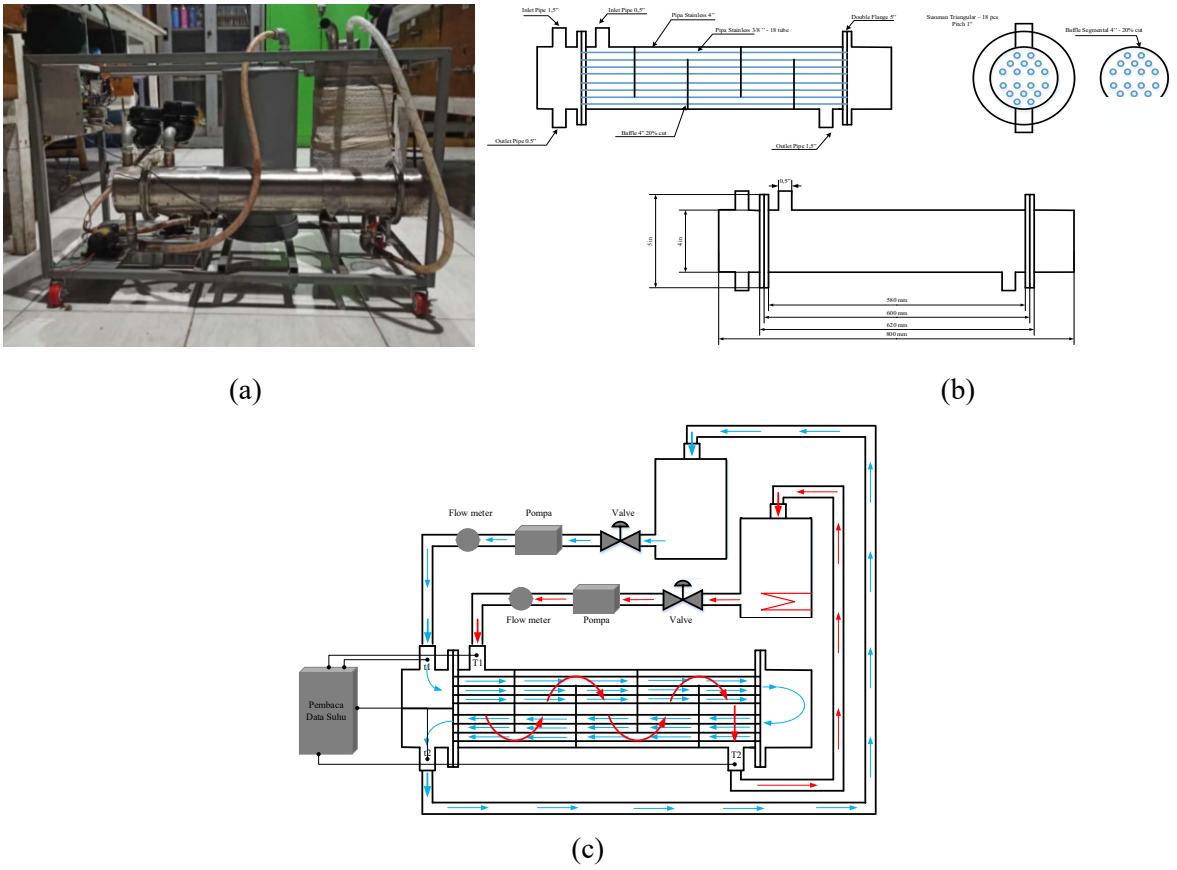
Uraian	Penelitian Terdahulu	Rancangan
Fouling Factor (Rd)	0,011	0,01639
Pressure Drop (ΔPs)	0,00009 psi	0,00105 psi
Pressure Drop (ΔP_T)	0,0327 psi	0,01086 psi
Efektivitas (ε)	40,66 %	72,49 %

Perbedaan spesifikasi dan material alat menyebabkan adanya perbedaan yang cukup signifikan pada temperatur keluar *tube*. Dengan temperatur masuk *tube* yang sama, temperatur keluar *tube* alat penukar panas pada penelitian terdahulu sebesar 95 ºF sedangkan temperatur keluar *tube* alat penukar panas hasil

rancangan sebesar 122 ºF. Hal ini mengakibatkan LMTD pada alat penukar panas hasil rancangan lebih besar. Semakin besar LMTD tersebut, semakin banyak panas yang ditransfer sehingga efektivitas yang didapat semakin tinggi.

