

Rancangan alat penukar panas untuk produksi bioetanol berbasis ampas teh

Nazmah Sefriani Dewi^{1,*}, Arif Putra Kirana²

¹Universitas Pendidikan Indonesia, Bandung

²Institut Teknologi Nasional, Bandung

Article Info

Article history:

Received December 20, 2023

Accepted February 1, 2024

Published August 7, 2024

Keywords:

Heat exchanger

Bioethanol

Efektivitas

Ampas teh

ABSTRACT

Heat exchanger adalah alat yang digunakan untuk mentransfer energi panas antar fluida yang memiliki temperatur berbeda tanpa terjadi pencampuran bahan. Dalam proses produksi bioetanol dari ampas teh, heat exchanger digunakan sebagai reboiler dan kondensor. Tujuan penelitian ini adalah merancang alat penukar panas dengan tipe shell and tube untuk memproduksi bioetanol dari ampas teh. Dalam proses perancangan, digunakan standar Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) untuk mendapatkan spesifikasi alat penukar panas. Fluida panas yang digunakan yaitu metanol dan fluida dinginnya yaitu air. Seluruh parameter tersebut kemudian dihitung secara manual menggunakan aplikasi Microsoft Excel untuk mengevaluasi kinerja alat penukar panas yang dirancang. Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa rancangan alat penukar panas dengan 24 tabung memiliki nilai efektivitas sebesar 93.99% dengan faktor fengotor sebesar $0.0134 \text{ }^{\circ}\text{C.m}^2/\text{W}$. Alat penukar panas ini relatif baik untuk digunakan namun, belum memenuhi syarat standar. Untuk itu, perlu disesuaikan kembali parameter-parameter yang digunakan agar alat penukar panas dapat memenuhi standar.



Corresponding Author:

Nazmah Sefriani Dewi,

Departemen Pendidikan Kimia

Fakultas Matematika dan Ilmu Pengetahuan Alam, Universitas Pendidikan Indonesia

Jl. Dr. Setiabudi No.229, Isola, Kec. Sukasari, Kota Bandung, Jawa Barat 40154

Email: *nazmahs8@gmail.com

1. PENGANTAR

Heat exchanger atau alat penukar panas adalah alat yang digunakan untuk mentransfer energi panas antara dua atau lebih fluida, antara permukaan padat dan fluida, atau antara partikel padat dan fluida yang memiliki temperatur berbeda tanpa terjadinya pencampuran bahan yang satu dengan yang lain karena adanya suatu pemisah [1]. Proses ini dimanfaatkan untuk memindahkan kalor dari fluida bersuhu tinggi menuju fluida bersuhu rendah pada suatu sistem, yang biasanya berfungsi sebagai pendingin ataupun pemanas [2]. Perpindahan panas yang terjadi di dalam alat penukar panas berlangsung secara konveksi dan konduksi. Berdasarkan fungsinya, terdapat beberapa jenis alat penukar panas yaitu *cooler*, kondenser, *heater*, *reboiler*, *vaporizer*, dan *chiller* [3].

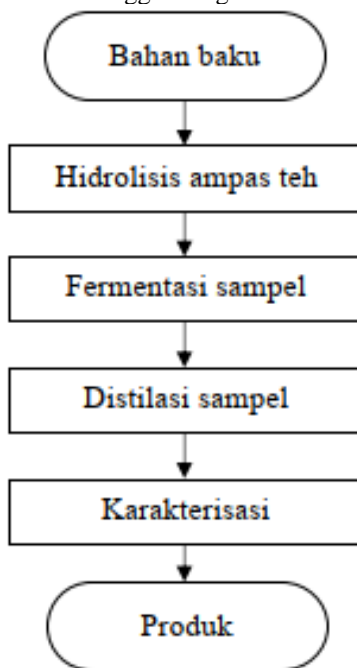
Bioetanol merupakan salah satu bioenergi yang mengandung etanol hasil dari proses fermentasi biomassa yang mengandung pati, gula, dan tanaman berselulosa [4]. Bioetanol merupakan biofuel alternatif yang dapat menurunkan produksi secara signifikan penggunaan bahan bakar minyak bumi pada sektor transportasi [5]. Salah satu bahan baku bioetanol yang paling menjanjikan karena banyak tersedia di alam yaitu lignoselulosa. Lignoselulosa tidak dapat dikonsumsi dalam makanan dan lebih rendah emisi gas rumah kaca jika digunakan dalam produksi bioetanol [6].

