

ANALISIS EFEKTIVITAS PENGERING KONVEKTIF RUMPUT LAUT TERINTEGRASI DENGAN PENUKAR KALOR *TUBE BANK BARE IN-LINE* PADA MASUKAN PANAS BERBEDA

Ridolf Richard Kermite¹, Abdul Hadi², Jandri Louhenapessy³, Jainal Ulath⁴*

¹Jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri Ambon, 97234

¹ridolf77@gmail.com

^{2,3}Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura Ambon 97234

³jandrileonora@yahoo.com

⁴S1 Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura Ambon 97234

⁴jainalulathenal@gmail.com

Abstrak Fokus utama penelitian ini yakni penerapan penukar kalor tube bank bare in-line sebagai pemulihan limbah panas guna memanfaatkan limbah panas dari pengering konvektif. Penelitian ini bertujuan untuk mendapatkan masukan panas yang efektif, dimana efektivitas maksimal guna mempersingkat waktu pengeringan dan menghemat pemakaian daya listrik. Metode penelitian secara eksperimen dilakukan dengan memvariasikan nilai masukan panas dari 300 hingga 700 W pada kecepatan udara 2 m/s, temperatur media pengering 50 C dan kelembaban relatif 40% konstan pada kondisi operasi sebelum dan sesudah penerapan pemulihan limbah panas. Pengambilan data berupa temperatur, kecepatan udara, kelembaban relatif dan masukan panas setelah tercapai keadaan tunak. Hasil percobaan menunjukkan bahwa efektivitas menurun seiring meningkatnya masukan panas, dimana efektivitas maksimal pada masukan panas 300 W sebesar 93.94% dan 93.68% untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah penerapan pemulihan limbah panas. Waktu pengeringan rumput laut minimal pada masukan panas 700 W untuk kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas masing-masing sebesar 660 dan 570 menit. Penghematan daya listrik maksimal pada masukan panas 300 W sebesar 7497.1 W atau 87.90% dan minimal pada masukan panas 700 W sebesar 5436.6 atay 85.96%. Disimpulkan bahwa pengering konvektif dengan pemulihan limbah panas dapat digunakan untuk pengeringan rumput laut pada kondisi operasi masukan panas 500 W, efektivitas 91.00%, waktu pengeringan 780 menit dan menghemat daya listrik sebesar 86.24%.

Kata kunci: Efektivitas, Masukan panas, Pemulihan limbah panas, Pengering konvektif, Penukar kalor *tube bank bare in-line*.

Abstract The main focus of this research is the application of a bare in-line tube bank heat exchanger as waste heat recovery in order to utilize waste heat from convective dryers. This research aims to obtain effective heat input, where effectiveness is maximum in order to shorten drying time and save electricity consumption. The experimental research method was carried out by varying the heat input value from 300 to 700 W at an air speed of 2 m/s, drying media temperature of 50 C, and constant relative humidity of 40% under operating conditions before and after the application of waste heat recovery. Retrieval of data in the form of temperature, airspeed, relative humidity, and heat input after reaching a steady state. The experimental results show that the effectiveness decreases as the heat input increases, where the maximum effectiveness at a heat input of 300 W is 93.94% and 93.68% for operating conditions before and after the application of waste heat recovery. The minimum seaweed drying time at a heat input of 700 W for conditions before and after applying waste heat recovery is 660 and 570 minutes respectively. The maximum electrical power savings at a heat input of 300 W is 7497.1 W or 87.90% and the minimum at a heat input of 700 W is 5436.6 or 85.96%. It was concluded that a convective dryer with waste heat recovery can be used for drying seaweed under operating conditions of 500 W heat input, 91.00% effectiveness, 780 minutes drying time, and 86.24% electrical power savings.

Keywords: Effectiveness, Heat input, Waste heat recovery, Convective dryer, Bare in-line tube bank heat exchanger.

1. PENDAHULUAN

Pengeringan merupakan proses pengolahan pascapanen hasil produksi yang paling kritis sebelum dapat diaplikasikan dalam industri pengolahan [1], dimana pengeringan umumnya menggambarkan suatu proses memisahkan zat volatile (uap air) dari produk basah dengan introduksi panas untuk menghasilkan produk padat [2]. Pengeringan merupakan proses yang kompleks karena melibatkan perpindahan kalor dan massa secara simultan [3]. Energi kalor dipindahkan secara konveksi dari media pengering (udara atau gas) ke produk basah untuk menaikkan suhu dan kelembaban, sedangkan perpindahan massa terjadi saat uap air bermigrasi ke permukaan produk yang menguap dan kemudian ke media pengering yang bersirkulasi sebagai uap air [4]. Pengeringan bertujuan untuk menurunkan aktivitas air yang akhirnya menghambat pertumbuhan mikroorganisme, reaksi enzimatik, reaksi deterioratif, meningkatkan kualitas, mengurangi berat dan volume yang berdampak positif pada biaya penyimpanan dan transportasi [5]–[7]. Salah satu komoditas hasil perikanan, khususnya rumput laut segar mengandung kadar air 93% [8], sedangkan kadar air rumput laut kering yang distandarkan oleh SNI maksimum 30% [9].

Tingginya kadar air rumput laut segar sehingga mudah rusak dan membusuk, maka pengeringan merupakan langkah penting sebelum rumput laut diaplikasikan dalam industri pengolahan [10]. Namun, menghilangkan molekul air selama proses pengeringan membutuhkan substansial jumlah energi termal sebagai panas laten yang tinggi dalam penguapan air [11]. Teknik pengeringan konvektif yang ada mengkonsumsi 20–25% dari total energi yang disuplai [11]–[13], sementara sekitar 30–40% energinya terbuang sia-sia ke lingkungan sebagai limbah panas [14]–[16] dimana suhu limbah kalor dari pengering konvektif biasa < 55 °C [17].

Berbagai upaya penelitian yang telah dilakukan untuk mengoptimalkan pengering konvektif yang telah dilakukan diantaranya; mengkaji pengaruh masukan panas pada pengering konvektif secara konveksi paksa untuk produk bunga cengkeh [18]. Kajian eksperimen pengaruh beban panas (Q^*) = 400 – 600 W terhadap perpindahan kalor konveksi bebas [19]. Kajian eksperimen pengeringan konvektif buah kiwi dengan memvariasikan suhu pengering 40–60°C [20], kajian eksperimen pengeringan udara konvektif labu dengan memvariasikan kecepatan

udara 6,7 dan 13,6 m/s dengan ukuran slice labu 15 cm dan suhu udara 50 °C tetap konstan [21]. Kajian waktu pengeringan dan suhu kadar air sampel rumput laut, laju pengeringan, efisiensi energi dan sifat fisiologis sampel produk kering menggunakan pengering konvektif [22]. Kajian karakteristik dan model matematika kurva pengeringan dengan menggunakan pengering konvektif [8], [23]–[27], kajian efek laju kondensasi pengering konvektif terhadap pengeringan pati sagu [28], kajian karakteristik pengering konvektif mekanik guna mengeringkan rumput laut [29]–[31], kajian pengering konvektif memanfaatkan limbah panas untuk pengeringan berbagai produk secara numerik maupun eksperimental [11], [32]–[38], serta kajian dan prediksi model matematika kinematika pengeringan rumput laut menggunakan pengering microwave [39].

