

ANALISIS EFEKTIVITAS PENUKAR KALOR PIPA HELIKAL DESTILASI MINYAK ATSIRI KAYU PUTIH

Antonius Hatumessen^{1*}, Nicolas Titahelu², Cendy Sophia Tupamahu³

¹Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura, Ambon, 97233

*Email: tonihatumessen@yahoo.com

²Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura, Ambon, 97233

Email: titahelun@gmail.com

³Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura, Ambon, 97233

Email: tupamahucendy@gmail.com

Abstrak. Tanaman kayu putih merupakan salah satu tanaman penghasil minyak atsiri. Pengolahan minyak kayu putih pada umumnya menggunakan metode destilasi. Destilasi minyak kayu putih yang digunakan secara tradisional menggunakan kondensor pipa lurus. Kelemahan dari kondensor pipa lurus yakni suhu kondensat yang keluar masih sangat tinggi, hal ini menunjukkan bahwa efektivitas kondensor pipa lurus belum optimal. Untuk mengoptimalkan efektivitas kondensor sistem destilasi, maka dirancang sebuah kondensor dengan tipe kondensor pipa helikal pada sistem destilasi minyak atsiri. Pada penelitian ini akan memvariasikan rasio perbandingan jarak pitch terhadap diameter pipa kondensor, yang mana bertujuan untuk mendapatkan rasio pitch helikal coil yang efektif untuk mengoptimalkan efektivitas kondensor pipa helikal. Penelitian ini menggunakan metode simulasi pada COMSOL Multiphysics 5.4. Varian rasio pitch yang digunakan yakni sebesar 2,1; 2,62; 3,15; 3,67; 4,2. Parameter yang dikonstantakan pada penelitian ini adalah suhu fluida masuk pada sisi tube 373 K, suhu fluida masuk pada sisi shell 288 K, kecepatan masuk fluida pada sisi tube 0,2 m/s, dan kecepatan masuk fluida pada sisi shell 1 m/s. Hasil dari simulasi dengan memvariasikan rasio pitch menunjukkan efektivitas meningkat seiring menurunnya nilai rasio pitch, dimana efektivitas tertinggi ditunjukkan pada rasio pitch 2,1 dengan 75,9% dan efektivitas terendah ditunjukkan pada rasio pitch 4,2 dengan 70,7%.

Kata kunci: Penukar kalor, pipa helikal, rasio *pitch*

Abstract. *Eucalyptus plant is one of the essential oil-producing plants. Eucalyptus oil processing generally uses the distillation method. Traditionally used eucalyptus oil distillation uses a straight pipe condenser. The weakness of the straight pipe condenser is that the temperature of the condensate that comes out is still very high, this shows that the effectiveness of the straight pipe condenser is not optimal. To optimize the effectiveness of the distillation system condenser, a condenser with a helical pipe type condenser is designed in the essential oil distillation system. This study will vary the ratio of the pitch distance to the diameter of the condenser pipe, which aims to obtain an effective helical coil pitch ratio to optimize the effectiveness of the helical pipe condenser. This study uses the simulation method on COMSOL Multiphysics 5.4. The pitch ratio variant used is 2.1; 2.62; 3.15; 3.67; 4.2. The parameters that are constant in this study are the inlet fluid temperature on the tube side 373 K, the inlet fluid temperature on the shell side 288 K, the fluid inlet velocity on the tube side 0.2 m/s, and the fluid inlet velocity on the shell side 1 m/s. The results of the simulation by varying the pitch ratio show that the effectiveness increases as the pitch ratio value decreases, where the highest effectiveness is shown at pitch ratio of 2.1 which 75.9% and the lowest effectiveness is shown to pitch ratio of 4.2 which 70.7%.*

Keywords: Heat exchanger, helical pipe, pitch ratio

1. PENDAHULUAN

Pengolahan minyak atsiri dari tanaman kayu putih banyak ditemukan di kepulauan Maluku. Minyak atsiri kayu putih sering digunakan sebagai pengobatan alternatif. Hal tersebut dikarenakan komponen utama minyak atsiri yakni sineol termasuk dalam golongan terpenoid. Sineol merupakan senyawa monoterpen yang mana berperan sebagai antimikroba, antioksidan kekebalan tubuh, analgesic dan spasmolitik.