Dalam proses produksi bioetanol, terdapat beberapa tahap penting yaitu persiapan bahan baku, pembentukan produk melalui proses fermentasi, dan pemurnian produk. Pemanfaatan alat penukar panas sangat penting terutama pada tahap pemurnian bioetanol sebagai *reboiler* untuk memanaskan kembali cairan dan kondenser untuk pendingin saat destilasi [7]. Berdasarkan penelitian mengenai perancangan peralatan pabrik dan proses produksi bioetanol tersebut, maka dilakukan penelitian ini dengan tujuan merancang alat penukar

panas dengan tipe *shell and tube* untuk produksi bioetanol berbahan dasar ampas teh. Kandungan lignoselulosa dalam limbah teh mempunyai potensi yang besar untuk dimanfaatkan sebagai bahan baku pembentukan bioetanol [8]. Hasil penelitian ini dapat bermanfaat sebagai acuan dalam merancang industri dan sebagai model pembelajaran dalam perancangan industri.

2. METODE PENELITIAN

Limbah teh kering dihidrolisis menggunakan 1000 mL H_2SO_4 2% dengan cara pemanasan pada suhu 150°C selama 1 jam. Selanjutnya, dilakukan fermentasi dengan enzim *Saccharomyces cerevisiae* selama 4 hari di dalam reaktor yang tertutup. Proses fermentasi akan merubah sukrosa dan karbohidrat lainnya menjadi etanol. Etanol tersebut kemudian didistilasi sehingga menghasilkan alkohol yang lebih murni [8].



Gambar 1. Tahapan pembuatan bioetanol

Tabel 1 menunjukkan asumsi yang digunakan untuk karakteristik fluida yang digunakan dalam alat penukar panas. Jenis alat penukar panas yang digunakan dalam rancangan produksi biotanol ini yaitu alat penukar panas tipe *shell and tube*. Fluida panas yang digunakan adalah metanol, sedangkan fluida dinginnya adalah air. Fluida panas masuk pada suhu 82°C dan keluar pada suhu 30°C . Fluida dingin masuk pada suhu 15°C dan keluar pada suhu 25°C [9]. Debit metanol yang masuk adalah 2.0 kg/s, sedangkan debit air yang masuk adalah 1.0 kg/s.

Tabel 1. Spesifikasi data untuk fluida panas dan fluida dingin.

| Parameter | <i>Tube side</i> Fluida panas | <i>Shell side</i> Fluida dingin |
|---|----------------------------------|------------------------------------|
| <i>Fluid Material</i> | Metanol | Air |
| <i>Mass flow rate (m; kg/s)</i> | 2.0 | 1.0 |
| <i>Density (ρ; kg/m³)</i> | 792 | 997 |
| <i>Dynamic viscosity (μ; Kg/m.s)</i> | 0.000597 | 0.000952 |
| <i>Inlet Temperature in tube side (Ti; °C)</i> | 82 | 15 |
| <i>Inlet Temperature in tube side (Ti; °K)</i> | 355 | 288 |
| <i>Outlet Temperature in tube side (To; °C)</i> | 30 | 25 |
| <i>Outlet Temperature in tube side (To; °K)</i> | 303 | 298 |
| <i>Heat Capacity (Cp; J/Kg.K)</i> | 2530 | 4178 |
| <i>Thermal conductivity of fluid materials (K; W/m.K)</i> | 0.204 | 0.609 |
| <i>Operating pressure (P; atm)</i> | 1.0 | 1.0 |

Tabel 2 menunjukkan spesifikasi yang digunakan untuk merancang alat penukar panas tipe *shell and tube*. Dalam proses perancangan alat penukar panas, digunakan acuan standard Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) yang merupakan standar otoritas dalam merancang dan manufaktur alat penukar panas yang telah diterima di seluruh dunia.

