

ANALISIS EFEKTIVITAS PENUKAR KALOR TUBE BANK SIRIP PELAT DATAR SUSUNAN IN-LINE DENGAN KECEPATAN UDARA BERBEDA

Henly e Lepit ¹⁾, N. Titahelu ²⁾, C.S.E. Tupamahu ³⁾

¹⁾S1 Teknik Mesin Fakultas Teknik, Universitas Pattimura
Email : henlibcs@gmail.com

²⁾Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pattimura
Email : titahelu@gmail.com

³⁾Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pattimura
Email : tupamahucendy@gmail.com

Abstrak Fokus utama penelitian ini yakni memanfaatkan energi yang terkandung didalam limbah panas dengan suhu < 55 °C dengan penerapan penukar kalor *tube bank* sirip pelat datar susunan *in-line* sebagai sistem pemulihan limbah panas. Kajian ini bertujuan untuk mendapatkan efektivitas maksimum. Kecepatan udara bervariasi dari 0.5 hingga 2.5 m/s pada S_T dan S_L konstan. Pencatatan data terukur berupa temperatur, dan kecepatan setelah tercapai keadaan tunak. Hasil percobaan menunjukkan bahwa efektivitas (ϵ) menurun dengan meningkatnya kecepatan udara, dimana efektivitas (ϵ) maksimum pada kecepatan udara 0.5 m/s sebesar 78,56%, sedangkan efektivitas (ϵ) minimum pada kecepatan udara 2.5 m/s sebesar 47,69%. Penurunan efektivitas disebabkan oleh meningkatnya perpindahan panas actual (Q_{act}) dan perpindahan panas maksimum (Q_{max}), namun gradien kenaikan perpindahan panas actual (Q_{act}) sangat kecil jika dibandingkan dengan gradien kenaikan perpindahan panas maksimum (Q_{max}). Disimpulkan bahwa efektivitas (ϵ) maksimum berada pada kecepatan udara minimum sebesar 0.5 m/s, yang berarti bahwa kecepatan udara lebih besar dari 0.5 m/s tidak berpengaruh signifikan terhadap efektivitas penukar kalor bare tube bank.

Kata kunci: Penukar kalor, efektivitas, bare tube bank, sirip pelat datar, kecepatan udara.

1. PENDAHULUAN

Penukar kalor sirip *tube bank* digunakan dalam berbagai aplikasi teknik sebagai perangkat *universal* perpindahan kalor (Y. Wang et al., 2017), seperti kendaraan (Bellocchi et al., 2018), sistem pendinginan (Sivasakthivel et al., 2017), dan AC (Misevičiūtė et al., 2018), dimana penukar kalor *tube bank* diterapkan untuk mendinginkan atau memanaskan udara atau gas lainnya (Rawa et al., 2021). Perpindahan panas dalam aliran *tube bank* sangat penting dalam desain penukar kalor. *tube bank* merupakan jenis penukar kalor aliran silang dimana fluida panas dapat mengalir melalui tube, sedangkan fluida dingin mengalir diluar tube (Gorman et al., 2019; Khan et al., 2016). *Tube bank* merupakan varian penukar kalor yang banyak digunakan dalam sistem pemulihan limbah panas (Abraham et al., 2020). Untuk meningkatkan kinerja *bare tube bank* dilakukan dengan cara meningkatkan luasan kontak perpindahan panas dengan menggunakan sirip. Penggunaan sirip pada *tube bank* diantaranya sirip pelat datar (X. Xu et al., 2018), sirip tipe-H (Chen et al., 2014), sirip bergelombang (Gholami et al., 2019), sirip *splitter* pelat (Mangrulkar et al., 2020) dan sirip *honeycomb* tipe 4H (Tang et al., 2021). Kinerja termal *tube bank* dipengaruhi oleh parameter geometris diantaranya *pitch sirip*, *pitch tube*, ukuran tube, ketebalan sirip, *transverse tube pitch* (S_T), *longitudinal tube pitch* (S_L),

