

ANALISIS KINERJA TERMAL PENUKAR KALOR *TUBE BANK BARE IN-LINE* ALIRAN SILANG SEBAGAI PEMULIHAN LIMBAH PANAS PENGERING KONVEKTIF RUMPUT LAUT

Nicolas Titahelu¹⁾, Benjamin G. Tentua²⁾, Saputra Abdul Latif Payapo^{3)*}

^{1,2)}Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura, Ambon 97234

¹⁾titahelunick@gmail.com

³⁾S1 Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura, Ambon 97234

³⁾spayapo19@gmail.com

Abstrak Studi eksperimental telah dilakukan untuk menyelidiki kinerja termal sisi udara dari penukar panas *tube bank* sebagai pemulihan limbah panas dari pengering konvektif rumput laut. Penukar panas menggunakan diameter *tube* (0,0254 m), dengan tata letak *tube bare in-line* dan beroperasi pada suhu fluida panas 50 °C, jarak *pitch* melintang dan memanjang konstan. Penelitian yang dilakukan untuk kecepatan udara bebas 0,5 hingga 2,5 m/s menghasilkan bilangan Reynolds maksimum antara 157,03 hingga 788,59. Mencatat data terukur berupa kecepatan udara bebas, serta suhu fluida dingin dan panas pada kondisi pengoperasian tunak. Hasil penelitian menunjukkan bahwa semakin besar kecepatan udara bebas maka total perpindahan panas dan koefisien konveksi meningkat masing-masing sebesar 46,62% dan 36,26% pada kecepatan udara bebas maksimum.

Kata kunci: Penukar kalor, tube bank, tata letak bare in-line, kinerja termal sisi udara, pemulihan limbah panas.

Abstract An experimental study has been carried out to investigate the air-side thermal performance of a tube bank heat exchanger as waste heat recovery of seaweed convective dryers. The heat exchanger uses a tube diameter (0.0254 m), with a bare in-line tube layout and operates at a hot fluid temperature of 50 C, constant transverse and longitudinal pitch distances. Research carried out for free air velocities of 0.5 to 2.5 m/s produces maximum Reynolds numbers from 157.03 to 788.59. Recording measured data in the form of free air velocity, and cold and hot fluid temperatures at steady operating conditions. The results show that the greater the free air velocity, the total heat transfer and convection coefficient increase respectively by 46.62% and 36.26% at the maximum free air velocity.

Keywords: Heat exchanger, Tube bank, Bare in-line layout, Air side thermal performance, Waste heat recovery.

1. PENDAHULUAN

Selama beberapa dekade terakhir, pertumbuhan penduduk dan pembangunan industri sangat pesat menyebabkan ketergantungan terhadap energi semakin

meningkat, mengakibatkan krisis energi di seluruh dunia [1], diantaranya revolusi industri mengakibatkan penggunaan sumber daya secara berlebihan [2]. Peran positifnya tercermin dalam mendorong perkembangan masyarakat dan kemajuan ilmu pengetahuan dan teknologi [3]. Sebaliknya dampak negatifnya diwujudkan

dalam percepatan konsumsi sumber daya alam, sehingga mengakibatkan masalah ekologi dan lingkungan yang serius [4]. Saat ini, tantangan akibat kekurangan energi dan pencemaran lingkungan semakin menonjol [5], hal ini terutama disebabkan oleh kurangnya cadangan bahan bakar fosil, pasokan energi yang tidak seimbang, kontaminasi udara, pemanasan global, perubahan iklim, hujan asam dan kerusakan ozon di stratosfer [6]–[10]. Oleh karena itu, semua negara di seluruh dunia mulai mengandalkan sumber daya yang ada menjadi pola pembangunan 'hijau' yang berkelanjutan [11], dimana membatasi kualitas dan harga bahan bakar minyak serta mengendalikan emisi polutan [12]. Meskipun demikian, pendekatan pertama untuk mengatasi masalah lingkungan dengan melakukan konservasi energi dan pengurangan emisi lebih lanjut sangatlah penting [13]–[20]. Pendekatan kedua dengan meningkatkan energi terbarukan, seperti energi matahari [21]–[24], energi biomassa [25]–[29], energi angin [30], energi geothermal [31]–[33], energi arus laut [34] dan energi hidrokarbon [35]–[37].

Panas yang dihasilkan dalam proses pembakaran bahan bakar atau reaksi kimia yang tidak lagi termanfaatkan secara efektif disebut 'limbah panas' dan akhirnya dibuang ke lingkungan [38]–[40]. Pendekatan pemulihan limbah panas dapat diubah menjadi bentuk energi lain yang berguna tanpa tambahan energi listrik [41], dan dianggap sebagai langkah efektif untuk mode pembangunan ramah lingkungan yang berkelanjutan di berbagai industri [42]. Fakta menunjukkan bahwa lebih dari 50% energi yang digunakan terbuang sia-sia sebagai limbah panas dapat dimanfaatkan sebagai sumber energi [1], [40], [43]. Teknologi konservasi energi pemulihan limbah panas, salah satunya yakni penukar kalor [40], dimana tipe penukar kalor diantaranya penukar kalor pelat [44]–[47], *tube bank* [48]–[52], *shell and helical coil* [53]–[60], *shell and tube* [61]–[64], dan *shell and serpentine tube* [65]–[68].

Penukar kalor merupakan perangkat yang dirancang untuk perpindahan panas yang efisien dari satu media ke media lainnya, dimana media tersebut dipisahkan oleh dinding sehingga tidak bercampur [69]. *Tube bank* merupakan penukar kalor tubular aliran silang yang terdiri dari beberapa baris *tube*, dimana fluida panas mengalir secara internal dalam *tube*, sedangkan fluida dingin yang mengalir secara eksternal diluar *tube* sehingga akan terjadi pertukaran panas dalam aliran silang di atas *tube* [70].

Penukar kalor *tube bank* aliran silang digunakan dalam banyak aplikasi, seperti industri ketenagaan, biomedis, sistem pendinginan udara (economizer dan evaporator), pemrosesan polimer, dan sistem biologis [71]. Kinerja termal dari penukar kalor *tube bank* dipengaruhi oleh parameter geometris yakni *pitch tube* (L) [72], ukuran *tube*, transverse *pitch tube* (S_T), longitudinal *pitch tube* (S_L), panjang *tube* (H) [73], konfigurasi *tube* (Kim, 2013). Parameter aliran diantaranya bilangan Reynold (Re), kecepatan aliran udara (u_e) [75] dan parameter fluida yakni bilangan Prandtl (Pr) [76].

Berbagai penelitian yang telah dilakukan terkait penukar kalor *tube bank bare in-line*, antara lain; kajian efek rasio *pitch* terhadap jumlah aliran dan perpindahan panas pada *tube bank bare in-line* dengan konfigurasi persegi dan non-persegi ternyata untuk persegi pada rasio *pitch* 1,2 terjadi perubahan dari asimetris menjadi simetris sempurna menyebabkan koefisien tekanan dan distribusi bilangan Nusselt menjadi maksimum [77]. Kajian eksperimen kondisi aliran satu arah menggunakan *blower* sentrifugal dan dua arah menggunakan *loudspeaker* pada *bare tube bank* guna mengkaji perilaku perpindahan panas, ternyata kondisi aliran satu arah dan dua arah pada penukar kalor *tube bank bare in-line* dengan perbedaan maksimum untuk kecepatan 52% dan suhu 79% [78]. Kajian koefisien perpindahan panas sebagai fungsi dari posisi *tube* dan penurunan tekanan untuk penukar kalor *tube bank bare in-line*, ternyata koefisien perpindahan panas sebagai fungsi posisi dan bilangan Reynolds dimana bilangan Nusselt meningkat sebesar 12,49% untuk kolom pertama ke kolom kedua, 11,85% kolom kedua ke kolom ketiga, 5,27% dari kolom ketiga ke kolom keempat [79]. Kajian efektivitas penukar kalor *tube bank bare in-line* terpasang pada *porous burner* dengan udara sebagai fluida kerja dan LPG sebagai bahan bakar, ternyata efektivitas maksimum pada rasio ekuivalen (Φ) = 0,75, kecepatan campuran gas volumetrik (v_{mix}) = 30 m³/jam, dan laju aliran udara (QAH) = 42 m³/jam [80] dan penentuan temperatur referensi untuk koefisien perpindahan panas konveksi pada penukar kalor *tube bank bare in-line* terdiri dari 20 baris dengan diameter *tube*, S_T/D sama dengan $S_L/D = 2$, dimana temperatur referensi berada pada di setengah *inlet subdomain* adalah suhu referensi yang paling tepat untuk bilangan *Reynolds* di kisaran 10^2 dan 10^3 , serta koefisien perpindahan panas maksimum; tube I $\pm \phi = 0^\circ$, tube II $\pm \phi = 65^\circ$, sedangkan tube III – XIX $\pm \phi$