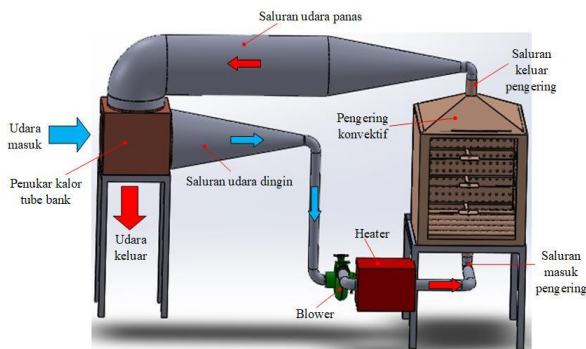
Meskipun banyak penelitian tentang pengering konvektif untuk berbagai produk pengering berkorelasi dengan perpindahan panas konveksi bebas dan konveksi paksa serta efektivitas, namun belum banyak informasi mengenai efektivitas pengering konvektif limbah panas rumput laut, dimana limbah panas dari pengering konvektif dimanfaatkan sebagai pemanas awal udara pengering. Inovasi baru yang diterapkan dalam penelitian ini adalah introduksi penukar kalor *bare tube bank* susunan *in-line* sebagai sistem pemulihan limbah panas pada kondisi operasi sebelum dan sesudah untuk menghemat pemakaian daya listrik, karena semakin meningkat suhu udara pengering yang keluar penukar kalor *bare tube bank* maka semakin sedikit pemakaian daya listrik untuk tercapainya suhu media pengering.

Untuk itu, fokus utama dalam penelitian ini yakni introduksi penukar kalor *bare tube banks* susunan *in-line* sebagai sistem pemulihan limbah panas dengan memvariasikan masukan panas (Q^*) 300 hingga 700 W pada kecepatan media pengering 2 m/s [40], suhu media pengering 50°C [25], [41] dan kelembaban relatif 30% konstan. Selanjutnya, data hasil pengukuran secara eksperimen akan dikaji secara teoritis untuk mendapatkan koefisien perpindahan panas menyeluruh dan akan bermuara pada perhitungan efektivitas. Koefisien konveksi paksa yang dianggap sebagai kondisi batas untuk permukaan dalam pengering konvektif, sedangkan konveksi natural yang dianggap sebagai kondisi batas permukaan luar pengering konvektif.

2. BAHAN DAN METODE

2.1. Peralatan dan pengaturan eksperimen

Gambar 1 menampilkan pengering konvektif limbah panas, yang terdiri dari dua bagian utama, yakni pengering konvektif dan penukar kalor *bare tube bank* sebagai sistem pemulihan limbah panas. Komponen pengering konvektif limbah panas terbuat dari bahan *stainless steel* G.304 (pengering dan *casing tube bank*), sedangkan *bare tube bank* terbuat dari material tembaga.



Gambar 1. Skema pengering konvektif limbah panas.

Saluran udara masuk terbuat dari *stainless steel* berukuran 0.0508 m dan saluran udara keluar menggunakan aluminium *flexible metalize ducting* berukuran 0.3048 m. Setelah fabrikasi, saluran udara masuk dan keluar diisolasi sempurna, untuk mencegah kehilangan panas dari permukaan luar saluran udara ke lingkungan. Isolasi menggunakan busa *poliyurethane* (PUF) sebagai lapisan pertama dan pita asbes sebagai lapisan kedua. Bagian bawah dalam pengering konvektif dilapisi pelat *perforated* bergelombang, sehingga diharapkan distribusi media udara pengering dapat berlangsung secara merata dalam ruang pengering. Dinding ruang pengering dilapisi isolator asbes dengan ketebalan 0.3 m pada semua sisi (samping kiri, samping kanan, belakang, bawah dan atas) sehingga dianggap sebagai dinding adiabatik, sedangkan sisi depan tidak dilapisi dan dianggap sebagai dinding isothermal. Sisi depan pengering konvektif dilengkapi dengan kaca untuk mengontrol kondisi dalam ruang pengering. Tabel 1 menyajikan karakteristik geometri pengering konvektif yang digunakan dalam penelitian ini.

Komponen pendukung untuk mengoperasikan pengering konvektif limbah panas berupa; heater sauna sebagai pemanas media pengering (udara) berdaya 1000 W.

Penentuan daya heater menggunakan PWM (*Pulse Width Modulator*) yang terkoneksi dengan *temperature control TX4S-14s*.

Tabel 1. Karakteristik geometri pengering konvektif.

Parameter	Nilai
Panjang (P_{cd})	0,59 m
Lebar (L_{cd})	0,59 m
Tinggi (H_{cd})	0,62 m
Jumlah rak	3 buah
Kapasitas pengering	3 kg
Jarak rak (b)	0,125 m
Diameter saluran masuk (d_i)	0,0508 m
Diameter saluran keluar (d_o)	0,0508 m

Mini *centrifugal blower* tipe MC.DE.125 untuk mensirkulasikan media pengering. Untuk mengatur putaran blower menggunakan PWM dan pembacaan putaran (rpm) menggunakan tachometer. Data logger termokopel 16 channel dengan toleransi ± 1 °C, untuk mengukur suhu media pengering pada; saluran masuk, saluran keluar, ruang pengering, dinding adiabatik dan dinding isothermal. Semua pengukuran suhu menggunakan termocoupele tipe-K yang terhubung dengan data logger suhu 16 *channels*. Kalibrasi termokopel pada suhu air 100 °C. Hot wire anemometer tipe GM8903 dengan toleransi $\pm 3\% \pm 0.1$ digit, untuk mengukur kecepatan media pengering yang masuk dan keluar pengering. Pencatatan data terukur berupa suhu, kecepatan, kelembaban dan masukan panas dimulai ketika kondisi operasi mencapai kondisi tunak.

2.2. Prosedur percobaan

Percobaan diawali dengan mengatur suhu pengering pada 50 °C, kelembaban (RH) 30%, kecepatan media pengering (v) 2 m/s konstan dan memvariasikan masukan kalor (Q^*) 300 hingga 700 W. Sementara menunggu suhu pengering dan kelembaban mencapai stedi, akan disiapkan *slice* rumput laut untuk ketiga rak dimana masing-masing rak berkapasitas 1 kg. Setelah suhu pengering tercapai, maka produk rumput laut dimasukkan kedalam ruang pengering dan proses pengambilan data dimulai, dimana semua parameter terukur secara otomatis datanya akan terbaca pada PC desktop. Data terukur antara lain; suhu, kecepatan, kelembaban, masukan kalor, waktu pengeringan dan kadar air akan

terdata dengan baik dalam *file excel*. Percobaan akan selesai jika kadar air rumput laut telah mencapai 30% dan secara otomatis semua sistem akan putus hubungan dengan aliran listrik. Kemudian mengeluarkan produk pengering rumput laut dari dalam pengering konvektif untuk proses pendinginan secara natural. Selanjutnya proses pengujian akan dilakukan berdasarkan Tabel 2 rentang parameter operasional pengering konvektif.

Tabel 2. Rentang parameter operasional pengering konvektif.

Parameter	Rentang
Kecepatan (v), m/s	2
Kelembaban (RH), %	30
Suhu pengering (T _{mp}), °C	50
Masukan panas (Q*), W	300, 400, 500, 600, 700

2.3. Data Reduksi

2.3.1. Neraca energi pengering konvektif

Berdasarkan gambar 2, maka neraca energi dari volume atur sistem pengering konvektif pada kondisi stedi dinyatakan dalam persamaan (1), yang diperoleh dari [42]:

$$E_i - E_o = \frac{dE}{dt} \Rightarrow E_i - E_o = 0 \Rightarrow E_i = E_o \quad (1)$$

Persamaan (1) ditulis dalam neraca kalor [43]:

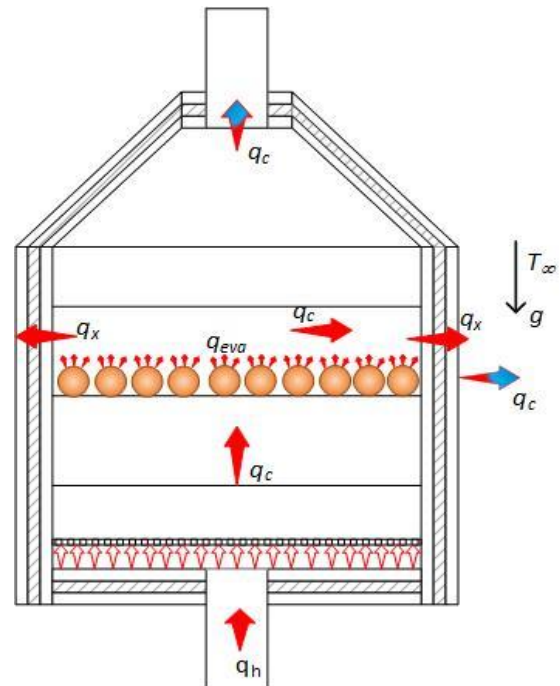
$$Q_h = Q_x + Q_c + Q_r \quad (2)$$

Dimana Q_x adalah perpindahan panas konduksi, Q_c adalah perpindahan panas konveksi, dan Q_r adalah perpindahan panas radiasi.