Metode yang digunakan dalam pengolahan minyak atsiri kayu putih yakni metode destilasi. Pada sistem destilasi terdapat dua komponen utama yakni boiler sebagai tempat mengukus produk dan kondensor sebagai tempat untuk mendinginkan uap hasil kukusan. Model kondensor pada sistem destilasi yang ada didaerah kepulauan maluku masih menggunakan model kondensor pipa lurus, dimana terdapat kelemahan dari model ini yaitu suhu kondesat yang masih tinggi. Hal ini menunjukkan bahwa kinerja kondensor belum optimal.

Berdasarkan riset yang dilakukan terhadap perbandingan penukar kalor pipa lurus dan pipa helical, diketahui bahwa penukar kalor pipa helical lebih efektif dari penukar kalor pipa lurus. Beberapa penelitian terdahulu telah dilakukan untuk mengoptimalkan kinerja dari kondensor. Moawed, M.[1] melakukan penelitian terhadap fenomena konveksi alami pada penukar kalor pipa helical dengan posisi vertikal dan horizontal. Fernández-Seara, et al.[2] melakukan analisis secara numerik kinerja penukar kalor pipa helical dan melakukan validasi dengan data eksperimental. Alimoradi & Veysi.[3] melakukan perhitungan terhadap laju perpindahan panas dan pembangkitan entropi untuk perpindahan panas konveksi paksa pada pipa helical, dimana nilai kritis dan nilai optimal dicari untuk meningkatkan nilai COP (laju perpindahan panas per entropi yang dibangkitkan). Xu, X. et al.[4] menganalisis secara teoritis mekanisme perpindahan panas pada penukar kalor pipa helical, hasilnya menunjukkan bahwa efektivitas penukar kalor pipa helical sangat tinggi karena gerakan aliran sekunder yang tegak lurus terhadap aliran utama yang disebabkan oleh gaya sentrifugal dari fluida. Mirgolbabaie, H.[5] melakukan analisis secara numerik kinerja sebuah penukar kalor pipa helical, dimana diselidiki pengaruh dari jarak *pitch* dan diameter *tube* terhadap efektivitas penukar kalor.

Dari beberapa penelitian terkait perpindahan panas pada pipa helical, belum ada penggunaan pada kondensor sistem destilasi minyak atsiri. Oleh karena itu, pada penelitian ini akan

dirancang model pipa helical pada sistem kondensor minyak atsiri dengan tujuan untuk mengoptimalkan efektivitas kondensor minyak atsiri. Pada penelitian ini akan dianalisis pengaruh rasio *pitch* (perbandingan jarak *pitch* terhadap diameter *tube*) terhadap efektivitas kondensor sistem destilasi dengan model aliran *counter flow*. Metode numerik akan digunakan untuk menganalisis kinerja dari kondensor pipa helical tersebut.

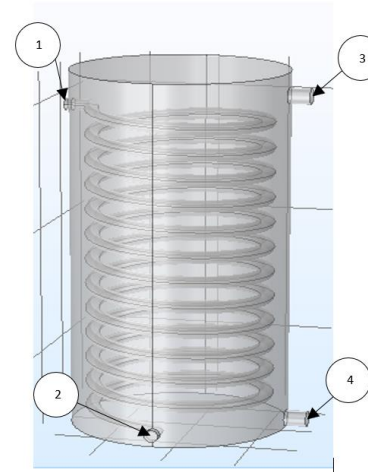
2. BAHAN DAN METODE

2.1. Alat Penelitian

Pada penelitian ini digunakan COMSOL Multiphysics 5.4 untuk melakukan simulasi aliran. Simulasi dijalankan pada PC-Desktop Windows 10 Pro 64bit dengan spesifikasi prosesor Intel® Core™ i7-7700 @3,60GHz (8 CPUs) dan 8192MB RAM.