Tabel 2. Spesifikasi *heat exchanger* berdasarkan standard TEMA

| Parameter | Spesifikasi |
|--------------------------------------|-------------|
| <i>Shell and tube material</i> | Baja karbon |
| <i>Conductivity thermal (W/m.K)</i> | 206 |
| <i>Tube inner Diameter (m)</i> | 0.016 |
| <i>Wall Thickness (m)</i> | 0.0012 |
| <i>Tube Length (m)</i> | 4.87 |
| <i>Tube arrangements</i> | Trigular |
| <i>Pitch Tube (Pt)</i> | 0.0238 |
| <i>Tube-side passes</i> | 2 pass |
| <i>Tube Characteristic Angle (°)</i> | 30 |
| <i>Tube outer Diameter (m)</i> | 0.019 |
| <i>Inner diameter (m)</i> | 0.3048 |
| <i>Outer diameter (m)</i> | 0.3248 |
| <i>Clearance</i> | 0.0047498 |
| <i>Shell Diameter (m)</i> | 0.15 |
| <i>Baffle Cut</i> | 20% |
| <i>Baffle Spacing (m)</i> | 0.0675 |

Dalam penelitian ini dilakukan serangkaian perhitungan untuk menganalisis nilai koefisien koreksi perpindahan panas, penurunan tekanan pada *shell and tube*, serta efektivitas rancangan alat penukar panas. Perhitungan tersebut dilakukan menggunakan aplikasi Microsoft Excel berdasarkan persamaan 1-27 tertera pada Tabel 3 [10].

Tabel 3. Perhitungan parameter alat penukar panas

| Bagian | Parameter | Rumus | Persamaan |
|-----------------|---|---|-----------|
| Basic parameter | | $Q_c = Q_h$ | (1) |
| | | $m_c \times C_{p_c} \times \Delta T_c = m_h \times C_{p_h} \times \Delta T_h$ | |
| | <i>The energy transferred (Q)</i> | Keterangan: Q = the energy transferred (Wt) m = the mass flow rate of the fluid (Kg/s) C_p = the specific heat ΔT = the fluid temperature difference (°C). | |
| | | | (2) |
| | Logarithmic mean temperature differenced (LMTD) | $LMTD = \frac{(T_{hi} - T_{ci}) - (T_{ho} - T_{co})}{\ln \frac{(T_{hi} - T_{ci})}{(T_{ho} - T_{co})}}$ | |
| | | Keterangan: T_{hi} = temperature of the hot fluid inlet (°K) T_{ho} = temperature of the hot fluid outlet (°K) T_{ci} = temperature of the cold fluid inlet (°K) T_{co} = temperature of the cold fluid outlet (°K) | |
| | | $P = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}}$ | (3) |
| | | $R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}}$ | (4) |
| | | $F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \left[\frac{1 - P}{1 - PR} \right]}{(R - 1) \ln \left(\frac{2 - P(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right)}$ | (5) |
| | Correction factor (F) | Keterangan: P = temperature efficiency of the heat exchanger R = ratio of the product of fluid flow in the shell with specific heat to fluid flow in the tube F = correction factor | |

| | | | |
|---|--|---|------|
| | | $A = \frac{Q}{U \times (LTMD \times F)}$ | (6) |
| Heat Transfer Field Area (A ; m^2) | | Keterangan: Q = the energy transferred (W) U = the overall heat transfer coefficient | |
| | | $Nt = \frac{A}{\pi \times D_o \times l}$ | (7) |
| | | Keterangan: N = the number of tubes A = the area of the heat transfer area (m^2), $\pi = 3.14$ D_o = tube diameter (m) l = tube diameter (m) | (8) |
| Number of Tubes and Shell Diameter (D_s ; m) | | $D_s = 0.63 \left(\sqrt{\frac{CL}{CTP} \times ((A \times (PR)^2 \times D_o \frac{1}{l}))} \right)^{\frac{1}{2}}$ | |
| | | Keterangan: P, R = the correction factor L_o = tube diameter (m). For CTP value (one tube pass = 0,93; two tube pass = 0,90; and three tube pass = 0,85) and CL value (90° dan $45^\circ = 1,00$; 30° dan $60^\circ = 0,87$). | |
| Tube | | $a_t = N_t \frac{a'_t}{n}$ | (9) |
| | | Keterangan: a_t = the total heat transfer surface area in the tube (m^2) N_t = the number of tubes a'_t = the flow area in the tube (m^2) n = the number of passes. | |
| Surface Area of Total Heat Transfer in Tube (a_t ; m^2) | | $a'_t = \frac{\pi}{4} \times (D_{i,t})^2$ | |
| | | Keterangan: $D_{i,t}$ = inner diameter of tube | (10) |
| Mass Flow Rate of Water in Tube (G_t ; kg/m^2s) | | $G_t = \frac{m_{th}}{a_t}$ | |
| | | Keterangan: m_{th} = the mass flow rate of the hot fluid (kg/s) a_t = the flow area tube (m^2) | (11) |
| Reynold number in tube (Re, t) | | $Re_t = \frac{d_{i,t} \times G_t}{\mu}$ | |
| | | Keterangan: Re_t = the Reynolds number in tube $d_{i,t}$ = the inner tube diameter (m), G_t = the mass flow of water in the tube (m^2) μ = the dynamic viscosity (Kg/ms). | |