panjang tube (H) (Tahseen et al., 2015), jarak antar sirip (Tian et al., 2018), panjang sirip, diameter tube, jumlah baris tube, ketebalan sirip (J. Xu et al., 2018), dan parameter aliran diantaranya bilangan *Prandtl* (Pr), bilangan *Nusselt* (Nu) (Tahseen et al., 2015), bilangan *Reynold* (Re), kecepatan aliran udara (González et al., 2019). Saat ini, Sebagian besar energi yang digunakan untuk industri pengeringan bersumber dari bahan bakar fosil (Ghasemkhani et al., 2016). Teknik pengeringan konvektif membutuhkan energi termal sebagai panas laten yang tinggi (Masud et al., 2020) serta mengkonsumsi 20-25% dari total energi yang disuplai (Ananno et al., 2020) dan sekitar 30-40% energi yang dikonsumsi terbuang sia-sia ke lingkungan sebagai limbah panas (Saidur, 2009). Limbah panas biasanya bersuhu $< 55\text{ }^{\circ}\text{C}$ (El Fil & Garimella, 2022) dapat dimanfaatkan guna mengurangi pemborosan bahan bakar dan pemanasan global (Abraham et al., 2020). Dengan tujuan untuk meningkatkan kinerja termal hidrolik dan hasilnya kinerja termal *hidraulik tube elips* lebih besar dari tube bulat dengan sirip pelat (Q. Wang et al., 2019), dan model yang divalidasi dengan literatur yang ada, karakteristik transfer untuk jarak sirip, diameter tabung dan faktor panjang sirip, parameter geometris mempunyai peran penting dalam kinerja perpindahan panas penukar panas sirip dan tabung. Dalam kisaran bilangan *Reynolds* 3000–12.000, penukar panas sirip dan tabung memiliki kinerja perpindahan panas yang lebih baik dengan kombinasi faktor panjang sirip dan jarak sirip yang lebih besar serta diameter tabung yang lebih kecil (Kalantari et al., 2021). Untuk mengoptimalkan kinerja termal penukar kalor *tube bank* sebagai pemulihan energi panas, akan didesain sebuah penukar *tube bank* sirip pelat datar susunan *in-line*. Arah aliran menyilang sehingga udara keluar dari pengering masih memiliki energi panas dimanfaatkan sebagai fluida panas, sedangkan udara masuk yang masih segar sebagai fluida dingin. Efektivitas penukar kalor tube bank dipengaruhi oleh parameter aliran diantaranya kecepatan aliran udara (González et al., 2019).

2. METODE PENELITIAN

Penelitian ini menggunakan metode observasi langsung, waktu dilaksanakan penelitian Mei 2023 sampai selesai pada laboratorium termodinamika dan perpindahan panas fakultas teknik Universitas Pattimura.

A. Variabel Penelitian

Variabel penelitian dibedakan atas dua yakni; variabel bebas dan variabel terikat. Variabel bebas adalah variabel yang mempengaruhi, sedangkan variabel terikat adalah variabel yang dipengaruhi. Dengan demikian dalam penelitian ini:

- Variabel bebas : yang menjadi variabel bebas dalam penelitian ini adalah : Kecepatan udara 0.5 - 2.5 m/s
- Variabel terikat : yang menjadi variabel terikat dalam penelitian ini adalah : Bilangan *Nusselt* (N_u), Koefisien konveksi (h), Laju perpindahan panas konveksi (Q)
- Variabel kontrol : yang menjadi variabel control penelitian ini adalah: Parameter geometri Secara matematik hubungan dari variabel bebas dan variabel terikat dapat dinyatakan sebaga berikut: $(y_1, y_2) = f(x)$

3. TAHAPAN PENELITIAN

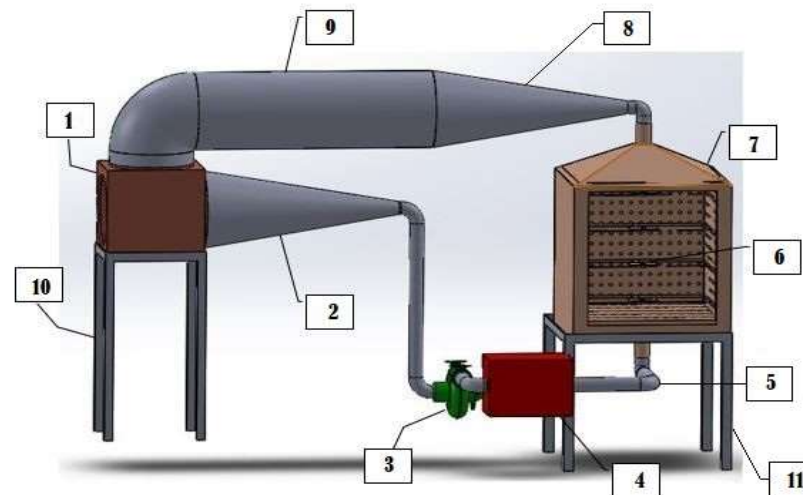
A. Studi literatur dan survey lapangan

Tahapan ini dilakukan studi literatur dan survey data primer maupun data sekunder terkait objek penelitian pengering rumput laut, berupa hasil penelitian terdahulu dari jurnal-jurnal yang sudah terpublikasi baik nasional maupun internasional dan proses penerangan yang ada di lapangan

B. Desain komponen :

Pada penelitian ini akan didesain sebuah *tube bank* yang digunakan sebagai sistem pemulihan energi pada alat pengering konveksi rumput laut. Pada *tube bank* akan dipasang

pelat sirip yang mana berfungsi sebagai pengarah aliran. Susunan *tube* pada *tube bank* menggunakan susunan *in-line*.