= 60° [71]. Berdasarkan berbagai studi penukar kalor *tube bank bare in-line*, belum ada informasi terkait penerapan penukar kalor *tube bank bare in-line* sebagai pemulihan limbah panas pada pengering konvektif.

Saat ini, pengeringan konvektif yang umumnya digunakan mempunyai kelemahan seperti waktu pemrosesan yang lama dan biaya energi yang tinggi [81]. Teknik pengeringan konvektif yang saat ini mengkonsumsi 20–25% dari total energi yang disuplai [82]–[84], sementara sekitar 30-40% energinya terbuang sia-sia ke lingkungan sebagai limbah panas [85], dimana limbah panas dari pengering konvektif biasanya memiliki suhu < 55°C [86]. Masalah energi dari sistem pengeringan konvektif dapat diatasi jika strategi penghematan energi diterapkan untuk memulihkan sebagian energi limbah panas yang terbuang dari pengering [87]. Penukar kalor *tube bank bare in-line* sebagai sistem pemulihan limbah panas dapat mengurangi pemborosan bahan bakar dan pemanasan global [76].

Meskipun banyak penelitian tentang kinerja termal penukar kalor *tube bank bare in-line* yang berkorelasi dengan koefisien konveksi dan total perpindahan panas, namun belum banyak informasi mengenai kinerja termal penukar kalor *tube bank bare in-line*. Inovasi baru yang dilaksanakan dalam penelitian ini adalah introduksi penukar kalor *tube bank bare in-line* sebagai pemulihan limbah panas pengering konvektif.

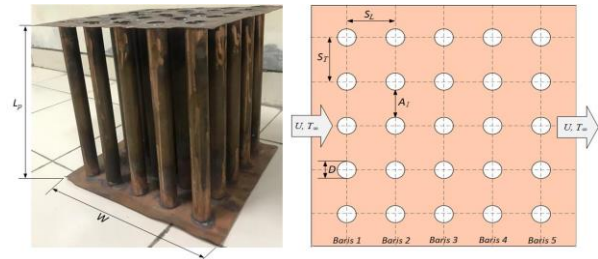
Untuk itu, fokus utama dalam penelitian ini adalah introduksi penukar kalor *tube bank bare in-line* dengan memvariasikan kecepatan udara 0,5 hingga 2,5 m/s, pada rasio *pitch longitudinal* (S_L/D) dan rasio *pitch transversal* (S_T/D) tertentu, mengindikasikan perpindahan panas penukar kalor *tube bank bare in-line* akan semakin terakselerasi. Kajian penelitian ini secara teoritis berdasarkan data eksperimental dengan mengkaji koefisien konveksi rata-rata yang akan bermuara pada perhitungan total perpindahan panas penukar kalor parameter kinerja termal.

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mendapatkan kecepatan udara yang efektif dimana total perpindahan panas maksimum pada penukar kalor *tube bank bare in-line*.

2. BAHAN DAN METODE

2.1. Peralatan dan pengaturan eksperimen

Gambar 1 menampilkan penukar kalor *tube bank bare in-line* sebagai sistem pemulihan limbah panas. Selengkapnya Tabel 1 menyajikan karakteristik geometris penukar kalor *tube bank bare in-line*.



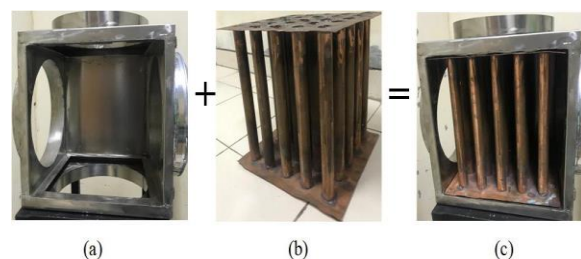
Gambar 1. Parameter geometris penukar kalor *tube bank bare in-line*

Penelitian ini telah didesain penukar kalor *tube bank bare in-line* sebagai pemulihan limbah panas dengan mempertimbangkan hasil simulasi.

Tabel 1. Karakteristik geometri penukar kalor *tube bank bare in-line*.

Parameter	Nilai (m)
Pitch longitudinal (S_L)	0,051
Pitch transversal (S_T)	0,051
Diameter tube (D_T)	0,0254
Panjang tube (L_T)	0,030
Lebar tube bank (W)	0,030
Diameter saluran (D_{ch})	0,0282
Tinggi shell dalam ($H_{sh,i}$)	0,035
Tinggi shell luar ($H_{sh,o}$)	0,038
Jarak gap (G_s)	0,0023
Lebar shell dalam ($B_{sh,i}$)	0,035
Lebar shell luar ($B_{sh,o}$)	0,038

Gambar 2 menyajikan langkah-langkah fabrikasi penukar kalor *tube bank bare in-line*. Komponen penukar kalor *tube bank bare in-line* terdiri dari dua bagian utama, yakni shell dan *tube bank*.



Gambar 2. Langkah-langkah fabrikasi shell dan *tube bank bare in-line*; (a) shell tube

bank, (b) *tube bank bare in-line*, (c) perakitan akhir *shell and tube bank bare in-line*.

Komponen *shell* penukar kalor terbuat dari *stainless steel* AISI G.304 memiliki nilai konduktivitas panas 14,9 W/m.K. Dinding *shell* penukar kalor terdiri dari dinding adiabatik dan dinding isothermal. Dinding adiabatik dilapisi dengan isolasi pita asbes setebal 0,17 m diantara *stainless steel* bagian dalam dan luar. Komponen penukar kalor *tube bank* terbuat dari material tembaga *pure* memiliki nilai konduktivitas panas 401 W/m.K.

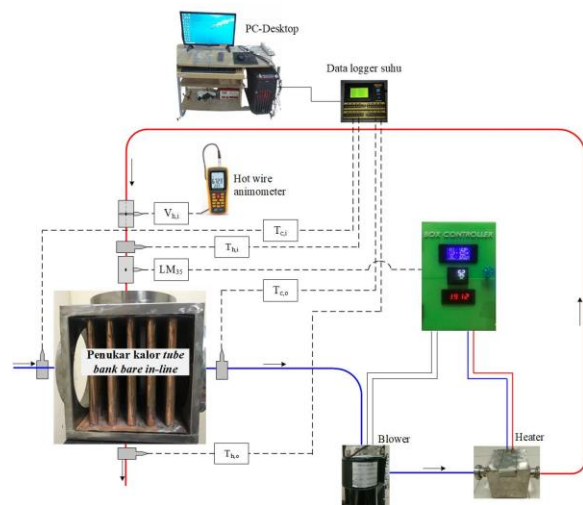
Penukar kalor *tube bank bare in-line* diposisikan vertikal selama percobaan, dimana pengaturan adalah aliran silang (fluida panas dalam *tube* dan fluida dingin di luar *tube*). Konveksi paksa dianggap sebagai kondisi batas untuk permukaan dalam dan luar *tube bank*.