Jika pada pengering konvektif selama proses mekanisme perpindahan panas radiasi diabaikan, maka persamaan (2) dapat ditulis sebagai:

$$Q_h = Q_x + Q_c \quad (3)$$

Memperhatikan Gambar 2, selama proses kehilangan panas melalui media pengering (udara) yang keluar ruang pengering dan kehilangan panas media pengering (udara) ke sekeliling melalui dinding pengering.



Gambar 2. Skema neraca kalor pengering konvektif *slice* rumput laut.

Kehilangan panas ini dikatakan sebagai kehilangan panas gabungan (*mixture*) karena melalui dua mekanisme perpindahan panas yakni konveksi dan konduksi, dimana perpindahan panas yang terjadi melalui konveksi paksa dan konveksi natural. Selain itu, panas juga dibutuhkan untuk menguapkan uap air dari rumput laut. disebut kehilangan panas evaporasi. Dengan demikian, maka persamaan (3) diuraikan berikut ini:

$$Q_h = Q_{ud} + (Q_{ud,h} + Q_{x,w} + Q_{ud,c}) + Q_{eva} \quad (4)$$

Jika $Q_{ud,h} + Q_{x,w} + Q_{ud,c} = Q_{mix}$, maka diperoleh persamaan (5):

$$Q_h = Q_{ud} + Q_{mix} + Q_{eva} \quad (5)$$

2.3.2. Perpindahan kalor heater

Masukan panas (*heat input*) dari heater merupakan bersarnya pemakaian daya listrik oleh heater dan dihitung menggunakan persamaan (6), yang diperoleh dari [44], [45]:

$$Q_h = V \cdot I \quad (6)$$

Dimana: V adalah tegangan listrik (voltage), dan I adalah arus listrik (ampere).

2.3.3. Perpindahan kalor konveksi

Untuk menghitung kehilangan kalor melalui udara panas yang keluar meninggalkan pengering konvektif menggunakan persamaan (7) yang diperoleh dari [46]:

$$Q_{ud} = \dot{m}_{ud} \cdot c_{p,ud}(T_{ud,i} - T_{ud,o}) \quad (7)$$

2.3.4. Perpindahan panas gabungan

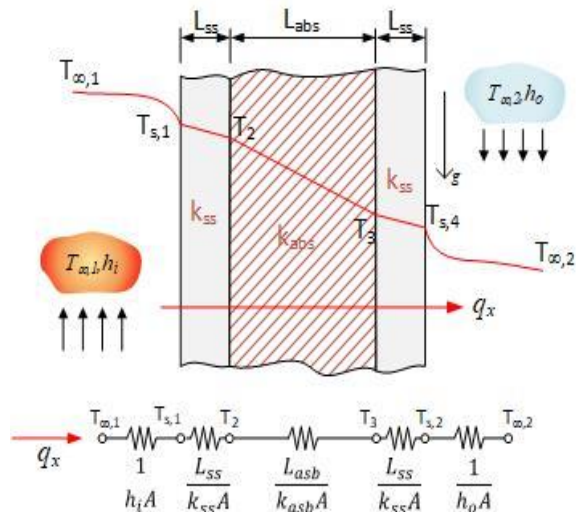
Perpindahan kalor gabungan ini dianalisis berdasarkan Gambar 3 yang terkait dengan distribusi temperatur pada dinding komposit susunan seri dan konsep tahanan termal.

A. Perpindahan panas konveksi paksa

Temperatur film yang terjadi diantara media pengering yang bersuhu ($T_{\infty,i}$) dengan dinding bagian dalam yang bersuhu ($T_{s,i}$) dihitung menggunakan persamaan (8), yang diperoleh dari [47]:

$$T_f = \frac{T_{\infty,i} + T_{s,i}}{2} \quad (8)$$

Sifat termo-fisika materi yang bekerja pada ruang pengering konvektif ditentukan berdasarkan temperatur film persamaan (8), diperoleh dari [48] antara lain; viskositas kinematik (ν), bilangan Prandtl (Pr), konduktivitas termal (k).



Gambar 3. Skema distribusi temperatur dan tahanan termal dinding komposit pengering konvektif

Laju aliran massa fluida media pengering dihitung menggunakan persamaan (9), yang diperoleh dari [49], [50]:

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A \quad (9)$$

dimana: ρ adalah densitas fluida (kg/m^3), V adalah kecepatan fluida media pengering (m/s), A adalah luas penampang perpindahan kalor (m^2).

Fluida media pengering didisirkulasikan oleh blower sehingga perpindahan kalor konveksi paksa yang terjadi dalam pengering konvektif dihitung menggunakan persamaan (10), yang diperoleh dari [51]–[53]:

$$Re_D = 4 \frac{\dot{m}}{\pi D_h \mu} \quad (10)$$

Dimana ν adalah viskositas kinematik fluida (m^2/s), D_h adalah diameter hidrolis pengering konvektif (m) [54], [55]:

$$D_h = \frac{4Ac}{P} = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{(a+b)} \quad (11)$$

Dimana: a dan b adalah panjang sisi penampang persegi panjang (m) pengering konvektif.

Bilangan Nusselt merupakan fungsi medan aliran yaitu parameter aliran yakni bilangan Reynold (Re_D) [56] dan parameter fluida yakni bilangan Prandtl (Pr) [51]. Hubungan dari ketiga variabel tersebut tergantung dari pola aliran dan lintasannya, sehingga bilangan Nusselt dari fluida media pengering dapat dihitung menggunakan persamaan (12), yang diperoleh dari [57]:

$$Nu_D = 0.023 \cdot (Re_D)^{4/5} \cdot (Pr)^n \quad (12)$$

Dimana: $n = 0.4$ jika $T_s > T_f$.

Koefisien konveksi paksa dari fluida media pengering dalam ruang pengering dapat dihitung menggunakan persamaan (13), yang diperoleh dari [58]–[60]:

$$h_i = \frac{Nu_D \cdot k}{D_h} \quad (13)$$

Dimana: k adalah konduktivitas termal fluida ($W/m.K$).

B. Perpindahan panas konveksi natural

Perpindahan kalor konveksi natural yang terjadi diantara dinding bagian luar dengan fluida sekeliling, dimana proses ini dikenai mekanisme perpindahan kalor konveksi natural.

Temperatur film yang terjadi diantara dinding bagian luar pengering konvektif yang bersuhu ($T_{s,o}$) dengan fluida sekeliling yang bersuhu ($T_{\infty,o}$) dihitung menggunakan persamaan (14), yang diperoleh dari [47]:

$$T_f = \frac{T_{s,o} + T_{\infty,o}}{2} \quad (14)$$

Transisi dari konveksi natural pada lapisan batas tergantung gaya relativitas tarik menarik dari gaya bouyanci dan kekentalan didalam fluida. parameter tersebut disebut bilangan Rayleigh (Ra_L) yang dihitung menggunakan persamaan (15), yang diperoleh dari [61]–[63]:

$$Ra_L = g \cdot \beta (T_{s,o} - T_{\infty,o}) L^3 / \nu \cdot \alpha \quad (15)$$

dimana: g adalah percepatan gravitasi (m/s^2), β adalah koefisien ekspansi termal volumetrik (K^{-1}). L adalah panjang karakteristik dinding vertikal (m) dan α adalah difusitas panas (m^2/s).