(12)

$$Pr = \left(\frac{C_p \times \mu}{K} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Prandtl
Number
(Pr, t)

Keterangan:

Pr = Prandtl number

C_p = the specific heat of the fluid in the tube

μ = the dynamic viscosity of the fluid in the tube (Kg/ms)

K = the thermal conductivity of the tube material (W/m^oK).

(13)

Nusselt
number
(Nu, t)

$$Nu = 0.023 \times Re_t^{0.6} \times Pr^{0.33}$$

Keterangan:

Re_t = the Reynolds number in tube

Pr = Prandtl number

(14)

$$hi = \frac{Nu \times K}{d_i, t}$$

Inside
coefficient (hi)

Keterangan:

h_i = the convection heat transfer coefficient in the tube (W/m²°C)

K = the thermal conductivity of the material (W/m^oC)

d_i, t = the inner tube diameter (m)

Shell

(15)

$$A_s = \frac{d_s \times C \times B}{P_t}$$

Shell flow area
(As)

Keterangan:

d_s = shell diameter (m)

C = clearance (Pt-do)

B = Baffle spacing

P_t = tube pitch (1.25 × do) (m)

(16)

$$Gs = \frac{m_c}{A_s}$$

Mass Flow
Rate of Water
in Shell
(Gs)

Keterangan:

m_c = the mass flow rate of the cold fluid (Kg/s)

A_s = the shell flow area (m²)

(17)

$$d_e = \frac{4 \left(\frac{Pt}{2} \times 0.87 Pt - \frac{1}{2} \pi \frac{d_{o,t}^2}{4} \right)}{\frac{1}{2} \pi d_{o,t}}$$

Equivalent
diameter (de)

Keterangan:

Pt = tube pitch (1.25 × do) (m)

π = 3.14

$d_{o,t}$ = tube outside diameter (m)

(18)

$$Re_s = \frac{d_e \times Gs}{\mu}$$

Reynold
number in
shell (Re,s)

Keterangan:

Re_s = Reynold number

d_{is} = inner tube diameter (m)

$$\begin{aligned}
 GS &= \text{the mass flow of water in the shell} \\
 &(\text{Kg/m}^2\text{s}) \\
 \mu &= \text{the dynamic viscosity (Kg/ms)}
 \end{aligned}
 \tag{19}$$

$$Pr = \left(\frac{C_p \times \mu}{K} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\begin{aligned}
 &\text{Prandtl} \\
 &\text{Number in} \\
 &\text{shell (Pr, s)}
 \end{aligned}
 \begin{aligned}
 &\text{Keterangan:} \\
 &Pr_s = \text{Prandtl number} \\
 &C_p = \text{specific heat capacity (kJ/kg}^\circ\text{C)} \\
 &\mu = \text{dynamic fluid viscosity (Kg/ms)} \\
 &K = \text{thermal conductivity (W/m}^\circ\text{C)}
 \end{aligned}
 \tag{20}$$

$$\begin{aligned}
 &\text{Nusselt} \\
 &\text{number in} \\
 &\text{shell (Nu, s)}
 \end{aligned}
 \begin{aligned}
 &Nu_s = 0.023 \times Re_s^{0.6} \times Pr^{0.33} \\
 &\text{Keterangan:} \\
 &Re_s = \text{Reynold number} \\
 &Pr = \text{Prandtl number}
 \end{aligned}
 \tag{21}$$

$$\begin{aligned}
 &\text{Convection} \\
 &\text{Heat Transfer} \\
 &\text{Coefficient} \\
 &\text{(hs)}
 \end{aligned}
 \begin{aligned}
 &hs = \frac{Nu \times K}{d_e} \\
 &\text{Keterangan:} \\
 &h_s = \text{convection heat transfer coefficient} \\
 &\quad (\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C)} \\
 &K = \text{thermal conductivity (W/m}^\circ\text{C)} \\
 &d_e = \text{shell diameter (m)}
 \end{aligned}
 \tag{22}$$