Komponen pendukung untuk mengoperasikan penukar kalor *tube bank bare in-line* berupa; *heater* sauna, mini *centrifugal blower* tipe MC.DE.125, data logger suhu dan *box* kontrol. Untuk mengatur putaran *blower* menggunakan PWM yang terkoneksi dengan *temperature control* TX4S-14s dan pembacaan putaran (rpm) menggunakan tachometer yang terletak didalam *box* kontrol. Demikian juga masukan panas diatur menggunakan PWM guna mengatur arus listrik sehingga daya keluaran sesuai dengan yang diinginkan. Data logger termokopel 16 channel dengan toleransi ± 1 °C, untuk mengukur suhu media pengering pada; saluran masuk, saluran keluar penukar kalor *tube bank*. Semua pengukuran suhu menggunakan termokopel tipe-K yang terhubung dengan data logger suhu 16 *channels*. Kalibrasi termokopel pada suhu air 100 °C. Hot wire anemometer dengan toleransi $\pm 3\% \pm 0.1$ digit, untuk mengukur kecepatan udara fluida panas dan fluida dingin yang masuk dan keluar penukar kalor. Pencatatan data terukur berupa suhu, kecepatan, kelembaban dan masukan panas dimulai ketika kondisi operasi mencapai kondisi tunak.

2.2. Prosedur penelitian

Diagram skema dari prosedur penelitian disajikan pada Gambar 3. Dalam penelitian ini, siklus fluida panas dan fluida dingin terjadi secara simultan. Fluida panas adalah udara yang dipanaskan oleh *heater* dan fluida dingin adalah udara.

Percobaan diawali dengan mengatur daya *heater* sebesar 400 W, kecepatan udara sebesar 0,5 m/s dan suhu masuk fluida panas sebesar 50 °C pada *box-controller*. Sirkulasi fluida dingin di luar *tube* akan mengalir masuk menuju *blower*, kemudian akan melalui *heater* dimana fluida dingin akan dipanaskan menjadi fluida panas akan mencapai 50 °C sebelum masuk ke saluran masuk bagian uji. Jika suhu sudah mencapai lebih besar dari 50 °C, maka *heater* akan secara otomatis diputuskan hubungan dengan aliran listrik, dan sebaliknya. Jika telah tercapai kondisi tunak, maka proses pendataan data terukur berupa suhu dan kecepatan mulai dilakukan.



Gambar 3. Diagram skema prosedur penelitian

Bagian uji disediakan susunan *tube bank bare in-line* dengan jumlah kolom 5 dan jumlah baris 5. *Blower* sentrifugal berdaya 0,025 KW dengan kapasitas penanganan udara 135-meter kubik per jam digunakan untuk menyuplai udara sebagai fluida kerja pada suhu 50 °C. kecepatan aliran udara diukur dengan *hot wire anemometer*, tepat sebelum masuk ke bagian uji (*tube bank bare in-line*). Rasio *pitch transversal* dan rasio *pitch longitudinal* dipertahankan konstan untuk semua pengaturan kecepatan udara bebas yang dipilih.

Bagian uji (penukar kalor *tube bank bare in-line*) dirancang dan dibuat untuk melakukan beberapa percobaan untuk menyelidiki parameter perpindahan panas dalam kisaran parameter operasional yang disajikan pada Tabel 2.

Diagram skema prosedur penelitian dengan tata letak sensor suhu LM35 dan sensor kecepatan GM8903, sebagai berikut:

- 1) Pengukuran suhu fluida panas pada saluran masuk dan keluar penukar kalor (yaitu; $T_{h,i}$ dan $T_{h,o}$).

- 2) Pengukuran suhu fluida dingin masuk dan keluar penukar kalor (yaitu; $T_{c,i}$ dan $T_{c,o}$).
- 3) Pengukuran kecepatan udara pada saluran masuk penukar kalor (yaitu; $V_{h,i}$).

Tabel 2. Rentang parameter operasional penukar kalor *tube bank bare in-line*.

Parameter	Rentang
P_h , (W)	300
u_∞ , (m/s)	0.5, 1, 1.5, 2, 2.5
$T_{h,i}$, (K)	323
D_T , (m)	0,0254
N_T	5
N_L	5
L_T , (m)	0,3
S_L , (m)	0,051
S_T , (m)	0,051

Hasil perekaman data terukur akan tersimpan pada *memory card anemometer* dan data *logger* suhu yang terhubung secara otomatis ke PC Dekstop. Pengambilan data terukur dilakukan selama ± 1 jam hingga suhu keluar fluida dingin dari bagian uji telah mencapai kondisi konstan.

2.3. Data Reduksi

Berdasarkan Gambar 3, menyajikan ilustrasi skema prosedur penelitian penukar kalor *tube bank bare in-line*. Jika diasumsikan bahwa penukar kalor beroperasi pada kondisi tunak, dimana energi potensial, perpindahan panas konduksi dan radiasi diabaikan. Untuk mendapat perpindahan panas penukar kalor, diuraikan persamaan reduksi sebagai berikut:

2.3.1. Kecepatan udara maksimum *tube bank*

Kasus penukar kalor *tube bank bare in-line*, kecepatan aliran bebas fluida dingin (u) pada saluran masuk diukur dengan *hot wire anemometer*. Kecepatan udara maksimum dapat terjadi pada bidang *transversal* (A_T) yang disajikan dalam Gambar 4.

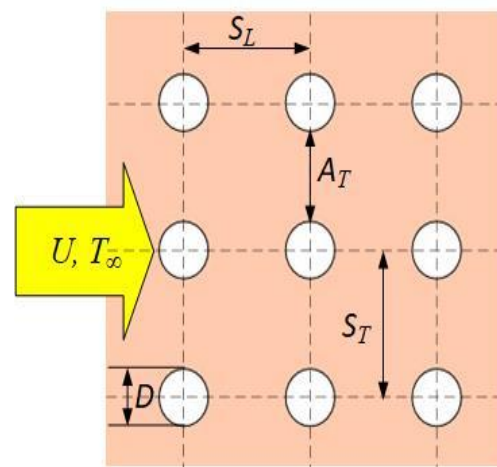
Untuk mengetahui kecepatan udara maksimum terjadi pada bidang *transversal* atau *longitudinal*, maka dilakukan evaluasi

kecepatan udara maksimum menggunakan persamaan 10, yang diperoleh dari [88]:

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \left(\frac{S_T + D}{2} \right) \tag{1}$$

Jika *tube bank bare in-line* tidak memenuhi pertidaksamaan di atas, maka kecepatan maksimum terjadi pada bidang *transversal* (A_T). Oleh karena itu, kecepatan yang disuplai pada saluran masuk dapat dihitung menggunakan persamaan (2) yang diperoleh dari [50], [89]:

$$V_{max} = \frac{S_T \cdot U_\infty}{(S_T - D)} \tag{2}$$



Gambar 4. Diagram skema susunan *tube bank bare in-line*

2.3.2. Bilangan Reynolds maksimum *tube bank*

Dalam kasus penukar kalor *tube bank bare in-line*, bilangan Reynolds untuk udara yang melintasi *tube bank* dihitung berdasarkan kecepatan maksimum dan diameter hidrolis ekuivalen menggunakan persamaan (2) yang diperoleh dari [90]:

$$Re_{max} = \frac{\rho \cdot V_{max} \cdot D}{\mu} \tag{2}$$

2.3.3. Bilangan Nusselt rerata *tube bank*

Bilangan Nusselt mewakili ukuran perpindahan panas konveksi dibandingkan dengan perpindahan panas konduktif, yang dievaluasi berdasarkan korelasi Zukauskas menggunakan persamaan (3), yang diperoleh dari [91]:

$$\overline{Nu}_D = C_2 \cdot C_1 \cdot Re_{D,max}^m \cdot Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \quad (3)$$

Untuk kisaran bilangan Reynold yang dipertimbangkan dalam penelitian ini, nilai eksponen m adalah 0,63 [92]. Nilai konstanta C₁ bervariasi tergantung pada susunan *tube bank*. Besarnya adalah 0,27 untuk susunan *tube bank* yang dipertimbangkan dalam penelitian ini. Persamaan (3) berlaku untuk *tube bank* yang jumlah barisnya tidak lebih dari 20. Jika jumlah baris lebih kecil dari 20, maka faktor koreksi C₂ harus dimasukkan dalam perhitungan. Nilai C₂ untuk lima baris *tube bank* adalah 0,92 [40].