Gambar 1. Model pengering rumput laut dengan sistem pemulihan energi

Keterangan gambar 1:

- | | |
|--|--|
| 1. <i>Tube bank</i> | 7. Oven pengering |
| 2. <i>Reducer</i> /saluran keluar <i>tube bank</i> | 8. <i>Reducer</i> /Saluran keluar oven |
| 3. <i>Blower</i> | 9. Sauran Masuk <i>tube bank</i> |
| 4. Kotak pemanas | 10. Kaki <i>tube bank</i> |
| 5. Saluran masuk pengering | 11. Kaki oven pengering |
| 6. Rak pengering | |

C. Uji eksperimen

Teknik pengumpulan data melalui pengujian alat yang telah dibuat guna mendapatkan data *output* terukur. Kemudian dilakukan perhitungan karakteristik perpindahan panas pada *tube bank*. Dari eksperimen didapati data suhu udara keluar dan kecepatan udara keluar.

D. Validasi hasil penelitian

Tahapan ini akan dilakukan validasi data hasil penelitian terhadap penelitian terdahulu yang telah ada terkait *tube bank*.

E. Analisis dan korelasi

Pada tahapan ini dilakukan analisis korelasi variabel bebas terhadap variabel terikat penelitian berupa grafik korelasi

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Hasil

Hasil eksperimental penukar kalor *bare tube bank* sirip pelat datar susunan *in-line* dengan memvariasikan kecepatan udara (V): 0.5 hingga 2.5 m/s pada masukan panas (Q^*): 300 W, jarak *pitch longitudinal* (S_L): 0.051 m, jarak *pitch transversal* (S_T): 0.051 m konstan. Data karakteristik geometri penukar kalor bare tube bank sirip pelat datar, data terukur suhu fluida *inlet* (T_i) dan suhu fluida *outlet* (T_o), suhu permukaan dinding bagian atas dan bawah masing-masing ($T_{s,1}$) dan ($T_{s,2}$) disajikan dalam Tabel 1 dan Tabel 2.

Tabel 1. Karakteristik geometri penukar kalor

Parameter	Nilai
Geometri tube bank:	
• Jumlah baris tube (buah)	5
• Jumlah kolom tube (buah)	5
• Diameter tube, d_t (m)	0.0254
• Tinggi tube, h_t (m)	0.3
• Jarak pitch transversal, N_T (m)	0.051
• Jarak pitch longitudinal, N_L (m)	0.051
• Jenis sirip	Pelat datar
• Jumlah sirip	29
• Jarak sirip, P_F (m)	0.01
• Tebal sirip, t_F (m)	0.001
Geometri shell:	
• Panjang luar, P_{so} (m)	0.38
• Lebar luar, L_{so} (m)	0.38
• Tinggi luar, H_{so} (m)	0.38
• Panjang dalam, P_{si} (m)	0.305
• Tinggi dalam, H_{is} (m)	0.305
• Lebar dalam, L_{si} (m)	0.305
• Diameter dalam inlet, D_{is} (m)	0.29
• Diameter luar inlet, D_{os} (m)	0.33

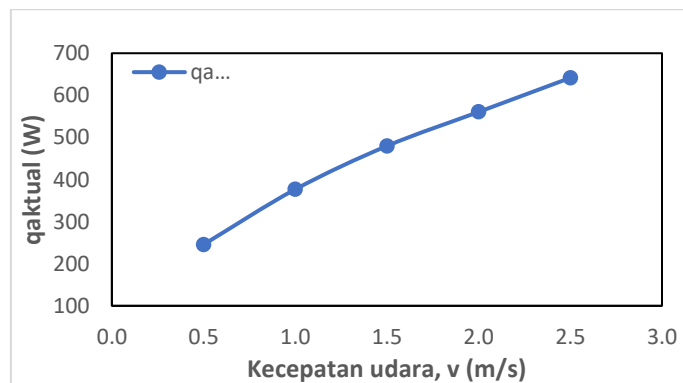
Tabel 2. Data terukur bare tube banks sirip pelat datar