Bilangan Nusselt merupakan perbandingan diantara koveksi dan konduksi dari fluida, yang dihitung menggunakan persamaan (16), yang diperoleh dari [64], [65]:

$$Nu_L = 0.68 + \frac{0.67(Ra_L)^{1/4}}{[1+(0.492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad (16)$$

Koefisien konveksi natural pada sisi luar pengering dapat dihitung dengan persamaan (17), yang diperoleh dari [59]:

$$h_{o,n} = \frac{Nu_D \cdot k}{L} \quad (17)$$

C. Tahanan termal total

Tahanan termal total merupakan penjumlahan dari tahanan termal konveksi paksa, tahanan termal konduksi dan tahanan termal konveksi natural akibat perpindahan kalor gabungan yang terjadi didalam pengering konvektif ke udara sekeliling, dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (18) yang diperoleh dari [66], [67]:

$$R_{tot} = \frac{1}{h_{iA}} + \frac{L_{ss}}{k_{ssA}} + \frac{L_{abs}}{k_{absA}} + \frac{L_{ss}}{k_{ssA}} + \frac{1}{h_{oA}} \quad (18)$$

Dimana: L adalah tebal dinding (m), k adalah konduktivitas termal dinding ($W/m.K$), subskrip ss dan abs adalah jenis material *stainless steels* dan asbes.

D. Fluks panas pengering konvektif

Fluks kalor atau laju perpindahan kalor per satuan luas dinyatakan sebagai perbandingan antara gradien suhu fluida dan total tahanan termal, dapat dihitung menggunakan persamaan (19) yang diperoleh dari [48]:

$$q_{mix}'' = \frac{(T_{\infty,i} - T_{\infty,o})}{R_{tot}} \quad (19)$$

Dimana $T_{\infty,i}$ adalah suhu fluida panas dalam pengering (K), $T_{\infty,o}$ adalah suhu fluida sekeliling (K).

Dengan demikian perpindahan panas gabungan diperoleh dari hasil perkalian fluks panas gabungan dan luas permukaan pengering konvektif, yang dihitung menggunakan persamaan (20), yang diperoleh dari [68]:

$$Q_{mix} = q_{mix}'' \cdot A_{cd} \quad (20)$$

Dimana A_{cd} adalah luas permukaan perpindahan panas pengering konvektif (m^2).

2.3.5. Perpindahan kalor evaporasi

Perpindahan kalor evaporasi merupakan kalor yang dibutuhkan untuk mendisipasi air yang berada dalam produk rumput laut sehingga menjadi produk rumput laut kering dengan kadar air akhir tertentu. Perpindahan kalor evaporasi merupakan jumlah kalor yang masuk ke sistem pengering konvektif dikurangi kalor yang keluar sistem pengering konvektif, dapat dihitung menggunakan persamaan (21) yang diperoleh dari [69]:

$$Q_{eva} = Q_h - (Q_{ud} + Q_{mix}) \quad (21)$$

2.3.6. Efektivitas pengering konvektif

Efektivitas pengering konvektif merupakan perbandingan perpindahan kalor evaporasi terhadap perpindahan panas heater, dapat dihitung menggunakan persamaan (22), yang diperoleh dari [70]:

$$\varepsilon = \frac{Q_{eva}}{Q_h} \times 100 \quad (22)$$

2.4. Kadar air rumput laut

Kadar air sampel selama proses dihitung menurut persamaan (23), yang dikutip dari [71]:

$$M_t = \frac{w_t - w_d}{w_d} \quad (23)$$

dimana M_t dan w_t masing-masing menyatakan massa kadar air (g air/g bahan kering) dan berat (g) pada waktu t , dan w_d adalah berat bahan kering (g).

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil eksperimen pengering konvektif limbah panas rumput laut, dilakukan berdasarkan prosedur penelitian dan Tabel 2 rentang parameter operasional, maka diperoleh hasil pengukuran berupa data suhu, kecepatan media pengering (udara), kelembaban, masukan panas, tegangan listrik, arus listrik, waktu pengeringan, berat basah dan berat kering rumput laut, yang disajikan dalam Tabel 3 dan Tabel 4.

Tabel 3. Data terukur suhu media pengering, dinding pengering konvektif

Parameter	Rentang				
	300	400	500	600	700
Sebelum menerapkan limbah panas					
<i>Dinding dalam</i>					
T _{ss,i1} (K)	325,2	325,6	326,0	326,4	326,8
T _{k,i1} (K)	315,1	315,4	315,8	316,2	316,5
T _{ss,i2} (K)	325,3	325,6	325,9	326,2	326,5
T _{ss,i3} (K)	325,4	325,7	325,9	326,2	326,6
T _{ss,i4} (K)	325,6	325,9	326,1	326,3	326,7
T _{ss,i5} (K)	326,6	326,9	327,3	327,5	327,9
T _{ss,i6} (K)	325,6	325,9	326,4	326,6	326,9
<i>Dinding luar</i>					
T _{ss,o1} (K)	306,4	306,6	306,8	307,1	307,3
T _{k,o1} (K)	308,3	308,8	309,3	309,6	309,9
T _{ss,o2} (K)	307,4	307,6	307,8	308,1	308,3
T _{ss,o3} (K)	307,5	307,8	308,1	308,4	308,6
T _{ss,o4} (K)	307,6	307,9	308,3	308,5	308,8
T _{ss,o5} (K)	308,6	308,9	309,2	309,5	309,9
T _{ss,o6} (K)	307,7	308,2	308,4	308,6	308,9
Sesudah menerapkan limbah panas					
<i>Dinding dalam</i>					
T _{ss,i1} (K)	324,2	324,6	325,0	325,4	325,8
T _{k,i1} (K)	314,1	314,4	314,8	315,2	315,5
T _{ss,i2} (K)	324,3	324,6	324,9	325,2	325,5
T _{ss,i3} (K)	324,4	324,7	324,9	325,2	325,6
T _{ss,i4} (K)	324,6	324,9	325,2	325,3	325,7
T _{ss,i5} (K)	325,6	325,9	326,2	326,5	326,9
T _{ss,i6} (K)	324,6	324,9	325,4	325,6	325,9
<i>Dinding luar</i>					
T _{ss,o1} (K)	305,3	305,5	305,7	305,9	306,1
T _{k,o1} (K)	308,3	308,8	309,3	309,6	309,9
T _{ss,o2} (K)	307,4	307,6	307,8	308,1	308,3
T _{ss,o3} (K)	307,5	307,8	308,1	308,4	308,8
T _{ss,o4} (K)	307,6	307,9	308,3	308,5	308,7
T _{ss,o5} (K)	308,6	308,9	309,2	309,5	309,9
T _{ss,o6} (K)	307,7	308,2	308,4	308,6	308,9

Tabel 4. Data terukur parameter lainnya pengering konvektif

Parameter	Rentang				
	300	400	500	600	700
Sebelum menerapkan limbah panas					
P (W)	61972	55666	51434	46995	38799
t _d (menit)	1120	990	900	810	660
M _b (kg _b)	2,987	2,940	2,876	2,785	2,681
M _t (kg _t)	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Sesudah menerapkan limbah panas					
P (W)	54475	48696	44357	39821	33362
t _d (menit)	990	870	780	690	570
M _b (kg _b)	2,987	2,940	2,876	2,785	2,681
M _t (kg _t)	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9

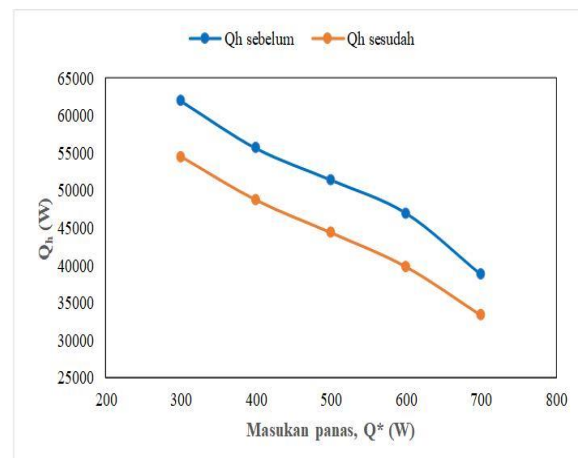
Analisis efektivitas pengering konvektif limbah panas rumput laut berdasarkan balans energi, yang terdiri dari energi *input* yakni perpindahan panas *heater* sama dengan energi *ouput* yakni perpindahan panas udara, perpindahan panas gabungan dan perpindahan panas evaporasi. Keseluruhan analisis akan bermuara pada analisis

efektivitas pengering konvektif limbah panas dan analisis kadar air rumput laut.