2.2. Model

Pada penelitian ini akan dirancang model kondensor dengan konstruksi sebagai berikut:



Gambar 1. Model geometri kondensor

Keterangan:

1. Saluran masuk uap
2. Saluran keluar uap
3. Saluran masuk air
4. Saluran keluar air

Tabel 1. Geometri kondensor pipa helical

Parameter	Ukuran (cm)
Diameter <i>shell</i>	30
Tinggi <i>shell</i>	57
Diameter <i>tube</i>	1,905
Jarak <i>pitch</i>	4, 5, 6, 7, 8
Rasio <i>pitch</i>	2,1; 2,62; 3,15; 3,67; 4,2
Diameter koil	24
Tinggi koil	50

2.3. Persamaan Diskritisasi

Aliran diasumsikan *weakly compressible* dengan karakteristik aliran yakni laminar. Persamaan *continuity*, *momentum*, dan *energy* dijelaskan sebagai berikut:

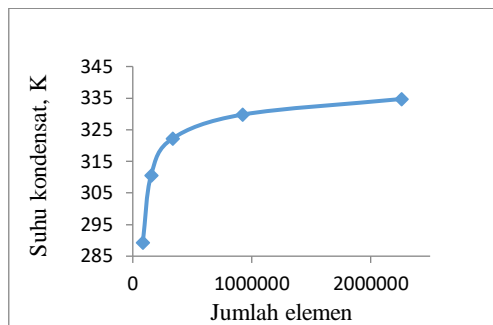
$$u \cdot t = 0 \quad (1)$$

$$\rho (u \cdot \nabla)u = \nabla \cdot [-pI + K] + F \quad (2)$$

$$\rho C_p u \cdot \nabla T + \nabla \cdot q = Q + Q_p + Q_{vd} \quad (3)$$

2.4. Independensi grid

Sebelum menjalankan simulasi ditentukan kualitas dari *meshing* model geometri. Jumlah elemen dari masing-masing tingkat kualitas *meshing* diketahui sebagai berikut : *extra coarser* (84.364), *coarser* (152.931), *coarse* (333.383), *normal* (921.773), dan *fine* (2.258.893). Pada penelitian ini digunakan jumlah elemen sebanyak 921.773.



Gambar 2. Perbandingan jumlah elemen terhadap suhu kondensat yang keluar

2.5 Data Reduksi

a. Perhitungan pada sisi dalam tube

Menurut Fernandez-seara, et al.[2] bilangan *Rayleigh* pada pipa helikal dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)d^3}{\nu^2} \quad (4)$$

Moawed, M.[6] mendapatkan bilangan *Nusselt* pada pipa helikal menggunakan persamaan berikut:

$$Nu_h = 0,0779(Ra)^{0,275} \left(\frac{D}{d}\right)^{0,184} \left(\frac{v}{d}\right)^{0,212} \left(\frac{L}{d}\right)^{0,108} \quad (5)$$

Untuk menghitung koefisien konveksi pada sisi dalam pipa helikal digunakan persamaan berikut:

$$h_i = \frac{Nu_h \cdot k_h}{L} \quad (6)$$

b. Perhitungan pada sisi luar tube

Menurut Tuncer[7] bilangan *Reynold* pada sisi luar *tube* dengan bentuk helikal dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$Re = \frac{\rho u D h_{shell}}{\mu_c} \quad (7)$$

