

ANALISIS EFEKTIVITAS PENGERING KONVEKTIF LIMBAH PANAS RUMPUT LAUT DENGAN SUHU MEDIA PENGERING BERBEDA

Anisah Wijayanti¹⁾, Nicolas Titahelu²⁾, Samy Junus Litolily³⁾

¹⁾Sarjana Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura Ambon, 97234

¹⁾anisahwijayanti412@gmail.com

²⁾Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura Ambon 97234

²⁾titahelun@gmail.com

³⁾Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura Ambon 97234

³⁾sj.litolily@fatek.unpatti.ac.id

Abstrak Penerapan penukar panas *tube bank* sirip pelat datar *staggered* untuk sebagai sistem pemulihan limbah panas untuk memanfaatkan limbah panas dari pengering konvektif dengan suhu < 55 °C yang terbuang ke lingkungan. Penelitian bertujuan untuk memperoleh suhu media pengering yang efektif dan efektifitasnya maksimal untuk mempersingkat waktu pengeringan rumput laut dan menghemat konsumsi energi listrik. Metode penelitian eksperimental dilakukan dengan memvariasikan suhu media pengering dari 40 hingga 80 °C pada kecepatan udara 2 m/s, masukan panas 400 W, dan kelembaban relatif 30% konstan pada kondisi pengoperasian sebelum dan sesudah aplikasi sistem pemulihan panas limbah. Data suhu, kecepatan udara, kelembaban relatif, dan masukan panas diambil setelah mencapai kondisi tunak. Hasil penelitian menunjukkan efektivitas menurun dengan meningkatnya suhu media pengering, dimana efektivitas maksimum pada suhu 40°C sebesar 43,48% dan 89,00%, sedangkan efektivitas minimum pada suhu 80°C sebesar 20,05% dan 68,19% untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah penerapan sistem pemulihan limbah panas. Waktu pengeringan minimal rumput laut pada tmp 40 °C untuk kondisi sebelum dan sesudah penerapan waste heat recovery masing-masing adalah 11,75 dan 11 jam. Penghematan konsumsi energi listrik maksimum pada tmp 80 °C sebesar 5790,16 kWh atau 15,52%, dan penghematan minimum pada tmp 40 °C sebesar 2391,39 atau 23,13%. Disimpulkan bahwa pengering konvektif panas limbah rumput laut pada kondisi operasi temperatur ruang pengering 40°C mempunyai tingkat efektif sebesar 46,03%, waktu pengeringan 11 jam, dan menghemat konsumsi energi listrik sebesar 23,13%.

Kata kunci: Efektivitas pengering konvektif, Temperatur ruang pengering, Penghematan daya listrik, Pemulihan limbah panas, penukar kalor staggered sirip pelat datar

Abstract Application of staggered flat plate fin bank tube bank heat exchanger to utilize waste heat from the dryer to save electrical energy consumption. The research aims to obtain adequate relative humidity where effectiveness is maximum to shorten seaweed drying time and save electricity consumption. The experimental research method was carried out by varying the relative humidity from 30% to 70% at an air speed of 2 m/s, a heat input of 400 W, and a constant drying media temperature of 50°C under operating conditions before and after waste heat recovery application. Data on temperature, air velocity, relative humidity, and heat input are retrieved after reaching a steady state. The research results show that effectiveness decreases as relative humidity increases, where the maximum effectiveness at 30% relative humidity is 52.13% and 46.03% for operating conditions before and after the implementation of waste heat recovery. The minimum drying time for seaweed is 30% relative humidity for conditions before and after the waste heat recovery application, which is 11.75 and 11 hours, respectively. The maximum savings in electrical energy consumption at 70% relative humidity is 5790.16 kWh or 15.52%, and the minimum at 30% relative humidity is 2391.39 or 23.13%. It was concluded that the seaweed waste heat convective dryer, under operating conditions of RH 30%, had an effective rate of 46.03%, a drying time of 11 hours, and saved electrical energy consumption by 23.13%.

Keywords: Effectiveness of convective dryers, Drying room temperature, Electric power savings, Waste heat recovery, flat plate fin staggered heat exchanger.