2.3.4. Koefisien konveksi rerata *tube bank*

Koefisien perpindahan panas konveksi rerata untuk aliran udara yang melintasi *tube bank* dihitung menggunakan persamaan (4), yang diperoleh dari [93]:

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_D \cdot k}{D_T} \quad (4)$$

2.3.5. Perbedaan suhu rata-rata logaritmik *tube bank*

Distribusi suhu pada aliran dalam *tube bank* tidak seragam, maka perlu menggunakan perbedaan suhu rata-rata logaritmik, dihitung menggunakan persamaan (5), yang dikutip dari [94], [95]:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln \left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o} \right)} \quad (5)$$

2.3.6. Total perpindahan panas *tube bank*

Total perpindahan panas dari *tube bank* tergantung dari koefisien perpindahan panas rata-rata, luas permukaan total perpindahan panas dan perbedaan temperatur rata-rata logaritmik *tube bank*, dihitung menggunakan persamaan (6), yang dikutip dari [96]:

$$Q_{tot} = \bar{h} \cdot (N\pi DL_T) \Delta T_{lm} \quad (6)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil penelitian eksperimen penukar kalor *tube bank bare in-line* sebagai pemulihan limbah panas, dilakukan berdasarkan prosedur penelitian dan Tabel 2 rentang parameter operasional, maka diperoleh data terukur berupa; kecepatan udara bebas, dan suhu, yang disajikan dalam Tabel 3.

Tabel 3. Data terukur eksperimental.

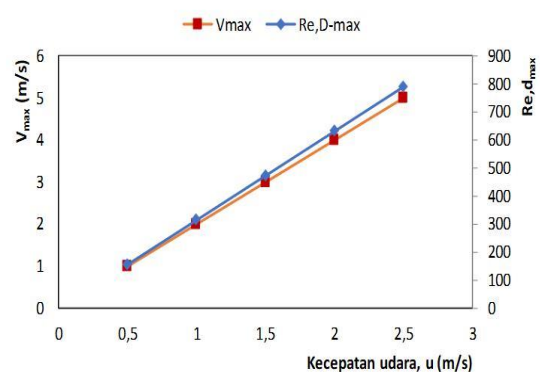
Q*: 400 W; D: 0,0254 m; N_T: 5; N_L: 5; L: 0,3 m; S_L: 0,051 m; S_T: 0,051; C₁: 0,27; C₂: 0,92; m: 0,63.

Parameter	Rentang				
	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
u (m/s)	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
T _i (K)	301,8	301,6	301,4	301,2	301,1
T _o (K)	303,2	302,8	302,6	302,4	302,3
T _{s,1} (K)	317,5	316,7	315,5	314,3	313,5
T _{s,2} (K)	317,2	316,4	315,3	314,1	313,5

Berdasarkan Tabel 3, dilakukan kajian secara analitik untuk mengkaji total perpindahan panas penukar kalor *tube bank bare in-line* yang akan diuraikan berdasarkan alirang silang penukar kalor *tube bank*.

3.1. Kecepatan udara dan bilangan Reynold maksimum *tube bank*

Bagian ini, menjelaskan perilaku kurva kecepatan udara maksimum pada bidang minimum transversal (A₁) dan bilangan Reynold maksimum pada penukar kalor *tube bank bare in-line* yang diilustrasikan pada Gambar 5. Nampak pada gambar tersebut, dengan semakin besar kecepatan udara maka kecepatan udara maksimum semakin meningkat sebesar 20%. Hal ini disebabkan oleh kecepatan udara bebas yang semakin meningkat dimana kecepatan udara bebas berbanding lurus dengan kecepatan udara maksimum. Kecepatan udara maksimum terdapat pada kecepatan udara bebas 2,5 m/s sebesar 4,98 m/s dan minimum pada kecepatan udara bebas 0,5 m/s sebesar 0,99 m/s.



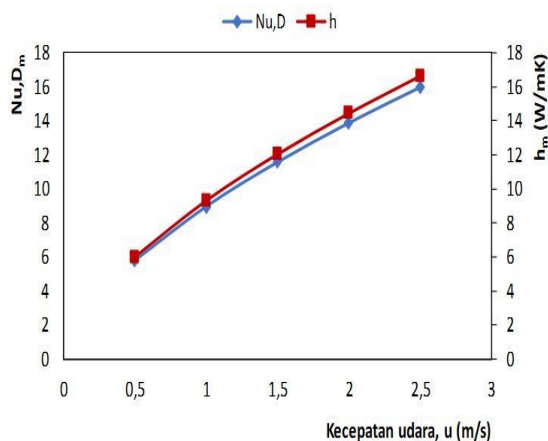
Gambar 5. Perilaku kurva kecepatan udara dan bilangan Reynold maksimum *tube bank bare in-line*.

Demikian juga, semakin besar kecepatan udara bebas maka semakin meningkat bilangan

Reynold sebesar 19,94%. Hal ini disebabkan oleh semakin meningkat kecepatan udara maksimum, dimana kecepatan udara maksimum berbanding lurus dengan bilangan Reynold. Bilangan Reynold maksimum terdapat pada kecepatan udara bebas 2,5 m/s sebesar 15353, 35 dan minimum terdapat pada kecepatan udara bebas 0,5 m/s sebesar 3061,51.

3.2. Bilangan Nusselt dan koefisien konveksi rerata tube bank

Bagian ini, menjelaskan perilaku kurva bilangan Nusselt dan koefisien konveksi rerata pada penukar kalor *tube bank bare in-line* yang diilustrasikan pada Gambar 6. Nampak pada gambar tersebut, dengan semakin besar kecepatan udara maka bilangan Nusselt rerata semakin meningkat sebesar 36,21%. Hal ini disebabkan oleh kecepatan udara maksimum semakin meningkat mengakibatkan bilangan Reynold juga meningkat sehingga bilangan Nusselt meningkat pula dimana bilangan Reynold berbanding lurus dengan bilangan Nusselt rerata. Bilangan Nusselt rerata maksimum terdapat pada kecepatan udara bebas 2,5 m/s sebesar 15,99 dan minimum pada kecepatan udara bebas 0,5 m/s sebesar 5, 78.



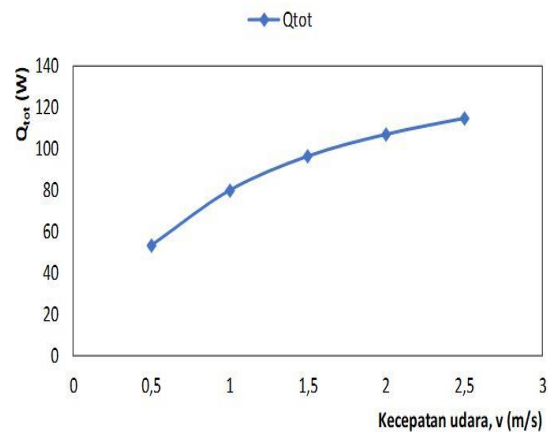
Gambar 6. Perilaku kurva bilangan Nusselt dan koefisien konveksi rerata *tube bank bare in-line*.