Alat Penukar Panas Hasil Rancangan

Setelah melakukan perhitungan analitik untuk mengetahui keamanan dan kelayakan alat penukar panas, selanjutnya pembuatan alat dapat dikerjakan berdasarkan spesifikasi yang telah ditentukan. Berikut alat penukar panas hasil rancangan :



(a) (b)

(c)

Gambar 4. a) Alat Penukar Panas Hasil Rancangan, b) Spesfikasi Alat, c) Skema Alat Penukar Panas

KESIMPULAN

1. Berdasarkan perhitungan analitik alat penukar panas yang dirancang layak dan aman digunakan karena memenuhi standar keamanan alat penukar panas yaitu nilai fouling factor (Rd) 0,016386 hr.ft^2.°F/BTU > 0,002 hr.ft^2.°F/BTU, nilai ΔP_S 0,00105 psi < 10 psi dan nilai ΔP_T 0,01086 psi < 10 psi.
2. Perbedaan hasil perhitungan *fouling factor*, *Pressure drop* dan efektifitas antara penelitian terdahulu dengan hasil rancagan disebabkan karena perbedaan spesifikasi dan material yang digunakan. Perbedaan tersebut mangakibatkan fluida dingin keluar *tube* berbeda. Hal ini mengakibatkan LMTD pada alat penukar panas hasil rancangan lebih besar. Semakin besar LMTD tersebut, semakin banyak panas yang ditransfer sehingga efektivitas yang didapat semakin tinggi.

DAFTAR PUSTAKA

[1]E. Kiswoyo and A. I. Ramadhan, “Perancangan Dan Validasi Desain Alat Penukar Kalor Tipe *Shell and tube* Menggunakan Computational Fluid Dynamics,” *Din. J. Ilm. Tek. Mesin*, vol. 8, no. 2, pp. 39–46, 2017.
[2]M. M and R. Septiawan, “Analisa Pengujian Lelah Material Stainless Steel 304 Dengan

Menggunakan Rotary Bending Fatigue Machine," *J. Rekayasa Mater. Manufaktur dan Energi*, vol. 1, no. 1, pp. 64–73, 2018, doi: 10.30596/rmme.v1i1.2437.
[3]Yunaidi, "Perbandingan Laju Korosi Pada Baja Karbon Rendah dan Stainless Steel Seri 201, 304, dan 430 Dalam Media Nira," *Mek. dan Sist. Termal*, vol. 1, no. 1, pp. 1–6, 2016.
[4]Haryadi and A. Mahmudi, *Buku Ajar : Perpindahan panas*. 2012.
[5]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.
[6]D. Q. Kern, *Process heat transfer*, vol. 250, no. 5. 1950.
[7] Muliawati, E. C., Santoso, M., Ismail, A. F., Jaafar, J., Salleh, M. T., Nurherdiana, S. D., & Widiastuti, N. (2017). Poly (Eugenol Sulfonate)-Sulfonated polyetherimide new blends membrane promising for direct methanol fuel cell. *Malaysian Journal of Analytical Sciences*, *21*(3), 659-668.
[8] Muliawati, E. C., Ismail, A. F., Jaafar, J., Widiastuti, N., Santoso, M., Taufiq, M., ... & Atmaja, L. (2019). Sulfonated PEI membrane with GPTMS-TiO2 as a filler for potential direct methanol fuel cell (DMFC) applications. *Malaysian Journal of Fundamental and Applied Sciences*, *15*(4), 555-560.
[9] Muliawati, E. C., Widiastuti, N., Santoso, M., Ismail, A. F., & Jaafar, J. (2017). Poly (Eugenol Sulfonate)-Sulfonated Polyetherimide-Titanium Dioxide (TiO2) New Blends Membrane Promising For Direct Methanol Fuel Cell (DMFC). *Proceedings Book*, 36.
[10] Muliawati, E. C., & Mirzayanti, Y. W. (2021). Membran Polieugenol Tersulfonasi (PET) Sebagai Potensi Sel Bahan Bakar Metanol Langsung. *Journal of Research and Technology*, *7*(2), 247-256.