Shell and Tube

$$\begin{aligned}
 &\text{Actual Overall} \\
 &\text{Heat Transfer} \\
 &\text{Coefficient} \\
 &\text{(Uact)}
 \end{aligned}
 \begin{aligned}
 &U_{act} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\Delta r}{k} + \frac{1}{h_s}} \\
 &\text{Keterangan:} \\
 &h_i = \text{inside heat transfer coefficient (W/m}^2\text{ }^\circ\text{C)} \\
 &h_s = \text{outside heat transfer coefficient (W/m}^2\text{ }^\circ\text{C)}, \\
 &\Delta r = \text{wall thickness (m)} \\
 &k = \text{thermal conductivity (W/m}^\circ\text{C)}
 \end{aligned}
 \tag{23}$$

Heat rate

$$\begin{aligned}
 &\text{Hot Fluid Rate} \\
 &\text{(Ch; W/}^\circ\text{C)}
 \end{aligned}
 \begin{aligned}
 &C_h = m_h \cdot Cp_h \\
 &\text{Keterangan:} \\
 &C_h = \text{hot fluid rate (W/}^\circ\text{C)} \\
 &Cp_h = \text{specific heat capacity (J/Kg}^\circ\text{C)} \\
 &m_h = \text{mass flow rate of hot fluid (Kg/s)}
 \end{aligned}
 \tag{24}$$

$$\begin{aligned}
 &\text{Cold Fluid} \\
 &\text{Rate} \\
 &\text{(C; W/}^\circ\text{C)} \\
 &\text{and} \\
 &\text{Maximum} \\
 &\text{Heat} \\
 &\text{Transfer} \\
 &\text{(Qmax; W)}
 \end{aligned}
 \begin{aligned}
 &C_c = m_c \cdot Cp_c \\
 &\text{Keterangan:} \\
 &C_c = \text{cold fluid rate (W/}^\circ\text{C)}, \\
 &Cp_h = \text{specific heat capacity (J/Kg}^\circ\text{C)}, \\
 &m_c = \text{mass flow rate of cold fluid (Kg/s)}
 \end{aligned}$$

$$Q_{max} = C_h (T_{hi,t} - T_{ci,s})$$

Effectiveness

$$\begin{aligned}
 &\text{Heat} \\
 &\text{Exchanger} \\
 &\text{Effectiveness} \\
 &\text{(}\varepsilon\text{)}
 \end{aligned}
 \begin{aligned}
 &\varepsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{max}} \times 100\% \\
 &\text{Keterangan:} \\
 &Q_{act} = \text{actual energy transferred (W)} \\
 &Q_{max} = \text{maximum heat transfer (W)}
 \end{aligned}
 \tag{25}$$

$$NTU = \frac{U \times A}{C_{min}} \quad (26)$$

Number of
Transfer Unit
(NTU)

Keterangan:

U = overall heat transfer coefficient
(W/m²°C)

A = heat transfer area (m²)

C_{min} = minimum heat capacity rate (W/°C)

$$Rf = \frac{U_a - U_{act}}{U_a \times U_{act}} \quad (27)$$

Fouling factor
(Rf)

Keterangan:

Rf = fouling factor

U_a = overall heat transfer coefficient (W/m²°C)

U_{act} = actual overall heat transfer coefficient

(W/m²°C)

3. HASIL DAN ANALISIS

Pada tabel 4 menunjukkan hasil perhitungan mengenai efektivitas rancangan alat penukar panas untuk produksi bioetanol yang dihitung berdasarkan asumsi pada tabel 1 dan 2. Penggunaan metanol sebagai fluida panas dikarenakan metanol memiliki sifat perpindahan panas yang baik (Raviteja & Reddy, 2018), memiliki tingkat penyerapan yang sesuai, dapat beroperasi pada tekanan yang relatif rendah [12], dan dapat direformasi untuk menghasilkan gas kaya hidrogen, yang dapat digunakan sebagai bahan bakar untuk sistem sel bahan bakar [13]. Selain itu, penggunaan air sebagai fluida dingin karena air memiliki kapasitas panas spesifik yang tinggi, yang memungkinkannya membawa dan menyimpan energi dalam jumlah yang lebih tinggi dibandingkan dengan udara [14], ramah lingkungan [15], memiliki sifat perpindahan panas yang baik [16], serta dapat mencegah oksidasi dan kerusakan bahan logam dan menekan pertumbuhan ganggang dan mikroorganisme.