Demikian juga, semakin besar kecepatan udara bebas maka semakin meningkat koefisien konveksi rerata sebesar 36,26%. Hal ini disebabkan oleh semakin meningkat bilangan Nusselt rerata, dimana koefisien konveksi rerata berbanding lurus dengan bilangan Nusselt. Koefisien konveksi rerata maksimum terdapat pada kecepatan udara bebas 2,5 m/s sebesar 16,64 W/m²K dan minimum terdapat pada

kecepatan udara bebas 0,5 m/s sebesar 6,03 W/m²K.

3.3. Total perpindahan panas tube bank

Bagian ini, menjelaskan perilaku kurva bilangan total perpindahan panas pada penukar kalor *tube bank bare in-line* yang diilustrasikan pada Gambar 7. Nampak pada gambar tersebut, dengan semakin besar kecepatan udara maka total perpindahan panas semakin meningkat sebesar 50,91%. Hal ini disebabkan oleh koefisien konveksi rerata semakin meningkat mengakibatkan total perpindahan panas meningkat pula dimana total perpindahan panas berbanding lurus dengan koefisien konveksi rerata. Total perpindahan panas maksimum terdapat pada kecepatan udara bebas 2,5 m/s sebesar 114,85 W dan minimum pada kecepatan udara bebas 0,5 m/s sebesar 53,55 W.



Gambar 7. Perilaku kurva total perpindahan panas *tube bank bare in-line*.

4. KESIMPULAN

Hasil analisis perpindahan panas penukar kalor *tube bank bare in-line* dengan memvariasikan kecepatan udara bebas, disimpulkan sebagai berikut:

1. Kecepatan udara bebas yang efektif berada pada kecepatan 2,5 m/s yang menghasilkan total perpindahan panas maksimal.
2. Semakin besar kecepatan udara bebas maka total perpindahan panas semakin meningkat sebesar 46,62%.

DAFTAR NOTASI

- A_T Luas *throat* melintang *tube bank* (m²)
- B_{sh,i} Lebar *shell* bagian dalam (m)

$B_{sh,o}$	Lebar <i>shell</i> bagian luar (m)
C_1	Konstanta
C_2	Faktor koreksi
D_{ch}	Diameter saluran (m)
D_T	Diameter <i>tube</i> (m)
G_s	Jarak gap diantara <i>shell</i> dan <i>tube bank</i> (m)
$H_{sh,i}$	Tinggi <i>shell</i> dalam (m)
$H_{sh,o}$	Tinggi <i>shell</i> luar (m)
h_m	Koefisien konveksi rata-rata (W/m ² K)
\bar{h}	Koefisien konveksi rata-rata (W/m ² K)
k	Konduktivitas panas fluida (W/m.K)
L_T	Panjang <i>tube</i> (m)
m	Eksponen
Nu	Bilangan Nusselt
$Nu_{,Dm}$	Bilangan Nusselt rata-rata.
\overline{Nu}_D	Bilangan Nusselt rata-rata.
N_T	Jumlah baris <i>tube</i> dalam arah melintang.
N_L	Jumlah baris tabung dalam arah memanjang.
P_h	Daya heater (W)
Pr	Bilangan Prandtl
Pr_s	Bilangan Prandtl dekat permukaan dinding.
Q_{tot}	Total perpindahan panas (W)
Re	Bilangan Reynold
Re_{max}	Bilangan Reynold maksimum
S_D	Jarak tabung diagonal (m)
S_L	Jarak tabung memanjang (m)
S_T	Jarak tabung melintang (m)
T_{hi}	Suhu masuk fluida panas (K)
T_i	Suhu udara masuk <i>tube bank</i> (K)
T_o	Suhu udara keluar <i>tube bank</i> (K)
T_s	Suhu rata-rata permukaan <i>tube</i> (K)
U_∞	Kecepatan aliran bebas udara pada pintu masuk <i>tube bank</i> (m/s)
V_{max}	Kecepatan maksimum fluida dalam <i>tube bank</i> (m/s)
W	Lebar <i>tube bank</i> (m)
ΔT_{lm}	Gradien suhu rata-rata logaritmik (K)
ρ	Massa jenis udara (kg/m ³)
μ	Viskositas dinamis udara (N.s/m ²)
ν	viskositas kinematik fluida (m ² /s)
μ	Viskositas dinamik (N.s/m ²)

DAFTAR PUSTAKA

[1] A. Mahmoudi, M. Fazli, and M. R. Morad, "A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 143, no. July, pp. 660–675, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.07.136.

[2] S. Chu and A. Majumdar, "Opportunities and challenges for a sustainable energy future," *Nature*, vol. 488, no. 7411, pp. 294–303, 2012, doi: 10.1038/nature11475.

[3] C. Yue, L. Tong, and S. Zhang, "Thermal and economic analysis on vehicle energy supplying system based on waste heat recovery organic Rankine cycle," *Appl. Energy*, vol. 248, no. April, pp. 241–255, 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.04.081.

[4] D. Roy, S. Samanta, and S. Ghosh, "Techno-economic and environmental analyses of a biomass based system employing solid oxide fuel cell, externally fired gas turbine and organic Rankine cycle," *J. Clean. Prod.*, vol. 225, pp. 36–57, 2019, doi: 10.1016/j.jclepro.2019.03.261.

[5] G. B. de Campos, C. Bringhenti, A. Traverso, and J. T. Tomita, "Thermoeconomic optimization of organic Rankine bottoming cycles for micro gas turbines," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 164, p. 114477, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114477.

[6] Y. W. Huang, M. Q. Chen, and L. Jia, "Assessment on thermal behavior of municipal sewage sludge thin-layer during hot air forced convective drying," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 96, pp. 209–216, Mar. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.11.090.

[7] R. Moreira, F. Chenlo, J. Sineiro, S. Arufe, and S. Sexto, "Water Sorption Isotherms and Air Drying Kinetics of Fucus vesiculosus Brown Seaweed," *J. Food Process. Preserv.*, vol. 41, no. 4, Aug. 2017, doi: 10.1111/jfpp.12997.

[8] M. Stramarkou, S. Papadaki, K. Kyriakopoulou, and M. Krokida, "Effect of drying and extraction conditions on the recovery of bioactive compounds from *Chlorella vulgaris*," *J. Appl. Phycol.*, vol. 29, no. 6, pp. 2947–2960, 2017, doi: 10.1007/s10811-017-1181-8.

[9] S. Kazemi, M. I. M. Nor, and W. H. Teoh, "Thermodynamic and economic investigation of an ionic liquid as a new