Berdasarkan Tabel 3, dilakukan kajian analitik untuk mendapatkan efektivitas pengering konvektif limbah panas rumput laut yang diuraikan berdasarkan karakteristik perpindahan panas untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas akan dijabarkan sebagai berikut:

3.1. Perpindahan panas heater

Bagian ini, menjelaskan perilaku kurva perpindahan panas *heater* untuk kedua kondisi operasi pengering konvektif limbah panas diilustrasikan pada Gambar 4. Nampak bahwa, dengan semakin besar masukan panas (Q^*) maka perpindahan panas *heater* semakin meningkat. Hal ini disebabkan oleh semakin meningkat pemakaian tegangan listrik dan waktu pengeringan, dimana kedua parameter tersebut berbanding lurus dengan perpindahan panas *heater*. Perpindahan panas *heater* maksimum terdapat pada masukan panas 300 W masing-masing sebesar 61972.5 W dan 54475.3 W untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas.



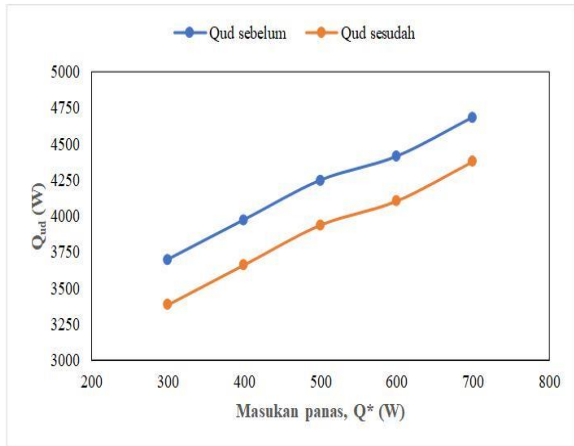
Gambar 4. Perilaku kurva perpindahan panas *heater*

Sebaliknya, perpindahan panas *heater* minimum terdapat pada masukan panas 700 W sebesar 38798.8 W dan 33362.2 W untuk masing-masing kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas.

3.2. Perpindahan panas udara

Perilaku kurva perpindahan panas udara semakin meningkat dengan semakin besarnya masukan panas untuk kondisi operasi sebelum

dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas pada pengering konvektif diilustrasikan pada Gambar 5. Nampak bahwa dengan semakin besar masukan panas (Q^*) maka perpindahan panas udara semakin meningkat.



Gambar 5. Perilaku kurva perpindahan panas udara.

Hal ini disebabkan oleh semakin meningkat gradien suhu antara udara masuk dan udara keluar, dimana gradien kedua parameter tersebut berbanding lurus dengan perpindahan panas udara.

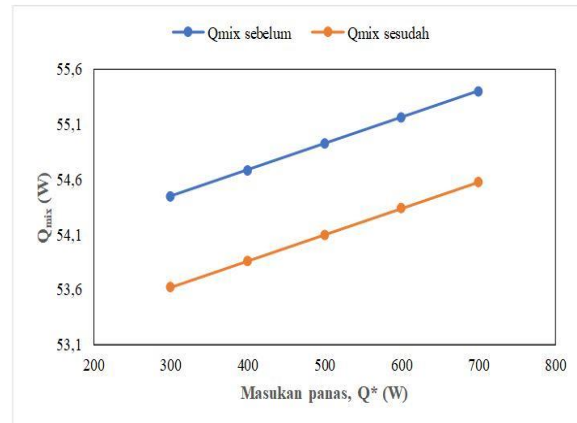
Perpindahan panas udara maksimum terdapat pada masukan panas 700 W sebesar 4684,3 W dan 4376,9 W masing-masing untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas. Sebaliknya, perpindahan panas udara minimum terdapat pada masukan panas 300 W sebesar 3698,82 W dan 3387,35 W untuk masing-masing kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas.

3.3. Perpindahan panas gabungan

Bagian ini, menjelaskan perilaku kurva perpindahan panas gabungan untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas diilustrasikan pada Gambar 6. Nampak bahwa, dengan semakin besar masukan panas (Q^*) maka perpindahan panas gabungan semakin meningkat. Hal ini disebabkan oleh semakin meningkatnya fluks panas gabungan yang disebabkan oleh semakin meningkat gradien suhu rata-rata dan suhu fluida sekeliling, dimana fluks panas gabungan berbanding lurus dengan perpindahan panas gabungan.

Perpindahan panas gabungan maksimum terdapat pada masukan panas 700 W sebesar 55,40 W dan 54,57 W masing-masing untuk

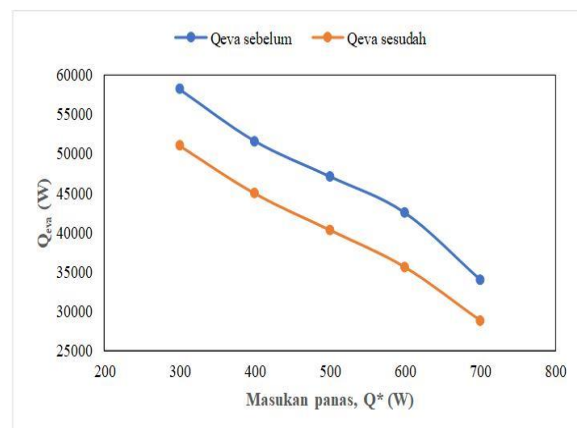
kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas. Sebaliknya, perpindahan panas gabungan minimum terdapat pada masukan panas 300 W sebesar 54,45 W dan 53,62 W untuk masing-masing kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas.



Gambar 6. Perilaku kurva perpindahan panas gabungan.

3.4. Perpindahan panas evaporasi

Bagian ini, menjelaskan perilaku kurva perpindahan panas evaporasi untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas diilustrasikan pada Gambar 7. Nampak bahwa, dengan semakin besar masukan panas (Q^*) maka perpindahan panas evaporasi semakin menurun.



Gambar 7. Perilaku kurva perpindahan panas evaporasi.

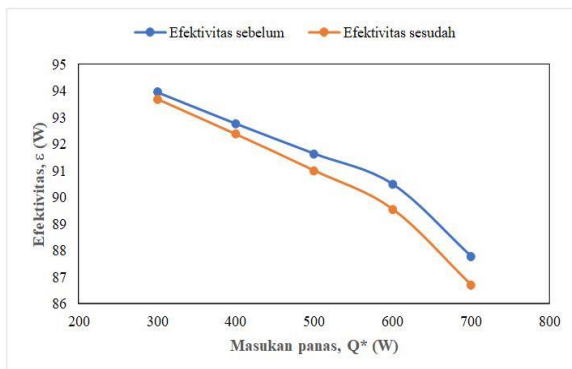
Hal ini disebabkan oleh semakin meningkatnya penjumlahan perpindahan panas udara dan perpindahan panas gabungan yang disebabkan oleh semakin meningkat gradien suhu udara masuk dan suhu udara keluar pengering, dimana penjumlahan perpindahan

panas udara dan perpindahan panas gabungan berbanding lurus dengan perpindahan panas evaporasi.

Perpindahan panas evaporasi maksimum terdapat pada masukan panas 300 W sebesar 58219.2 W dan 51034.3 W masing-masing untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas. Sebaliknya, perpindahan panas evaporasi minimum terdapat pada masukan panas 300 W sebesar 34059.1 W dan 28930.7 W untuk masing-masing kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas.