Tipe *shell and tube* merupakan jenis alat penukar panas yang paling sering digunakan di industri, salah satunya industri kimia. Tipe ini terdiri dari suatu tabung dengan diameter yang cukup besar yang didalamnya berisi seberkas pipa dengan diameter relatif kecil. Salah satu fluida yang dipertukarkan energinya, dilewatkan di dalam pipa, sedangkan fluida lainnya dilewatkan di luar pipa atau di dalam tabung. *Shell* merupakan satu dari dua komponen utama dalam alat penukar panas yang berada pada bagian luar yang menutupi bagian *tube*. *Shell* ini mengalirkan fluida air atau fluida dingin. *Tube* merupakan komponen utama dalam alat penukar panas *shell and tube*. *Tube* merupakan bagian yang mengalirkan fluida panas atau metanol dalam rancangan ini [18].

Tabel 4. Hasil perhitungan performa parameter rancangan *heat exchanger*

| No. | Parameter | Hasil |
|-----|--|------------------------------|
| 1 | Initial Heat Transfer Rate (Q) | 263120 W |
| 2 | Logarithmic Mean Temperature Difference (LMTD) | 45.8 °C |
| 3 | Assumed Overall Fluid Heat Coefficient of Water (U_a) | 900 W/m ² .K |
| 4 | Area of Heat Transfer (A) | 7.139 m ² |
| 5 | Number of Tube (N_t) | 24 |
| 6 | Total Heat Transfer Surface Area in Tube (a_t) | 0.0024 m ² |
| 7 | Mass Flow Rate of Water Fluid in Tube (G_t) | 829.352 kg/m ² .s |
| 8 | Reynold Number in Tube (Re, t) | 22227.20 |
| 9 | Prandtl Number in Tube (Pr, t) | 2.721 |
| 10 | Nusselt Number in Tube (Nu, t) | 12.981 |
| 11 | Convection Heat Transfer Coefficient in the Tube (h_i) | 165.512 W/m ² .K |
| 12 | Bundle Shell (Db) | 0.06096 m |
| 13 | Total Heat Transfer Surface Area in Shell (a_s) | 0.00412 m ² |
| 14 | Mass Flow Rate of Water Fluid in Shell (G_s) | 243.547 kg/m ² .s |
| 15 | Equivalent Diameter (De) | 0.0434 m |
| 16 | Reynold Number in Shell (Re, s) | 11098.93 |
| 17 | Prandtl Number in Shell (Pr, s) | 2.556 |
| 18 | Nusselt Number in Shell (Nu, s) | 8.382 |
| 19 | Convection Heat Transfer Coefficient in Shell (h_s) | 117.66 W/m ² .K |
| 20 | Overall Heat Transfer Coefficient Actual (U_{act}) | 68.746 W/m ² .K |

| | | |
|----|---|-----------------------------|
| 21 | <i>HE Effectiveness (ϵ)</i> | 93.99 % |
| 22 | <i>Number of Transfer Unit (NTU)</i> | 1.5 |
| 23 | <i>Fouling Resistance</i> | 0.0134 °C.m ² /W |

Berdasarkan hasil yang perhitungan, efektivitas alat penukar panas yang dirancang mencapai nilai 93.99% dengan laju perpindahan panas (Q) sebesar 263120 W. Efektivitas yang dihasilkan ini merupakan nilai dari jumlah panas yang dibawa. Semakin tinggi efektivitas alat penukar panas artinya alat tersebut semakin baik. Tingginya efektivitas disebabkan oleh perbedaan suhu antara *input* dan *output*-nya yang besar [19] serta tingginya *flow rate*. Peningkatan nilai efektivitas juga dikarenakan nilai *fouling factor* yang semakin rendah menyebabkan perpindahan panas yang terjadi lebih maksimal [20].