Untuk menghitung bilangan *Nusselt* pada sisi luar *tube* digunakan persamaan berikut:

$$Nu_c = 0,6Re^{0,5}Pr_c^{0,31} \quad (8)$$

Koefisien konveksi pada sisi luar *tube* dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$h_o = \frac{Nu_c \cdot k_c}{L} \quad (9)$$

c. Koefisien perpindahan panas menyeluruh

Koefisien perpindahan panas menyeluruh dapat dideskripsikan sebagai berikut:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k_w} + \frac{1}{h_o} \quad (10)$$

d. Efektivitas

Efektivitas merupakan salah satu parameter yang digunakan untuk melakukan pendekatan untuk menganalisis kinerja sebuah penukar kalor. Menurut Yan, et al.[8]. Perhitungan efektivitas dapat menggunakan persamaan berikut:

$$\varepsilon = \frac{Q_{aktual}}{Q_{max}} \quad (11)$$

$$Q_{aktual} = UA \Delta_{LMTD} \quad (12)$$

$$Q_{max} = C_{min}(T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (13)$$

Menurut Sheeba, et al.[9] Δ_{LMTD} pada aliran *counter flow* dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$LMTD = \frac{(Th_2 - Tc_1) - (Th_1 - Tc_2)}{\ln((Th_2 - Tc_1)/(Th_1 - Tc_2))} \quad (14)$$

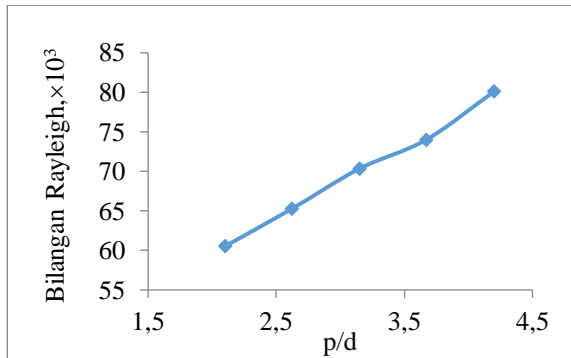
3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Pengaruh Rasio Pitch

Dari data pada Tabel 2. akan dihitung parameter-parameter perpindahan panas dari kelima variasi rasio pitch. Pada Gambar 3 ditunjukkan bahwa bilangan *Rayleigh* meningkat seiring meningkatnya nilai rasio pitch. Hal ini diakibatkan oleh meningkatnya gradient temperatur antara dinding tube dan fluida sekeliling (air pendingin).

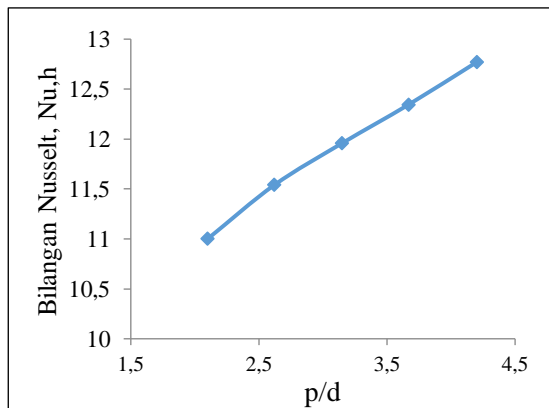
Tabel 2. Data poin simulasi

p/d	T _{hi} , (K)	T _{ho} , (K)	T _{hf} , (K)	T _{ci} , (K)	T _{co} , (K)	T _{cf} , (K)
2,1	373	329,79	351,470	288,2	290,70	289,425
2,62	373	333,78	353,465	288,2	290,40	289,275
3,15	373	337,54	355,345	288,2	290,22	289,185
3,67	373	339,9	356,525	288,2	290,06	289,105
4,2	373	343,39	358,270	288,2	289,87	289,010



Gambar 3. Grafik bilangan *Rayleigh* terhadap p/d

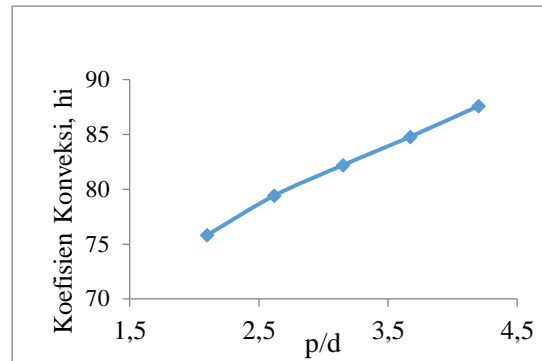
Tren grafik yang meningkat pada bilangan *Rayleigh* mempengaruhi bilangan *Nusselt* dan koefisien perpindahan panas *inner tube*, dimana tren grafik kedua parameter tersebut mengalami peningkatan seiring meningkatnya nilai rasio pitch.