3.5. Efektivitas pengering konvektif

Bagian ini, menjelaskan perilaku kurva efektivitas untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas diilustrasikan pada Gambar 8. Nampak bahwa, dengan semakin besar masukan panas (Q^*) maka efektivitas semakin menurun.



Gambar 8. Perilaku kurva efektivitas.

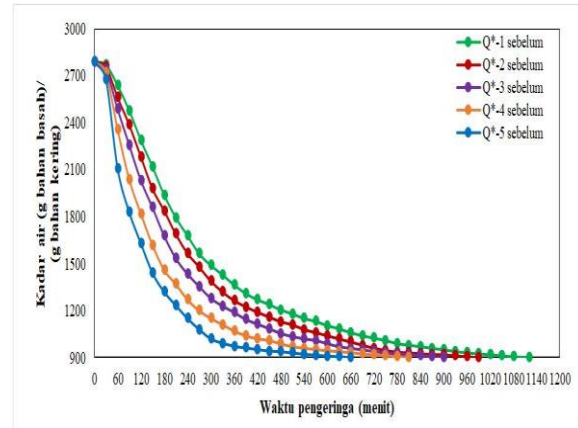
Hal ini disebabkan oleh semakin menurunnya perpindahan panas evaporasi yang disebabkan oleh semakin meningkat gradien suhu udara masuk dan suhu udara keluar pengering konvektif, dimana perpindahan panas evaporasi berbanding lurus dengan efektivitas.

Efektivitas maksimum terdapat pada masukan panas 300 W sebesar 93.94% dan 93.68% masing-masing untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas. Sebaliknya, efektivitas minimum terdapat pada masukan panas 700 W sebesar 87.78% dan 86.72% masing-masing untuk sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas.

3.6. Kadar air dan waktu pengeringan rumput laut

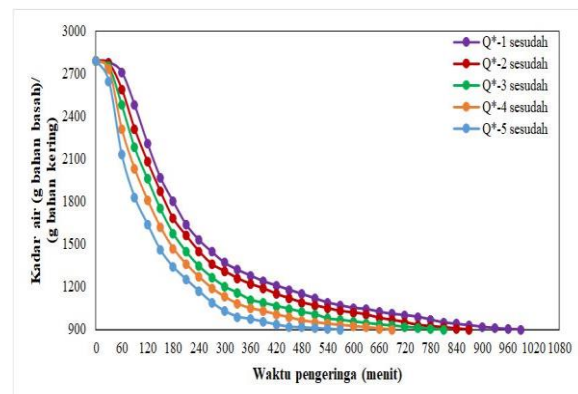
Bagian ini menjelaskan perilaku kurva kadar air masing-masing untuk kondisi operasi sebelum

dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas diilustrasikan pada Gambar 9 dan Gambar 10. Nampak bahwa dengan semakin besar masukan panas (Q^*) waktu pengeringan rumput laut semakin minimum.



Gambar 9. Perilaku kurva kadar air rumput laut untuk kondisi operasi sebelum menerapkan pemulihan limbah panas.

Hal ini disebabkan oleh semakin meningkat gradien suhu antara udara masuk dan udara keluar ruang pengering, dimana menyebabkan suhu media pengering semakin meningkat yang menyebabkan gradien suhu dengan rumput laut membesar.



Gambar 10. Perilaku kurva kadar air rumput laut untuk kondisi operasi sesudah menerapkan pemulihan limbah panas.

Waktu pengeringan maksimum terdapat pada masukan panas 300 W untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah masing-masing sebesar 1120 menit dan 990 menit. Sebaliknya waktu pengeringan minimum terdapat pada masukan panas 700 W untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah masing-masing sebesar 660 menit dan 570 menit. Hal ini berarti bahwa masukan panas yang lebih kecil dari 700 W tidak berpengaruh

signifikan lagi terhadap waktu pengeringan rumput laut.

4. KESIMPULAN

Hasil analisis efektivitas pengering konvektif rumput laut terintegrasi dengan penukar kalor tube bank bare in-line pada masukan panas berbeda dengan kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas, disimpulkan sebagai berikut:

1. Semakin meningkat masukan panas maka semakin minimal efektivitas pengering konvektif. Efektivitas maksimal pada masukan panas 300 W sebesar 93.94% dan 93.68% untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas yang berarti bahwa masukan panas lebih besar dari 300 W tidak berpengaruh signifikan terhadap efektivitas pengering konvektif rumput laut.
2. Waktu pengeringan rumput laut minimal pada masukan panas 700 W untuk sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas masing-masing sebesar 660 dan 570 menit.
3. Penghematan daya listrik maksimal pada masukan panas 300 W sebesar 7497.1 W atau 87.90% dan minimal pada masukan panas 700 W sebesar 5436.6 W atau 85.98%.

DAFTAR NOTASI

A	luas permukaan (m^2)
D	diameter (m)
g	Percepatan grafitasi (m/s^2)
h	koefisien konveksi
I	arus (ampere)
k	konduktivitas panas fluida ($W/m.K$)
L	panjang karakteristik pelat (m)
M	massa (kg)
\dot{m}	laju aliran massa (kg/s)
R	tahanan panas ($W.m^2/K$)
Q	perpindahan panas (W)
q	laju perpindahan panas (W/m^2)
T	suhu (K)
t	waktu (menit)
V	tegangan (volt)
w	berat (g)

Parameter tanpa dimensi

Ra	bilangan Rayleigh
Re	bilangan Reynold
Nu	bilangan Nusselt
Pr	bilangan Prandtl

Huruf Yunani

α	difusitas panas (m^2/s)
β	Koefisien ekspansi panas volumetrik (K^{-1})
π	pi
ν	viskositas kinematik fluida (m^2/s)
μ	Viskositas dinamik ($N.s/m^2$)
ε	efektivitas (%)

Subscripts

b	basah
c	konvektif atau konveksi
d	pengering, kering, diameter
f	fluida
h	heater, hidraulik
i	bagian dalam atau saluran masuk
k	kaca
L	pelat
o	bagian luar atau saluran keluar
r	radiasi
s	dinding
t	waktu ke t, kering
x	konduksi
D	panjang karakteristik
1	dinding depan
2	dinding belakang
3	dinding samping kanan
4	dinding samping kiri
5	dinding bawah
6	dinding atas
∞	fluida
abs	asbes
eva	evaporasi
mix	gabungan
mp	media pengering (udara)
ss	stainless steels
ud	udara
cd	pengering konvektif
tot	total

Superscripts

“	fluks
n	koefisien panas

DAFTAR PUSTAKA

- [1] S. Gupta and N. Abu-Ghannam, “Recent developments in the application of seaweeds or seaweed extracts as a means for enhancing the safety and quality attributes of foods,” *Innov. Food Sci. Emerg. Technol.*, vol. 12, no. 4, pp. 600–609, 2011, doi: 10.1016/j.ifset.2011.07.004.