Fouling factor atau angka ketahanan termal ekstra (R_f) merupakan faktor pengotor yang dapat menyebabkan turunnya kinerja alat penukar panas. Faktor pengotor yang diizinkan dalam standar TEMA untuk fluida air adalah 0,0002°C.m²/W. Namun, pada perancangan ini faktor pengotor yang terhitung sebesar 0.0134 °C.m²/W, yang menandakan belum sesuai atau belum memenuhi persyaratan standar TEMA meskipun nilai efektivitasnya baik.

Berdasarkan nilai Reynold (Re) yaitu sebesar 22227.20 pada *tube* dan 11098.93 pada *shell*, keduanya memiliki nilai $Re < 2300$ sehingga menunjukkan jenis aliran fluida pada *shell and tube* adalah aliran laminar. Aliran laminar merupakan aliran udara yang terjadi akibat tidak adanya gangguan atau tidak ada perpotongan pada aliran fluida di tiap lapisan paralel. Kondisi ini dapat terjadi karena fluida bergerak sangat lambat atau memiliki tingkat kekentalan yang tinggi. Aliran fluida ditentukan oleh nilai Reynolds. Jika nilai $Re > 2300$ maka aliran fluida mengikuti aliran turbulen. Sebaliknya jika $Re < 2300$ maka aliran fluida mengikuti aliran laminar [21].

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan dengan asumsi spesifikasi alat penukar panas dari standar TEMA, dimana menggunakan tipe *shell and tube* 2-pass dan jumlah *tube* sebanyak 24 menunjukkan bahwa rancangan alat penukar panas untuk memproduksi bioetanol dari ampas teh ini memiliki efektivitas sebesar 93.99% dan faktor *fouling* sebesar 0.0134 °C.m²/W. *Heat exchanger* memiliki tipe aliran laminar dengan laju perpindahan panas sebesar 263120 W. Alat penukar panas ini relatif baik untuk digunakan namun, dari sisi faktor pengotor belum memenuhi syarat standar TEMA. Untuk itu, perlu disesuaikan kembali parameter-parameter operasional baik dari ukuran alat maupun sistem fluidanya agar alat penukar panas dapat memenuhi standar.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] R. K. Shah and D. P. Sekulic, Fundamentals of heat exchanger design. John Wiley & Sons, 2003, doi : [10.1002/9780470172605](https://doi.org/10.1002/9780470172605)
- [2] G. Aprianto, B. Septian, P. D. Rey, and A. Aziz, "Desain Dan Fabrikasi Alat Penukar Kalor (Heat Exchanger) Tipe Shell and Tube," Metr. Ser. Teknol. dan Sains, vol. 2, no. 1, pp. 2774-2989, 2021, [Online]
- [3] R. Yuniarti et al., "Pengaruh Temperatur Dan Arah Aliran Terhadap Efektivitas Penukar Panas Ntu (ϵ -Ntu) Pada Alat Penukar Panas Tipe Plate and Frame," J. Integr. Proses, vol. 11, no. 1, p. 32, 2022, doi: [10.36055/jip.v11i1.13989](https://doi.org/10.36055/jip.v11i1.13989)
- [4] V. D. Loupatty, "Pemanfaatan Bioetanol sebagai Sumber Energi Alternatif Pengganti Minyak Tanah," Maj. Biam, vol. 10, no. 2, pp. 50-59, 2014.
- [5] B. Debnath, D. Haldar, and M. K. Purkait, "Potential and sustainable utilization of tea waste: A review on present status and future trends," J. Environ. Chem. Eng., vol. 9, no. 5, p. 106179, 2021, doi: [10.1016/j.jece.2021.106179](https://doi.org/10.1016/j.jece.2021.106179)
- [6] M. Morales, A. Arvesen, and F. Cherubini, "Integrated process simulation for bioethanol production: Effects of varying lignocellulosic feedstocks on technical performance," Bioresour. Technol., vol. 328, p. 124833, 2021, doi: [10.1016/j.biortech.2021.124833](https://doi.org/10.1016/j.biortech.2021.124833)
- [7] E. Larasati and A. Setya Wirasakti, "Pra Rancangan Pabrik Bioetanol Dari Biji Sorgum Kapasitas 10.000 Ton/Tahunperancangan Pabrik," pp. 1-239, 2018.
- [8] M. K. Afdhol, H. Z. Zulaika, and C. P. Siregar, "Production of Bioethanol from Spent Tea and Potential Used in Petroleum Region," J. Earth Energy Eng., vol. 8, no. 1, pp. 21-26, 2019, doi: [10.25299/jeece.2019.vol8\(1\).2602](https://doi.org/10.25299/jeece.2019.vol8(1).2602)
- [9] A.H. Mappamadeng, "Desain Proyek Pabrik Pembuatan Bioetanol Dari Tandan Kosong Kelapa Sawit Dengan Proses Ssf (Simultaneous Saccharification And Fermentation) Kapasitas 112.000 Ton/Tahun." Universitas Diponegoro, 2022.
- [10] B. D. Nandiyanto, S. R. Putri, R. Ragadhita, and T. Kurniawan, "Design of Heat Exchanger for the Production of Carbon Particles," J. Eng. Sci. Technol., vol. 17, no. 4, pp. 2788-2798, 2022.