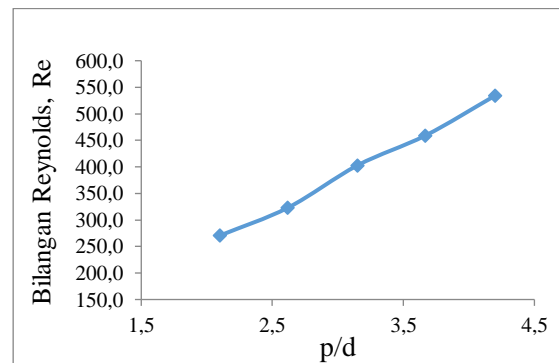
Gambar 4. Grafik bilangan *Nusselt* sisi dalam *tube* terhadap p/d

Hal tersebut dikarenakan bilangan *Rayleigh* berbanding lurus dengan bilangan *Nusselt* dan koefisien konveksi *inner tube*, seperti ditunjukkan pada Gambar 4 dan Gambar 5.

Pada Gambar 6 menunjukkan grafik bilangan *Reynold* mengalami peningkatan seiring meningkatnya nilai rasio pitch, hal ini disebabkan oleh meningkatnya luas penampang perpindahan panas. Ketika luas penampang perpindahan panas meningkat maka akan mempengaruhi diameter hidraulik.

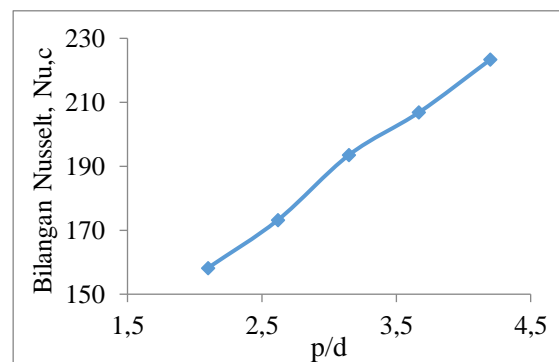


Gambar 5. Grafik koefisien konveksi sisi dalam *tube* terhadap p/d



Gambar 6. Grafik bilangan *Reynold* terhadap p/d

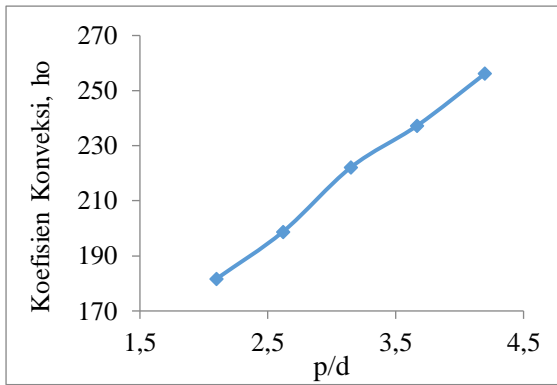
Peningkatan pada nilai bilangan *Reynold* mempengaruhi nilai bilangan *Nusselt* dan koefisien konveksi sisi *outer tube*, dimana tren grafik menunjukkan peningkatan pada kedua parameter seiring meningkatnya nilai rasio pitch.