- proposed geothermal fluid in different organic Rankine cycles for energy production,” *Energy*, vol. 193, p. 116722, 2020, doi: 10.1016/j.energy.2019.116722.
- [10] M. H. Masud, A. A. Ananno, A. M. E. Arefin, R. Ahamed, P. Das, and M. U. H. Joardder, “Perspective of biomass energy conversion in Bangladesh,” *Clean Technologies and Environmental Policy*, vol. 21, no. 4. Springer Verlag, pp. 719–731, May 15, 2019. doi: 10.1007/s10098-019-01668-2.
- [11] Z. Su *et al.*, “Green and efficient configuration of integrated waste heat and cold energy recovery for marine natural gas/diesel dual-fuel engine,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 209, no. March, 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.112650.
- [12] E. Blanco-Davis and P. Zhou, “Life Cycle Assessment as a complementary utility to regulatory measures of shipping energy efficiency,” *Ocean Eng.*, vol. 128, no. September 2015, pp. 94–104, 2016, doi: 10.1016/j.oceaneng.2016.10.015.
- [13] Z. Mat Nawi, S. K. Kamarudin, S. R. Sheikh Abdullah, and S. S. Lam, “The potential of exhaust waste heat recovery (WHR) from marine diesel engines via organic rankine cycle,” *Energy*, vol. 166, pp. 17–31, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2018.10.064.
- [14] M. C. Rajagopal *et al.*, “Materials-to-device design of hybrid metal-polymer heat exchanger tubes for low temperature waste heat recovery,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 143, Nov. 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118497.
- [15] X. Han, H. Zou, J. Wu, C. Tian, M. Tang, and G. Huang, “Investigation on the heating performance of the heat pump with waste heat recovery for the electric bus,” *Renew. Energy*, vol. 152, pp. 835–848, Jun. 2020, doi: 10.1016/j.renene.2020.01.075.
- [16] A. Singh, J. Sarkar, and R. R. Sahoo, “Experiment on waste heat recovery-assisted heat pump drying of food chips: Performance, economic, and exergoeconomic analyses,” *J. Food Process. Preserv.*, vol. 44, no. 9, Sep. 2020, doi: 10.1111/jfpp.14699.
- [17] G. V. Ochoa, J. P. Rojas, and J. D. Forero, “Advance Exergo-economic analysis of a waste heat recovery system using ORC for a bottoming natural gas engine,” *Energies*, vol. 13, no. 1, 2020, doi: 10.3390/en13010267.
- [18] Z. Cheng, Z. Tan, Z. Guo, J. Yang, and Q. Wang, “Technologies and fundamentals of waste heat recovery from high-temperature solid granular materials,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 179. Elsevier Ltd, Oct. 01, 2020. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115703.
- [19] O. Chibuike, D. N. Olisaemeka Chukwudozie, D. N. Nnaemeka Reginald, D. O. Chukwunonye Anthony, D. I. Onyechege Johnson, and P. E. Enyioma Anyanwu, “ENERGY CONSUMPTION OF YAM SLICE DRYING IN AN EXHAUST GAS WASTE HEAT RECOVERY HOT AIR TRAY DRYER,” *Sci. Res. J.*, vol. 9, no. 8, pp. 1–7, Aug. 2021, doi: 10.31364/scirj/v9.i08.2021.p0821872.
- [20] Z. Su *et al.*, “Opportunities and strategies for multigrade waste heat utilization in various industries: A recent review,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 229, no. January, p. 113769, 2021, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113769.
- [21] S. M. Shalaby, M. A. Bek, and A. E. Kabeel, “Design Recommendations for Humidification-dehumidification Solar Water Desalination Systems,” in *Energy Procedia*, Elsevier Ltd, Feb. 2017, pp. 270–274. doi: 10.1016/j.egypro.2016.12.148.
- [22] A. E. Kabeel, M. Abdelgaied, and A. Eisa, “Enhancing the performance of single basin solar still using high thermal conductivity sensible storage materials,” *J. Clean. Prod.*, vol. 183, pp. 20–25, May 2018, doi: 10.1016/j.jclepro.2018.02.144.
- [23] N. Titahelu, C. S. E. Tupamahu, and S. J. E. Sarwuna, “Evaluasi Kinerja Pelat Kolektor Datar Dengan Berbagai Model Tube Kolektor Sebagai Pemanas Air Surya Aktif,” *ALE Proceeding*, vol. 5, pp. 53–58, 2022, doi: 10.30598/ale.5.2022.53-58.
- [24] N. S. F. Syatauw, A. Simanjuntak, and N. Titahelu, “Analisis kinerja panel surya akibat pendinginan aktif,” *Isometri*, vol. 2, no. 1, 2023.
- [25] M. Yahya, A. Fudholi, and K. Sopian, “Energy and exergy analyses of solar-assisted fluidized bed drying integrated

- with biomass furnace,” *Renew. Energy*, vol. 105, pp. 22–29, 2017, doi: 10.1016/j.renene.2016.12.049.
- [26] Hamdani, T. A. Rizal, and Z. Muhammad, “Fabrication and testing of hybrid solar-biomass dryer for drying fish,” *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 12, pp. 489–496, Sep. 2018, doi: 10.1016/j.csite.2018.06.008.
- [27] M. C. Ndukwu, M. Simo-Tagne, F. I. Abam, O. S. Onwuka, S. Prince, and L. Bennamoun, “Exergetic sustainability and economic analysis of hybrid solar-biomass dryer integrated with copper tubing as heat exchanger,” *Heliyon*, vol. 6, no. 2, Feb. 2020, doi: 10.1016/j.heliyon.2020.e03401.
- [28] I. B. Alit, I. G. B. Susana, and I. M. Mara, “Utilization of rice husk biomass in the conventional corn dryer based on the heat exchanger pipes diameter,” *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 22, Dec. 2020, doi: 10.1016/j.csite.2020.100764.
- [29] N. Badshah, K. A. Al-attab, and Z. A. Zainal, “Design optimization and experimental analysis of externally fired gas turbine system fuelled by biomass,” *Energy*, vol. 198, 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.117340.
- [30] W. M. Rumaherang, B. Laconawa, N. Titahelu, and J. Louhenapessy, “Kajian Perbandingan Performance Energi Turbin Angin Model Ducted Dengan Un-Ducted,” *J. Tek. Mesin, Elektro, Inform. Kelaut. dan Sains*, vol. 2, no. 1, pp. 56–64, 2022, doi: 10.30598/metiks.2022.2.1.56-64.
- [31] N. Jamshidi and A. Mosaffa, “Investigating the effects of geometric parameters on finned conical helical geothermal heat exchanger and its energy extraction capability,” *Geothermics*, vol. 76, pp. 177–189, Nov. 2018, doi: 10.1016/j.geothermics.2018.07.007.
- [32] A. Keshvarparast, S. S. M. Ajarostaghi, and M. A. Delavar, “Thermodynamic analysis the performance of hybrid solar-geothermal power plant equipped with air-cooled condenser,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 172, May 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115160.
- [33] F. Esmailion, “Hybrid renewable energy systems for desalination,” *Appl. Water Sci.*, vol. 10, no. 3, Mar. 2020, doi: 10.1007/s13201-020-1168-5.
- [34] W. M. Rumaherang and J. Latuny, “Fluid Flow Study in Various Shapes and Sizes of Horizontal Axis Sea Current Turbine,” *Sinergi*, vol. 25, no. 3, p. 289, 2021, doi: 10.22441/sinergi.2021.3.006.
- [35] M. W. Kareem, S. I. Gilani, K. Habib, K. Irshad, and B. B. Saha, “Performance analysis of a multi-pass solar thermal collector system under transient state assisted by porous media,” *Sol. Energy*, vol. 158, pp. 782–791, Dec. 2017, doi: 10.1016/j.solener.2017.10.016.
- [36] J. Li, Z. Yang, S. Hu, F. Yang, and Y. Duan, “Effects of shell-and-tube heat exchanger arranged forms on the thermo-economic performance of organic Rankine cycle systems using hydrocarbons,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 203, Jan. 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2019.112248.
- [37] S. A. Nada, R. Khater, and M. A. Mahmoud, “Thermal characteristics enhancement of helical cooling-dehumidifying coils using strips fins,” *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 16, May 2020, doi: 10.1016/j.tsep.2020.100482.
- [38] S. Lion, C. N. Michos, I. Vlaskos, C. Rouaud, and R. Taccani, “A review of waste heat recovery and Organic Rankine Cycles (ORC) in on-off highway vehicle Heavy Duty Diesel Engine applications,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 79, no. May, pp. 691–708, 2017, doi: 10.1016/j.rser.2017.05.082.
- [39] M. Masud *et al.*, “Feasibility of utilizing waste heat in drying of plant-based food materials Renewable Energy View project Intermittent Microwave convective drying View project Feasibility of utilizing waste heat in drying of plant-based food materials,” *Int. Conf. Mech. Ind. Mater. Eng.*, vol. 2017, 2017, [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/325321933>
- [40] J. D. Abraham, A. S. Dhoble, and C. K. Mangrulkar, “Numerical analysis for thermo-hydraulic performance of staggered cross flow tube bank with longitudinal tapered fins,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 118, Nov. 2020, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104905
- [41] A. T. Hoang, “Waste heat recovery from diesel engines based on Organic Rankine Cycle,” *Appl. Energy*, vol. 231, no. March, pp. 138–166, 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.09.022.
- [42] X. Wang, M. Jin, W. Feng, G. Shu, H.