Parameter	Rentang				
Kecapatan udara, V (m/s)	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5
Suhu inlet, T_i (K)	302	302	302	302	302
Suhu outlet, T_o (K)	309.1	308.8	308.6	308.4	308.1
Suhu dinding atas, T_{s1} (K)	319.8	319.5	319.2	318.8	318.6
Suhu dinding bawah, T_{s2} (K)	319.6	319.3	319	318.5	318.2

B. Pembahasan

Perpindahan Panas Actual

Hasil eksperimental dengan memvariasikan kecepatan udara (v) = 0.5 hingga 2.5 m/s, memperlihatkan bahwa semakin besar kecepatan udara, maka semakin meningkat juga nilai pada perpindahan panas actual pada gambar 2

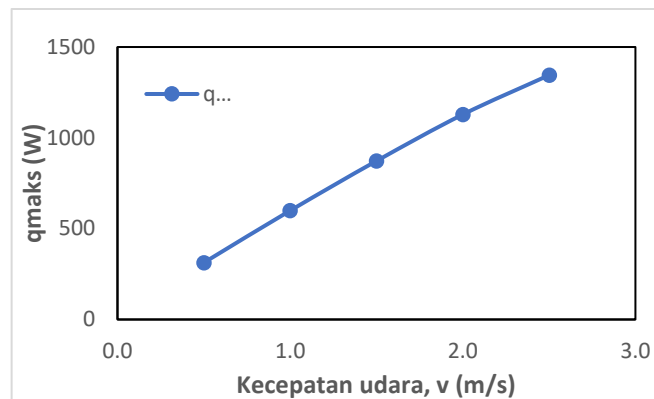


Gambar 2. grafik pengaruh kecepatan terhadap perpindahan panas actual

Pada grafik Digambar 2 terlihat bahwa semakin besar kecepatan udara yang masuk ke dalam tube, maka semakin cepat perpindahan panas actual dengan nilai kecepatan udara tertinggi 2.5 m/s dengan nilai perpindahan panas 641,5103 sedangkan untuk nilai kecepatan udara terendah 0.5 m/s dengan nilai perpindahan panas actual 245,6157

Perpindahan Panas Maksimum

Hasil eksperimental dengan memvariasikan kecepatan udara (v)= 0.5 hingga 2.5 m/s, memperlihatkan bahwa semakin besar kecepatan udara, maka semakin meningkat juga nilai pada perpindahan panas maksimum pada gambar 3

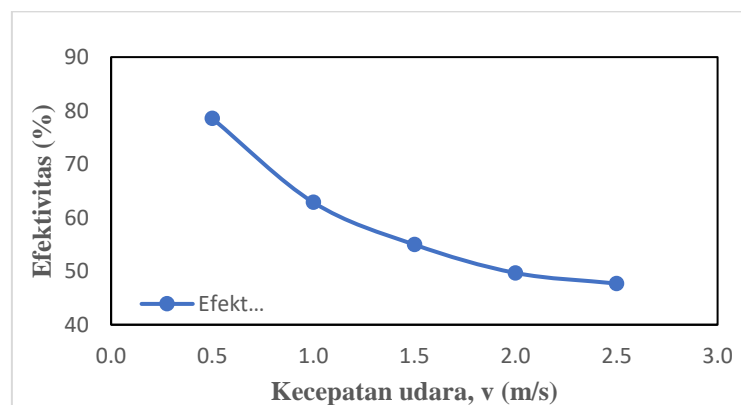


Gambar 3. grafik pengaruh kecepatan terhadap perpindahan panas maksimum

Pada grafik Digambar 3 terlihat bahwa semakin besar kecepatan udara yang masuk ke dalam tube, maka semakin cepat perpindahan panas yang terjadi. Hal ini bisa terjadi karena suhu udara dari (*reducer*) atau saluran pembuangan uap panas di oven pengering disalurkan kembali ke dalam tube maka dari itu kecepatan udara panas yang masuk lebih besar dengan nilai kecepatan udara tertinggi 2.5 m/s dengan nilai perpindahan panas 1344,928 w sedangkan untuk nilai kecepatan udara terendah 0.5 m/s dengan nilai perpindahan panas maksimum 312,6328 W.

Efektivitas (ϵ)

Hasil eksperimental dengan memvariasikan kecepatan udara 0.5 hingga 2.5 m/s memperlihatkan bahwa semakin besar kecepatan udara, maka efektivitas (ϵ) juga semakin meningkat, disajikan pada Gambar 4. Nampak bahwa efektivitas (ϵ) maksimum berada pada kecepatan udara minimum sebesar 78,56% dan sebaliknya efektivitas (ϵ) minimum berada pada kecepatan udara maksimum sebesar 47,69%.