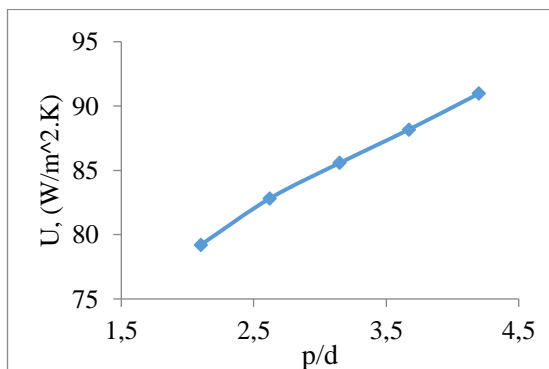
Gambar 7. Grafik bilangan *Nusselt* pada sisi luar *tube* terhadap p/d

Hal ini dikarenakan bilangan *Reynold* berbanding lurus dengan bilangan *Nusselt* dan koefisien konveksi sisi *outer tube*.

Peningkatan pada nilai h_i dan h_o akan berpengaruh pada nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh (U). Pada gambar 9 ditunjukkan bahwa nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) meningkat seiring dengan meningkatnya nilai p/d.



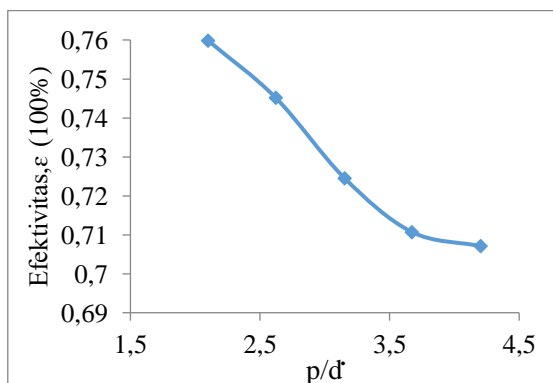
Gambar 8. Grafik koefisien konveksi sisi luar tube terhadap p/d



Gambar 9. Grafik perpindahan panas menyeluruh terhadap p/d

3.2 Efektivitas

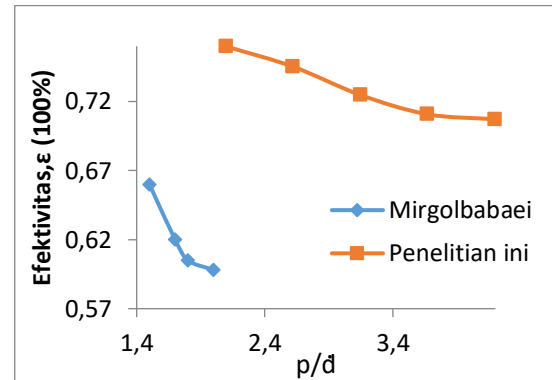
Nilai efektivitas merupakan perbandingan dari nilai perpindahan panas aktual terhadap nilai perpindahan panas maksimum yang bisa dicapai Yan et al. [8]. Nilai efektivitas pada penelitian ini akan dibandingkan dengan penelitian terdahulu dengan konsep yang sama, dimana p/d menjadi variabel yang divariasikan. Efektivitas tertinggi pada penelitian ini didapat pada p/d = 2,1 dengan nilai 75,9% dan nilai terendah pada p/d = 4,2 dengan nilai 70,7%.



Gambar 10. Grafik efektivitas terhadap p/d

Pada Gambar 11 ditunjukkan bahwa efektivitas dari model kondensor pada penelitian ini lebih tinggi dibandingkan Mirgolbabaei[8]. Hal tersebut

dipengaruhi oleh fluida kerja yang digunakan. Mirgolbabaei [8] menggunakan air sebagai fluida kerja pada sisi panas dan sisi dingin, sedangkan pada penelitian ini fluida kerja yang digunakan pada sisi panas adalah uap.



Gambar 11. Perbandingan nilai efektivitas

4. KESIMPULAN

Hasil analisis dengan memvariasikan nilai p/d dan dengan nilai kecepatan masuk fluida dan temperatur masuk fluida yang konstan, dapat disimpulkan bahwa rasio pitch cukup berpengaruh pada kinerja suatu kondensor pipa helikal. Ditunjukkan dengan nilai efektivitas yang semakin menurun seiring dengan meningkatnya nilai p/d. Nilai kritis dan nilai optimal dari rasio pitch ditentukan oleh fluida kerja yang digunakan pada kondensor.