- Tian, and Y. Liang, “Cascade energy optimization for waste heat recovery in distributed energy systems,” *Appl. Energy*, vol. 230, no. June, pp. 679–695, 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.08.124.
- [43] M. U. H. Joardder and M. H. Masud, “Feasibility of Advance Technologies,” in *Food Preservation in Developing Countries: Challenges and Solutions*, Springer International Publishing, 2019, pp. 219–236. doi: 10.1007/978-3-030-11530-2_9.
- [44] A. E. Quintero and M. Vera, “Laminar counterflow parallel-plate heat exchangers: An exact solution including axial and transverse wall conduction effects,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 104, pp. 1229–1245, Jan. 2017, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.025.
- [45] H. Sun *et al.*, “A general distributed-parameter model for thermal performance of cold box with parallel plate-fin heat exchangers based on graph theory,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 148, pp. 478–490, Feb. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.11.054.
- [46] Y. A. Al-Turki, H. Moria, A. Shawabkeh, S. Pourhedayat, M. Hashemian, and H. S. Dizaji, “Thermal, frictional and exergetic analysis of non-parallel configurations for plate heat exchangers,” *Chem. Eng. Process. - Process Intensif.*, vol. 161, Apr. 2021, doi: 10.1016/j.cep.2021.108319.
- [47] R. Eldeeb, V. Aute, and R. Radermacher, “Pillow plate heat exchanger weld shape optimization using approximation and parallel parameterized CFD and non-uniform rational B-splines,” *Int. J. Refrig.*, vol. 110, pp. 121–131, Feb. 2020, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.10.024.
- [48] B. O. Kwon, H. Kim, J. Noh, S. Y. Lee, J. Nam, and J. S. Khim, “Spatiotemporal variability in microphytobenthic primary production across bare intertidal flat, saltmarsh, and mangrove forest of Asia and Australia,” *Mar. Pollut. Bull.*, vol. 151, Feb. 2020, doi: 10.1016/j.marpolbul.2019.110707.
- [49] A. M. N. Elmekawy, A. A. Ibrahim, A. M. Shahin, S. Al-Ali, and G. E. Hassan, “Performance enhancement for tube bank staggered configuration heat exchanger – CFD Study,” *Chem. Eng. Process. - Process Intensif.*, vol. 164, Jul. 2021, doi: 10.1016/j.cep.2021.108392.
- [50] X. Song, M. Liu, X. Hu, X. Wang, T. Liao, and J. Sun, “Numerical analysis of flow across brush elements based on a 2-D staggered tube banks model,” *Aerospace*, vol. 8, no. 1, pp. 1–16, Jan. 2021, doi: 10.3390/aerospace8010019.
- [51] N. Alvandifar *et al.*, “Experimental study of partially metal foam wrapped tube bundles,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 162, Apr. 2021, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2020.106798.
- [52] A. Hashem-ol-Hosseini, M. Akbarpour Ghazani, A. Shahsavari, and M. Soltani, “Experimental investigation of thermal-hydraulic characteristics of finned oval tube bundles in cross-flow arrangements,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 180, Dec. 2021, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121759.
- [53] A. S. Baqir, H. B. Mahood, and A. R. Kareem, “Optimisation and evaluation of NTU and effectiveness of a helical coil tube heat exchanger with air injection,” *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 14, Dec. 2019, doi: 10.1016/j.tsep.2019.100420.
- [54] Y. Han, X. sheng Wang, Z. Zhang, and H. nan Zhang, “Multi-objective optimization of geometric parameters for the helically coiled tube using Markowitz optimization theory,” *Energy*, vol. 192, Feb. 2020, doi: 10.1016/j.energy.2019.116567.
- [55] A. Hatumessen, N. Titahelu, and C. S. Tupamahu, “Analisis efektivitas penukar kalor pipa helikal destilasi minyak atsiri kayu putih,” in *Archeipelago Engineering*, N. Titahelu, Ed., Amon: Fakultas Teknik Universitas Pattimura, 2021, pp. 127–132.
- [56] G. Kumar, Gagandeep, A. Kumar, N. A. Ansari, and M. Zunaid, “Comparative numerical study of flow characteristics in shell & helical coil heat exchangers with hybrid models,” in *Materials Today: Proceedings*, Elsevier Ltd, 2021, pp. 10831–10836. doi: 10.1016/j.matpr.2021.01.775.
- [57] M. Farnam, M. Khoshvaght-Aliabadi, and M. J. Asadollahzadeh, “Intensified single-phase forced convective heat transfer with helical-twisted tube in coil heat exchangers,” *Ann. Nucl. Energy*, vol. 154, May 2021, doi: 10.1016/j.anucene.2020.108108.
- [58] N. Titahelu, J. Latuny, C. S. E. Tupamahu, and S. J. E. Sarwuna, “Pitch ratio effect on

- the effectiveness of condenser for essential oil distillation,” *J. Energy, Mech. Mater. Manuf. Eng.*, vol. 6, no. 2, pp. 145–154, 2021.
- [59] Y. Yao, Q. Zhu, and Z. Li, “Performance of helically coiled gas heaters in supercritical CO₂ Rankine cycles: A detailed assessment under convective boundary condition,” *Energy*, vol. 195, Mar. 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.117002.
- [60] N. Titahelu, D. S. Pelupessy, and A. F. Rumagutawan, “Meningkatkan efektivitas kondensor vertikal pipa helikal koil untuk destilasi minyak atsiri sereh,” *J. Rekayasa Mesin*, vol. 14, no. 1, pp. 235–249, 2023, doi: 10.21776/jrm.v14i1.1219.
- [61] Z. Said, S. M. A. Rahman, M. El Haj Assad, and A. H. Alami, “Heat transfer enhancement and life cycle analysis of a Shell-and-Tube Heat Exchanger using stable CuO/water nanofluid,” *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 31, pp. 306–317, Feb. 2019, doi: 10.1016/j.seta.2018.12.020.
- [62] X. Yang, J. Yu, T. Xiao, Z. Hu, and Y. L. He, “Design and operating evaluation of a finned shell-and-tube thermal energy storage unit filled with metal foam,” *Appl. Energy*, vol. 261, no. December 2019, p. 114385, 2020, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.114385.
- [63] M. Fares, M. AL-Mayyahi, and M. AL-Saad, “Heat transfer analysis of a shell and tube heat exchanger operated with graphene nanofluids,” *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 18, p. 100584, 2020, doi: 10.1016/j.csite.2020.100584.
- [64] R. Said, N. Titahelu, and R. Ufie, “Analisis laju aliran massa fluida dingin terhadap efektivitas penukar kalor shell and tube destilasi minyak atsiri cengkeh (*Syzygium aromaticum*),” in *Archipelago Engineering (ALE)*, 2021, pp. 140–145.
- [65] E. M. S. El-Said and M. M. A. Alsood, “Experimental investigation of air injection effect on the performance of horizontal shell and multi-tube heat exchanger with baffles,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 134, pp. 238–247, Apr. 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.02.001.
- [66] G. Yu, L. Xiong, C. Du, and H. Chen, “Simplified model and performance analysis for top insulated metal ceiling radiant cooling panels with serpentine tube arrangement,” *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 11, pp. 35–42, Mar. 2018, doi: 10.1016/j.csite.2017.12.006.
- [67] J. Bai, J. Pan, G. Wu, and L. Tang, “Numerical analysis on heat transfer of supercritical pressure LNG in serpentine tube,” *Cryogenics (Guildf.)*, vol. 101, no. June, pp. 101–110, 2019, doi: 10.1016/j.cryogenics.2019.06.010.
- [68] H. Gürbüz and D. Ateş, “A numerical Study on Processes of Charge and Discharge of Latent Heat Energy Storage System Using RT27 Paraffin Wax for Exhaust Waste Heat Recovery in a SI Engine,” *Int. J. Automot. Sci. Technol.*, vol. 4, pp. 314–327, 2020, doi: 10.30939/ijastech.800856.
- [69] S. Chakrabarty and U. S. Wankhede, “Flow and heat transfer behaviour across circular,” *Int. J. Mod. Eng. Res.*, vol. 2, no. 4, pp. 1529–1533, 2012.
- [70] J. M. Gorman, E. M. Sparrow, and J. Ahn, “In-line tube-bank heat exchangers: Arrays with various numbers of thermally participating tubes,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 132, pp. 837–847, Apr. 2019, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.11.167.
- [71] S. Kotšmíd and Z. Brodnianská, “Determination of the reference temperature for a convective heat transfer coefficient in a heated *tube bank*,” *Appl. Sci.*, vol. 11, no. 22, 2021, doi: 10.3390/app112210564.
- [72] C. K. Mangrulkar, A. S. Dhoble, S. Chamoli, A. Gupta, and V. B. Gawande, “Recent advancement in heat transfer and fluid flow characteristics in cross flow heat exchangers,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 113. Elsevier Ltd, Oct. 01, 2019. doi: 10.1016/j.rser.2019.06.027.
- [73] T. A. Tahseen, M. Ishak, and M. M. Rahman, “An overview on thermal and fluid flow characteristics in a plain plate finned and un-finned *tube banks* heat exchanger,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 43, pp. 363–380, 2015, doi: 10.1016/j.rser.2014.10.070.
- [74] T. Kim, “Effect of longitudinal pitch on convective heat transfer in crossflow over in-line *tube banks*,” *Ann. Nucl. Energy*, vol. 57, pp. 209–215, 2013, doi: 10.1016/j.anucene.2013.01.060.