- [2] A. S. Mujumdar, Ed., *Handbook of Industrial Drying*, Fourth Edi. Boca Raton: CRC Press, 2015.
- [3] C. Anandharamakrishnan, *Handbook of Drying for Dairy Products*. 2017.
- [4] I. Dincer and M. A. Rosen, "Exergy and Industrial Ecology," in *Exergy*, Elsevier, 2013, pp. 475–481. doi: 10.1016/b978-0-08-097089-9.00023-1.
- [5] C. Tello-Ireland, R. Lemus-Mondaca, A. Vega-Gálvez, J. López, and K. Di Scala, "Influence of hot-air temperature on drying kinetics, functional properties, colour, phycobiliproteins, antioxidant capacity, texture and agar yield of alga *Gracilaria chilensis*," *LWT*, vol. 44, no. 10, pp. 2112–2118, 2011, doi: 10.1016/j.lwt.2011.06.008.
- [6] İ. Doymaz, "Drying kinetics, rehydration and colour characteristics of convective hot-air drying of carrot slices," *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 53, no. 1, pp. 25–35, Jan. 2017, doi: 10.1007/s00231-016-1791-8.
- [7] W. Senadeera, G. Adiletta, B. Önal, M. Di Matteo, and P. Russo, "Influence of different hot air drying temperatures on drying kinetics, shrinkage, and colour of persimmon slices," *Foods*, vol. 9, no. 1, 2020, doi: 10.3390/foods9010101.
- [8] D. Fithriani, L. Assadad, and Z. Arifin, "Karakteristik dan Model Matematika Kurva Pengeringan Rumput Laut *Euचेuma cottonii*," *J. Pascapanen dan Biotek. Kelaut. dan Perikan.*, vol. 11, no. 2, p. 159, Mar. 2017, doi: 10.15578/jpbkp.v11i2.290.
- [9] BSN, "SNI 2690:2015," 2015. [Online]. Available: www.bsn.go.id
- [10] S. Gupta, S. Cox, and N. Abu-Ghannam, "Effect of different drying temperatures on the moisture and phytochemical constituents of edible Irish brown seaweed," *LWT*, vol. 44, no. 5, pp. 1266–1272, 2011, doi: 10.1016/j.lwt.2010.12.022.
- [11] M. H. Masud, A. A. Ananno, N. Ahmed, P. Dabnichki, and K. N. Salehin, "Experimental investigation of a novel waste heat based food drying system," *J. Food Eng.*, vol. 281, Sep. 2020, doi: 10.1016/j.jfoodeng.2020.110002.
- [12] 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.
- [13] 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.
- [14] 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.
- [15] M. Hasanuzzaman, A. B. M. A. Malek, M. M. Islam, A. K. Pandey, and N. A. Rahim, "Global advancement of cooling technologies for PV systems: A review," *Sol. Energy*, vol. 137, pp. 25–45, 2016, doi: 10.1016/j.solener.2016.07.010.
- [16] M. Hatami, M. Jafaryar, J. Zhou, and D. Jing, "Investigation of engines radiator heat recovery using different shapes of nanoparticles in H₂O/(CH₂OH)₂ based nanofluids," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 16, pp. 10891–10900, Apr. 2017, doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.01.196.
- [17] B. El Fil and S. Garimella, "Waste heat recovery in commercial gas-fired tumble dryers," *Energy*, vol. 218, Mar. 2021, doi: 10.1016/j.energy.2020.119407.
- [18] N. Titahelu and C. S. E. Tupamahu, "Analisis Pengaruh Masukan Panas Pada Oven Pengering Bunga cengkeh Terhadap Karakteristik Perpindahan Panas Konveksi Paksa," in *ALE Proceeding*, 2019, pp. 108–114. doi: 10.30598/ale.2.2019.108-114.
- [19] N. Titahelu, "Eksperimen pengaruh beban panas terhadap karakteristik perpindahan panas oven pengering cengkeh," *J. Teknol.*, vol. 7, no. 1, pp. 744–750, 2002.
- [20] S. K. Chin, E. S. Siew, and W. L. Soon, "Drying characteristics and quality evaluation of kiwi slices under hot air natural convective drying method," *Int. Food Res. J.*, vol. 22, no. 6, pp. 2188–2195, 2015.
- [21] A. Agrawal, R. S. Rana, and P. K. Srivastava, "Heat transfer coefficients and productivity of a single slope single basin solar still in Indian climatic condition:

- Experimental and theoretical comparison,” *Resour. Technol.*, vol. 3, no. 4, pp. 466–482, Dec. 2017, doi: 10.1016/j.refit.2017.05.003.
- [22] G. B. Pradana, K. B. Prabowo, R. P. Hastuti, M. Djaeni, and A. Prasetyaningrum, “Seaweed drying process using tray dryer with dehumidified air system to increase efficiency of energy and quality product,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 292, no. 1, 2019, doi: 10.1088/1755-1315/292/1/012070.
- [23] M. Khan, S. Md Yasir, J. Sulaiman, M. Ruslan, M. Khan Majahar Ali, and M. Hafidz Ruslan, “The Effectiveness of Sauna Technique on the Drying Period And Kinetics of Seaweed *Kappaphycus Alvarezii* Using Solar Drier,” *J. Agric. Food, Environ. Sci.*, no. May 2017, 2015.
- [24] E. Uribe, A. Vega-Gálvez, V. Heredia, A. Pastén, and K. Di Scala, “An edible red seaweed (*Pyropia orbicularis*): influence of vacuum drying on physicochemical composition, bioactive compounds, antioxidant capacity, and pigments,” *J. Appl. Phycol.*, vol. 30, no. 1, pp. 673–683, Feb. 2018, doi: 10.1007/s10811-017-1240-1.
- [25] F. Chenlo, S. Arufe, D. Díaz, M. D. Torres, J. Sineiro, and R. Moreira, “Air-drying and rehydration characteristics of the brown seaweeds, *Ascophylum nodosum* and *Undaria pinnatifida*,” *J. Appl. Phycol.*, vol. 30, no. 2, pp. 1259–1270, Apr. 2018, doi: 10.1007/s10811-017-1300-6.
- [26] L. López-Hortas, M. Gely, E. Falqué, H. Domínguez, and M. D. Torres, “Alternative environmental friendly process for dehydration of edible *Undaria pinnatifida* brown seaweed by microwave hydrodiffusion and gravity,” *J. Food Eng.*, vol. 261, pp. 15–25, Nov. 2019, doi: 10.1016/j.jfoodeng.2019.05.001.
- [27] A. Fudholi, R. Yogaswara, D. A. Mardani, A. Ridho, S. Hidayati, and Z. H. Zen, “Modified Page Model for Solar Drying of Seaweed,” *Int. J. Adv. Sci. Technol.*, vol. 29, no. 5, pp. 7407–7413, 2020.
- [28] N. Titahelu and S. J. Litololy, “Analisis laju kondensasi akibat pengaruh kecepatan udara terhadap karakteristik perpindahan panas oven pengering pati sagu,” *Semin. Nas. "Archipelago Eng.*, no. April, pp. 108–114, 2018.
- [29] E. Z. Rosario and W. Mateo, “Hot Water Blanching Pre-Treatments: Enhancing Drying of Seaweeds (*Kappaphycus alvarezii* S.),” 2019.
- [30] K. Kurniawan and N. Bintoro, “Engineering analysis in manufacturing process of Nori made from mixture of *Ulva lactuca* and *Gracillaria* sp,” in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, Institute of Physics Publishing, Nov. 2019. doi: 10.1088/1755-1315/355/1/012036.
- [31] H. Dysjaland, I. Sone, E. Noriega Fernández, M. Sivertsvik, and N. Sharmin, “Mechanical, Barrier, Antioxidant and Antimicrobial Properties of Alginate Films: Effect of Seaweed Powder and Plasma-Activated Water,” *Molecules*, vol. 27, no. 23, Dec. 2022, doi: 10.3390/molecules27238356.
- [32] Y. Qin, H. Fu, J. Wang, M. Liu, and J. Yan, “Waste heat and water recovery characteristics of heat exchangers for dryer exhaust,” *Dry. Technol.*, vol. 36, no. 6, pp. 709–722, Apr. 2018, doi: 10.1080/07373937.2017.1351451.
- [33] E. Tian, Y. L. He, and W. Q. Tao, “Research on a new type waste heat recovery gravity heat pipe exchanger,” *Appl. Energy*, vol. 188, pp. 586–594, 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.12.029.
- [34] M. H. Masud, T. Islam, M. U. H. Joardder, A. A. Ananno, and P. Dabnichki, “CFD analysis of a tube-in-tube heat exchanger to recover waste heat for food drying,” *International Journal of Energy and Water Resources*, vol. 3, no. 3, pp. 169–186, 2019. doi: 10.1007/s42108-019-00032-w.
- [35] B. K. Roomi, “Experimental and theoretical study of waste heat recovery from a refrigeration system using a finned helical coil heat exchanger,” no. February, 2020, doi: 10.1002/htj.21788.
- [36] 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.
- [37] 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.
- [38] A. Baroutaji *et al.*, “Advancements and prospects of thermal management and waste heat recovery of PEMFC,” *Int. J. Thermofluids*, vol. 9, p. 100064, 2021, doi: 10.1016/j.ijft.2021.100064.
- [39] A. Culaba, A. H. Atienza, A. Ubando, A. Mayol, and J. Cuello, “Seaweed drying characterization via serial statistical criteria analysis,” *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 1109, no. 1, p. 012051, Mar. 2021, doi: 10.1088/1757-899x/1109/1/012051.
- [40] R. Moreira, F. Chenlo, J. Sineiro, M. Sánchez, and S. Arufe, “Water sorption isotherms and air drying kinetics modelling of the brown seaweed *Bifurcaria bifurcata*,” *J. Appl. Phycol.*, vol. 28, no. 1, pp. 609–618, Feb. 2016, doi: 10.1007/s10811-015-0553-1.
- [41] S. Arufe, G. Della Valle, H. Chiron, F. Chenlo, J. Sineiro, and R. Moreira, “Effect of brown seaweed powder on physical and textural properties of wheat bread,” *Eur. Food Res. Technol.*, vol. 244, no. 1, pp. 1–10, Jan. 2018, doi: 10.1007/s00217-017-2929-8.
- [42] N. Titahelu, “Perpindahan kalor konveksi natural dari silinder horisontal isothermal set dalam saluran vertikal,” *J. Tek. Mesin, Elektro, Inform. Kelaut. dan Sains*, vol. 1, no. 1, pp. 30–38, 2021, doi: 10.30598/metiks.2021.1.1.30-38.
- [43] M. S. SADEGHIPOUR and M. ASHEGHI, “Free convection heat transfer from arrays of vertically separated horizontal cylinders at low Rayleigh numbers,” *Internatonal J. Heat Mass Transf.*, vol. 37, pp. 103–109, 1994.
- [44] S. A. Nada, W. G. El Shaer, and A. S. Huzayyin, “Performance of multi tubes in tube helically coiled as a compact heat exchanger,” *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 51, no. 7, pp. 973–982, Jul. 2015, doi: 10.1007/s00231-014-1469-z.
- [45] N. S. F. Syatauw, A. Simanjuntak, and N. Titahelu, “Analisis kinerja panel surya akibat pendinginan aktif,” *Isometri*, vol. 2, no. 1, 2023.
- [46] S. Zakeralhoseini, B. Sajadi, M. A. Akhavan Behabadi, S. Azarhazin, and H. Fazelnia, “Experimental investigation of the heat transfer coefficient and pressure drop of R1234yf during flow condensation in helically coiled tubes,” *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 157, Nov. 2020, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2020.106516.
- [47] Y. A. F. El-Samadony and A. E. Kabeel, “Theoretical estimation of the optimum glass cover water film cooling parameters combinations of a stepped solar still,” *Energy*, vol. 68, pp. 744–750, Apr. 2014, doi: 10.1016/j.energy.2014.01.080.
- [48] 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>
- [49] A. Fouda, S. A. Nada, H. F. Elattar, H. A. Refaey, and A. S. Bin-Mahfouz, “Thermal performance modeling of turbulent flow in multi tube in tube helically coiled heat exchangers,” *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 135, pp. 621–638, Jan. 2018, doi: 10.1016/j.ijmecsci.2017.12.015.
- [50] R. Jadar, K. S. Shashishekar, and S. R. Manohara, “Performance Evaluation of Al-MWCNT based Automobile Radiator,” in *Materials today: Proceedings*, 2019, pp. 380–388. [Online]. Available: www.sciencedirect.com
- [51] 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.