DAFTAR NOTASI

- p/d : Rasio pitch
- Ra : Bilangan Rayleigh
- g : percepatan Gravitasi (m/s²)
- β : Koefisien Ekspansi Termal Volumetric (K⁻¹)
- ν : Viskositas kinematik fluida (m²/s)
- T_s : Temperatur permukaan (K)
- T_∞ : Temperatur sekeliling (K)
- Cp : Panas spesifik (J/kg.K)
- μ : viskositas dinamis (N.s/m²)
- k : konduksi termal (W/m.K)
- d : diameter pipa (m)
- Nu_h : bilangan Nusselt pada sisi tube
- k_h : konduktivitas termal fluida pada sisi tube (W/m.K)
- L : Panjang karakteristik (m)
- ρ : massa jenis fluida pada sisi shell (kg/m³)
- u : kecepatan aliran fluida pada sisi shell (m/s)
- D_{H,shell} : diameter hidraulik
- μ_c : viskositas dinamis (N.s/m²)
- Nu_c : bilangan Nusselt pada sisi shell

k_c	: konduktivitas termal fluida pada sisi shell (W/m.K)
do	: diameter <i>outer tube</i> (m)
di	: diameter <i>inner tube</i> (m)
hi	: koefisien konveksi <i>inner tube</i> (W/m ² .K)
ho	: koefisien konveksi <i>outer tube</i> (W/m ² .K)
k_w	: konduktivitas termal dinding tube (W/m.K)
ε	: efektivitas
\dot{m}	: laju aliran massa (kg/s)
C	: laju kapasitas panas
T	: suhu (K)
V	: Laju aliran volumetrik (m ³ /s)
ρ	: Densitas (kg/m ³)

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Moawed, M. (2005). Experimental investigation of natural convection from vertical and horizontal helicoidal pipes in HVAC applications. *Energy Conversion and Management*, 46(18–19), 2996–3013. [https://doi.org/10.1016/j.enconman.2005.02.002]
- [2] Fernández-Seara, J., Piñeiro-Pontevedra, C., & Dopazo, J. A. (2014). On the performance of a vertical helical coil heat exchanger. Numerical model and experimental validation. *Applied Thermal Engineering*, 62(2), 680–689. [https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.09.054]
- [3] Alimoradi, A., & Veysi, F. (2017). Optimal and critical values of geometrical parameters of shell and helically coiled tube heat exchangers. *Case Studies in Thermal Engineering*, 10, 73–78. [https://doi.org/10.1016/j.csite.2017.03.003]
- [4] Xu, X., Zhang, Y., Liu, C., Zhang, S., & Dang, C. (2018). Experimental investigation of heat transfer of supercritical CO₂ cooled in helically coiled tubes based on exergy analysis. *International Journal of Refrigeration*, 89, 177–185. [https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.03.011]
- [5] Mirgolbabaei, H. (2018). Numerical investigation of vertical helically coiled tube heat exchangers thermal performance. *Applied Thermal Engineering*, 136(February), 252–259. [https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.02.061]
- [6] Moawed, M. (2011). Experimental study of forced convection from helical coiled tubes with different parameters. *Energy Conversion and Management*, 52(2), 1150–1156. [https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.09.009]
- [7] Tuncer, A. D., Sözen, A., Khanlari, A., Gürbüz, E. Y., & Variyenli, H. İ. (2021). Analysis of thermal performance of an improved shell and helically coiled heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 184. [https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116272]
- [8] Yan, S. R., Moria, H., Pourhedayat, S., Hashemian, M., Assadi, S., Sadighi Dizaji, H., & Jermsttiparsert, K. (2020). A critique of effectiveness concept for heat exchangers; theoretical-experimental study. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 159, 120160. [https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120160]
- [9] Sheeba, A., Abhijith, C. M., & Jose Prakash, M. (2019). Experimental and numerical investigations on the heat transfer and flow characteristics of a helical coil heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 99, 490–497. [https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.12.002]