1. PENDAHULUAN

Produksi rumput laut *Eucheuma cottonii* membutuhkan waktu sekitar 45 hari per siklus [1]. Rumput laut dipanen dengan kadar air mencapai 93% [2], sedangkan kadar air rumput laut kering yang distandarkan oleh SNI maksimum 30% untuk *Eucheuma cottonii* [3]. Produksi rumput laut kering di Maluku tahun 2022 meningkat sebesar 24,5% dari tahun sebelumnya [4], dimana permintaan rumput laut setiap tahun meningkat 5-10% untuk memenuhi kebutuhan industri rumput laut dalam negeri maupun ekspor [5]. *Eucheuma cottonii* merupakan rumput laut yang menghasilkan kappa karagenan dan memiliki kandungan nutrisi yang melimpah [6]. Pengeringan rumput laut merupakan proses pengolahan pascapanen hasil produksi paling kritis sebelum dapat digunakan dalam industri pengolahan [7], dimana proses ini melibatkan introduksi panas dan massa secara simultan guna menghilangkan molekul air dari produk pengering [8] namun menghilangkan molekul air selama proses pengeringan membutuhkan sejumlah besar energi panas laten yang tinggi [9]. Proses pengeringan rumput laut yang telah dilakukan menggunakan tipe pengering; microwave, solar kolektor, pengering kabinet, surya efek rumah kaca [10]–[13]. Pengeringan rumput laut direkomendasikan dengan pengering tipe konvektif karena biaya rendah untuk komunitas pembudi daya di negara yang berpenghasilan rendah dan menengah [14]. Parameter yang mempengaruhi kinerja pengering konvektif yaitu kelembaban relatif, suhu media pengering [2], kecepatan udara [15], [16] dan masukan panas [17]–[19].

Tingginya kadar air rumput laut segar sehingga mudah rusak dan membusuk, maka pengeringan merupakan langkah penting sebelum rumput laut diaplikasikan dalam industri pengolahan [20]. Semua metode pengering (kecuali pengering surya) membutuhkan masukan energi mekanik dan listrik [9]. Pengeringan melibatkan perpindahan panas dan massa secara simultan guna menghilangkan molekul air dari produk ketika panas diterapkan [21]. Teknik pengeringan konvektif yang ada mengkonsumsi 20–25% dari total energi yang disuplai [9], [22], [23], sementara sekitar 30-40% energinya terbuang sia-sia ke lingkungan sebagai limbah panas [24]–[26] dimana suhu limbah kalor dari pengering konvektif biasa < 55 °C [27]. Oleh karena itu, pengembangan proses pengeringan yang lebih hemat energi dengan

menerapkan penukar kalor tube bank sirip pelat datar susunan *staggered* yang terhubung dengan pengering konvektif sebagai pemanas awal udara sangat diperlukan.