- [52] F. Alnaimat and M. Ziauddin, "Experimental investigation of heat transfer in pin-fins heat sinks for cooling applications," *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 57, no. 1, pp. 125–131, Jan. 2021, doi: 10.1007/s00231-020-02947-1.
- [53] 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.
- [54] P. Bhandari and Y. K. Prajapati, "Thermal performance of open microchannel heat sink with variable pin fin height," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 159, Jan. 2021, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2020.106609.
- [55] S. M. Huang, Z. Zhong, and M. Yang, "Conjugate heat and mass transfer in an internally-cooled membrane-based liquid desiccant dehumidifier (IMLDD)," *J. Memb. Sci.*, vol. 508, pp. 73–83, Jun. 2016, doi: 10.1016/j.memsci.2016.02.026.
- [56] 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.
- [57] P. Promvong, P. Promthaisong, and S. Skullong, "Experimental and numerical heat transfer study of turbulent tube flow through discrete V-winglets," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 151, 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119351.
- [58] N. Titahelu, "Analisis pengaruh diameter pada susunan setengah tube heat exchanger dalam enclosure terhadap karakteristik perpindahan panas," *Teknologi*, vol. 8, no. 1, pp. 889–894, 2011.
- [59] A. S. Rao, S. Sujeesh, A. Sanyal, P. K. Tewari, and L. M. Gantayet, "Effect of agitation speed and fluid velocity on heat transfer performance in agitated Bunsen reactor of iodine-sulphur thermo-chemical cycle," *Int. J. Nucl. Hydrog. Prod. Appl.*, vol. 3, no. 1, p. 65, 2016, doi: 10.1504/ijnhpa.2016.078425.
- [60] 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.
- [61] D. Kumar, P. Mahanta, and P. Kalita, "Energy and exergy analysis of a natural convection dryer with and without sensible heat storage medium," *J. Energy Storage*, vol. 29, Jun. 2020, doi: 10.1016/j.est.2020.101481.
- [62] T. Kogawa, J. Okajima, A. Komiya, and S. Maruyama, "Effect of gas radiation-dependent natural convection on the transition of spatially developing boundary layers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 177, Oct. 2021, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121580.
- [63] 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.
- [64] H. K. Jobair, "Improving of Photovoltaic Cell Performance by Cooling using Two different Types of Fins," *Int. J. Comput. Appl.*, vol. 157, no. 5, pp. 6–15, 2017, doi: 10.5120/ijca2017912691.
- [65] F. Moukalled and S. Acharya, "Natural convection in the annulus between concentric horizontal circular and square cylinders," *J. Thermophys. Heat Transf.*, vol. 10, no. 3, pp. 524–531, 1996, doi: 10.2514/3.820.
- [66] K. Pietrak and T. S. Wiśniewski, "A review of models for effective thermal conductivity of composite materials," *J. Power Technol.*, vol. 95, no. 1, pp. 14–24, 2015.
- [67] A. Ahmed, K. K. Esmaeil, M. A. Irfan, and F. A. Al-Mufadi, "Design methodology of heat recovery steam generator in electric utility for waste heat recovery," *Int. J. Low-Carbon Technol.*, vol. 13, no. 4, pp. 369–379, Dec. 2018, doi: 10.1093/ijlct/cty045.

- [68] C. P. Kothandaraman, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Kothandara., vol. 13, no. 1. New Delhi: New Age International (P) Limited, Publishers, 2006.
- [69] H. Deshpande, S. Taji, and V. Raibhole, “Assessment of heat transfer performance from modified horizontal rectangular heat sink under forced convection dominating mode of mixed convection,” in *Materials Today: Proceedings*, Elsevier Ltd, 2021, pp. 5618–5628. doi: 10.1016/j.matpr.2021.03.607.
- [70] S. Şevik, M. Aktaş, E. C. Dolgun, E. Arslan, and A. D. Tuncer, “Performance analysis of solar and solar-infrared dryer of mint and apple slices using energy-exergy methodology,” *Sol. Energy*, vol. 180, pp. 537–549, Mar. 2019, doi: 10.1016/j.solener.2019.01.049.
- [71] S. Zohrabi, S. S. Seiedlou, M. Aghbashlo, H. Scaar, and J. Mellmann, “Enhancing the exergetic performance of a pilot-scale convective dryer by exhaust air recirculation,” *Dry. Technol.*, vol. 38, no. 4, pp. 518–533, Mar. 2020, doi: 10.1080/07373937.2019.1587617.