Gambar 4. Pengaruh kecepatan udara terhadap efektivitas

Pada grafik Digambar 4 terlihat bahwa semakin besar kecepatan udara yang masuk ke dalam tube bank, maka efektivitas (ϵ) penukar kalor tube bank semakin menurun. Penurunan efektivitas penukar kalor tube bank disebabkan oleh peningkatan perpindahan panas aktual (Q_{act}) dan peningkatan perpindahan panas maksimum namun gradien kenaikan perpindahan panas aktual (Q_{act}) tidak signifikan (sangat kecil) jika dibandingkan dengan gradien kenaikan perpindahan panas maksimum (Q_{maks}). Peningkatan perpindahan panas maksimum (Q_{max}) disebabkan oleh semakin meningkatnya laju aliran massa yang semakin meningkat. Peningkatan perpindahan panas aktual (Q_{act}) disebabkan oleh peningkatan koefisien konveksi yang semakin meningkat seiring bertambahnya kecepatan udara.

5. KESIMPULAN

Dari hasil eksperimental perpindahan panas penukar kalor tube bank sirip pelat datar susunan in-line dengan memvariasikan kecepatan udara pada tube (v): 0.5 hingga 2.5 m/s, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Kecepatan udara 2.5 m/s yang efektif dengan total perpindahan kalor aktual maksimal sebesar 641,5103 W.
2. Efektivitas maksimum penukar kalor tube bank sirip pelat datar berada pada kecepatan udara 0,5 m/s sebesar 78,56%.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Abdelrazek, A. H., Kazi, S. N., Alawi, O. A., Yusoff, N., Oon, C. S., & Ali, H. M. (2020). Heat transfer and pressure drop investigation through pipe with different shapes using different types of nanofluids. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 139(3), 1637–1653. <https://doi.org/10.1007/s10973-019-08562-5>
- [2] Abraham, J. D., Dhoble, A. S., & Mangrulkar, C. K. (2020). Numerical analysis for thermo-hydraulic performance of staggered cross flow tube bank with longitudinal tapered fins. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 118. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104905>
- [3] Alnaimat, F., & Ziauddin, M. (2021). Experimental investigation of heat transfer in pin-fins heat sinks for cooling applications. *Heat and Mass Transfer/Waerme- Und Stoffuebertragung*, 57(1), 125–131. <https://doi.org/10.1007/s00231-020-02947-1>
- [4] Ananno, A. A., Masud, M. H., Dabnichki, P., & Ahmed, A. (2020). Design and numerical analysis of a hybrid geothermal PCM flat plate solar collector dryer for developing countries. *Solar Energy*, 196(April 2019), 270–286. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.11.069>
- [5] Bellocchi, S., Leo Guizzi, G., Manno, M., Salvatori, M., & Zaccagnini, A. (2018). Reversible heat pump HVAC system with regenerative heat exchanger for electric vehicles: Analysis of its impact on driving range. *Applied Thermal Engineering*, 129, 290–305. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.020>
- [6] Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (Vol. 21, Issue 1). <http://journal.umsurabaya.ac.id/index.php/JKM/article/view/2203>
- [7] Chen, H., Wang, Y., Zhao, Q., Ma, H., Li, Y., & Chen, Z. (2014). Experimental investigation of heat transfer and pressure drop characteristics of H-type finned tube banks. *Energies*, 7(11), 7094–7104. <https://doi.org/10.3390/en7117094>
- [8] El Fil, B., & Garimella, S. (2022). The state of the art in energy saving techniques for garment/textile drying. *Drying Technology*, 40(11), 2235–2250. <https://doi.org/10.1080/07373937.2021.1938599>
- [9] Ghasemkhani, H., Keyhani, A., Aghbashlo, M., Rafiee, S., & Mujumdar, A. S. (2016).

- Improving exergetic performance parameters of a rotating-tray air dryer via a simple heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 94, 13–23. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.10.114>
- [10] Gholami, A., Mohammed, H. A., Wahid, M. A., & Khiadani, M. (2019). Parametric design exploration of fin-and-oval tube compact heat exchangers performance with a new type of corrugated fin patterns. *International Journal of Thermal Sciences*, 144(May), 173–190. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.05.022>
- [11] González, A. M., Vaz, M., & Zdanski, P. S. B. (2019). A hybrid numerical-experimental analysis of heat transfer by forced convection in plate-finned heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 148, 363–370. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.11.068>
- [12] Gorman, J. M., Sparrow, E. M., & Ahn, J. (2019). In-line tube-bank heat exchangers: Arrays with various numbers of thermally participating tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 132, 837–847. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.11.167>