- [11] R. S. Surakasi Raviteja, Gondesi Satya Mahesh Reddy, "Heat transfer through fabricated coil type shell in tube heat exchanger," *Int. J. Adv. Res. Ideas Innov. Technol.*, vol. 4, no. 6, pp. 564-573, 2018.
- [12] S. J. Andreasen, S. K. Kær, and M. P. Nielsen, "Experimental Evaluation of a Pt-based Heat Exchanger Methanol Reformer for a HTPEM Fuel Cell Stack," *ECS Trans.*, vol. 12, no. 1, p. 571, 2008, doi: [10.1149/1.2921583](https://doi.org/10.1149/1.2921583)
- [13] M. Vallès, M. Bourouis, D. Boer, and A. Coronas, "Absorption of organic fluid mixtures in plate heat exchangers," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 42, no. 1, pp. 85-94, 2003, doi: [10.1016/S1290-0729\(02\)00011-X](https://doi.org/10.1016/S1290-0729(02)00011-X)
- [14] Y. Hadad, B. Ramakrishnan, S. Alkharabsheh, P. R. Chiarot, and B. Sammakia, "Numerical modeling and optimization of a V-groove warm water cold-plate," in 2017 33rd Thermal Measurement, Modeling & Management Symposium (SEMI-THERM), 2017, pp. 314-319. doi: [10.1109/SEMI-THERM.2017.7896948](https://doi.org/10.1109/SEMI-THERM.2017.7896948)
- [15] H. Jouhara and R. Meskimmon, "An investigation into the use of water as a working fluid in wraparound loop heat pipe heat exchanger for applications in energy efficient HVAC systems," *Energy*, vol. 156, pp. 597-605, 2018, doi: [10.1016/j.energy.2018.05.134](https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.05.134)
- [16] Liu, R. Wu, H. Yu, H. Zhan, and L. Xu, "Heat Transfer Characteristics of Cold Water Phase-Change Heat Exchangers under Active Icing Conditions," *Energies*, vol. 15, no. 19. 2022. doi: [10.3390/en15197392](https://doi.org/10.3390/en15197392)
- [17] c. Takashi, c., Morita, c., Isamu, c., Tadahiro, Ohmi., Masaki, "Use of reductive water in heat exchange systems," 2000
- [18] Septian et al., "Design of Heat Exchanger Shell and Tube," *J. Baut dan Manufaktur*, vol. 03, no. 1, pp. 2686-5351, 2021.
- [19] S. R. Battula, K. R. Chittireddy, M. Pullurwar, and K. K. Sriramoju, "Thermal performance of corrugated plate heat exchanger using ethylene glycol as test fluid," *J. Mech. Energy Eng.*, vol. 4, no. 2, pp. 167-172, 2020, doi: [10.30464/jmee.2020.4.2.167](https://doi.org/10.30464/jmee.2020.4.2.167)
- [20] A.Chalim, "Penentuan Number Transfer Unit (NTU) dari Sistem Fluida Propilen Glikol-Air, Untuk Evaluasi Efisiensi Penukar Panas Shell and Tube 1-1," in *Seminar Nasional Rekayasa Proses Industri Kimia*, 2019, vol. 3, no. 1, pp. 15-20.
- [21] J. I. Kindangen, "Pendinginan Pasif untuk Arsitektur Tropis Lemb