- [75] A. M. González, M. Vaz, and P. S. B. Zdanski, “A hybrid numerical-experimental analysis of heat transfer by forced convection in plate-finned heat exchangers,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 148, pp. 363–370, Feb. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.11.068.
- [76] C. K. Mangrulkar, A. S. Dhoble, J. D. Abraham, and S. Chamoli, “Experimental and numerical investigations for effect of longitudinal splitter plate configuration for thermal-hydraulic performance of staggered tube bank,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 161, Nov. 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120280
- [77] N. Abed and I. Afgan, “A CFD study of flow quantities and heat transfer by changing a vertical to diameter ratio and horizontal to diameter ratio in inline tube banks using URANS turbulence models,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 89, pp. 18–30, Dec. 2017, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.09.015.
- [78] N. Hasbullah, F. Al Zahrah Mohd Saat, F. S. Anuar, M. F. Sukri, M. Z. Akop, and Z. A. Manan, “Experimental Study on The Performance of One-Directional and Bi-Directional Flow Conditions Across In-Line Tube banks Heat Exchanger,” *J. Adv. Res. Fluid Mech. Therm. Sci.*, vol. 96, no. 2, pp. 74–87, 2022, doi: 10.37934/arfm.96.2.7487.
- [79] I. Ikpotokin and C. O. Osueke, “Heat transfer and fluid flow characteristics study for in-line tube bank in cross-flow,” *Int. J. Mech. Mechatronics Eng.*, vol. 14, no. 3, pp. 93–105, 2014.
- [80] P. Amatachaya and B. Krittacom, “Combustion Mechanism of Gas Porous Burner Installed an In-Line Tube-Bank Heat Exchanger,” in *Energy Procedia*, Elsevier Ltd, 2017, pp. 50–55. doi: 10.1016/j.egypro.2017.10.045.
- [81] H. Ghasemkhani, A. Keyhani, M. Aghbashlo, S. Rafiee, and A. S. Mujumdar, “Improving exergetic performance parameters of a rotating-tray air dryer via a simple heat exchanger,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 94, pp. 13–23, Feb. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.10.114.
- [82] A. A. Ananno, M. H. Masud, P. Dabnichki, and A. Ahmed, “Design and numerical analysis of a hybrid geothermal PCM flat plate solar collector dryer for developing countries,” *Sol. Energy*, vol. 196, no. April 2019, pp. 270–286, 2020, doi: 10.1016/j.solener.2019.11.069.
- [83] Z. Erbay and A. Hepbasli, “Assessment of cost sources and improvement potentials of a ground-source heat pump food drying system through advanced exergoeconomic analysis method,” *Energy*, vol. 127, pp. 502–515, 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.03.148.
- [84] M. Mohanraj, “Performance of a solar-ambient hybrid source heat pump drier for copra drying under hot-humid weather conditions,” *Energy Sustain. Dev.*, vol. 23, pp. 165–169, 2014, doi: 10.1016/j.esd.2014.09.001.
- [85] R. Saidur, “Energy consumption, energy savings, and emission analysis in Malaysian office buildings,” *Energy Policy*, vol. 37, no. 10, pp. 4104–4113, 2009, doi: 10.1016/j.enpol.2009.04.052.
- [86] B. El Fil and S. Garimella, “The state of the art in energy saving techniques for garment/textile drying,” *Dry. Technol.*, vol. 40, no. 11, pp. 2235–2250, 2022, doi: 10.1080/07373937.2021.1938599.
- [87] R. T. Oğulata, “Utilization of waste-heat recovery in textile drying,” *Appl. Energy*, vol. 79, no. 1, pp. 41–49, 2004, doi: 10.1016/j.apenergy.2003.12.002.
- [88] M. Nasif Kuru, M. T. Erdinc, and A. Yilmaz, “Optimization of Heat Transfer and Pressure Drop in Axially Finned Staggered Tube banks,” *Heat Transf. Eng.*, pp. 1–18, 2020, doi: 10.1080/01457632.2020.1785696.
- [89] G. TÜRKAKAR, “Design and Optimization of Pcm-Air Cold Energy Storage Device To Be Used for Peak Electricity Shaving,” *Isi Bilim. ve Tek. Derg.*, vol. 41, no. 1, pp. 23–36, 2021, doi: 10.47480/isibtd.979300.
- [90] L. Gu, J. Min, X. Wu, and L. Yang, “Airsides heat transfer and pressure loss characteristics of bare and finned tube heat exchangers used for aero engine cooling considering variable air properties,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 108, pp. 1839–1849, 2017, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.01.047.
- [91] W. A. Khan, J. R. Culham, and M. M. Yovanovich, “Convection heat transfer from tube banks in crossflow: Analytical approach,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 25–26, pp. 4831–4838, Dec. 2006,

- doi:
10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.05.042.
- [92] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, and D. P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, vol. 21, no. 1. 2011. [Online]. Available: <http://journal.um-surabaya.ac.id/index.php/JKM/article/view/2203>
- [93] A. Banasode, S. Valmiki, and V. S. Desai, “Design and Analysis of Bagasse Dryer to Recover Energy of Water Tube Boiler in a Sugar Factory,” *Int. J. Innov. Technol. Res.*, vol. 5, no. 4, pp. 6645–6652, 2017.
- [94] B. Lotfi and B. Sundén, “Development of new finned tube heat exchanger: Innovative tube-bank design and thermohydraulic performance,” *Heat Transf. Eng.*, vol. 41, no. 14, pp. 1209–1231, Aug. 2020, doi: 10.1080/01457632.2019.1637112.
- [95] D. Mondal, M. O. Ikram, M. F. Rabbi, and M. N. A. Moral, “Experimental Investigation and Comparison of Bend Tube Parallel & Counter Flow and Cross Flow Water to Air Heat Exchanger,” *Int. J. Sci. Eng. Res.*, vol. 5, no. 7, pp. 686–695, 2014.
- [96] S. Sahamifar, F. Kowsary, and M. H. Mazlaghani, “Generalized optimization of cross-flow staggered *tube banks* using a subscale model,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 105, pp. 46–57, Jun. 2019, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.03.004.