Berbagai upaya penelitian yang telah dilakukan untuk mengoptimalkan pengering konvektif yang telah dilakukan diantaranya; kajian pengering rumput laut menggunakan pengering kabinet dengan memvariasikan waktu dan suhu untuk memperoleh kadar air, laju pengeringan dan efisiensi. Ternyata pada waktu 4 jam suhu ruang pengering mencapai 50 °C dengan efisiensi 91,50% [28]. Kajian perbandingan metode pengeringan dimana pengering surya membutuhkan waktu pengeringan pra-perlakuan 6 hari dan pengering shade membutuhkan 9 hari dengan kadar air masing-masing sebesar 24-61% (db) dan 40-48% (db). Ternyata waktu pengeringan dengan standar deviasi kadar air akhir sebesar 20,45% dan 3,78% untuk masing-masing pengering surya dan shade [29]. Kajian kurva pengeringan menggunakan pengering surya hibrid dan pengering konvensional dengan memvariasikan suhu 40, 50 dan 60 °C. Ternyata kualitas warna rumput laut sebaiknya dilakukan dengan suhu 50 °C [30]. Kajian pengering rumput laut konveksi paksa menggunakan biomassa dan surya dengan memvariasikan suhu media pengering. Ternyata suhu media pengering rata-rata kolektor surya sebesar 79,53 °C sehingga diperoleh efisiensi laju pengeringan sebesar 4,48% [31]. Kajian model pengeringan kinematika rumput laut menggunakan pengering surya konveksi paksa tidak langsung, ternyata model Page modifikasi yang terbaik dengan koefisien determinasi (R^2) = 0,9676, MBE = 0,00023 dan RMSE = 0,01539 [32]. Menginvestigasi karakteristik dan model matematika kurva pengeringan rumput laut *Eucheuma cottonii* menggunakan pengering konveksi paksa. Kinematika pengeringan menggunakan model Newton, Henderson & Pabis, serta Page dengan memvariasikan suhu 40-70 °C pada kelembaban 40% konstan dan kelembaban 30-60% pada suhu 50 °C konstan. Ternyata penurunan kelembaban relatif lebih efektif menurunkan kadar air dari pada peningkatan suhu dimana model Page yang paling sesuai dengan $R^2 = 0,98-0,99$ untuk variasi kelembaban, sedangkan $R^2 = 0,98$ untuk variasi suhu [2]. Menginvestigasi model matematik kinetika pengeringan rumput laut *Kappaphycus* akibat perubahan suhu (30, 40, 50, dan 60 °C), kelembaban (20, 30 dan 40% RH) pada

kecepatan udara 1 m/s dijaga konstan menggunakan pengering konvektif. Kinetika pengeringan menurut model Newton, Page, Henderson & Pabis. Ternyata suhu pengeringan yang tinggi dan kelembaban relatif yang rendah mempengaruhi kadar air berkurang dengan cepat, dimana model Page yang terbaik dengan $R^2 = 0,9559$, $MBE = 0,0007$ dan $RMSE = 0,0265$ [33].

Meskipun banyak penelitian tentang pengering konvektif rumput laut 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 *tube bank* sirip pelat datar susunan *staggered* sebagai sistem pemulihan limbah panas. Kajian ini memvariasikan suhu media pengering (T_{mp}) 40 hingga 80 °C [35]–[37] pada kecepatan udara 2 m/s [38] dan masukan panas 400 W [39] konstan. Kondisi operasi pengeringan rumput laut akan diuji sebelum dan sesudah menerapkan sistem pemulihan limbah panas sehingga diperoleh menghematan pemakaian energi listrik. Selanjutnya, data hasil pengukuran secara eksperimen akan dikaji secara teoritis untuk mendapatkan perpindahan panas evaporasi 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.

Untuk itu, tujuan penelitian untuk memperoleh kelembaban relatif yang efektif, dimana efektivitas pengering konvektif limbah panas maksimal, memperoleh waktu pengeringan dan konsumsi energi listrik yang minimal untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan sistem pemulihan limbah panas.

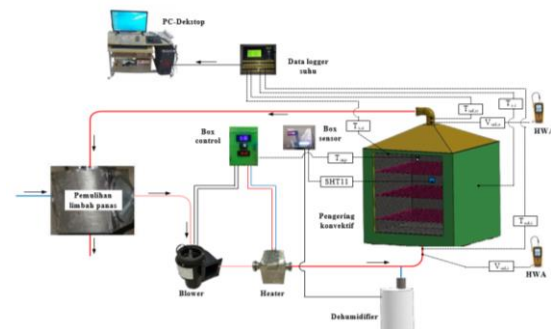
2. BAHAN DAN METODE

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.

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.



Gambar 1. Skema pengering konvektif limbah panas.

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. Mini *centrifugal blower* tipe MC.DE.125 untuk mensirkulasikan media pengering. Untuk mengatur putaran blower menggunakan PWM dan pembacaan putaran (rpm) menggunakan tachometer.

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

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 memanaskan ruang pengering selama ± 20 -25 menit sambil mengatur variabel penelitian yakni Temperatur ruang pengering (T_{mp}) 40 °C dan variabel kontrol diantaranya, kecepatan media pengering (v) 2 m/s, Kelembaban relatif (RH) 30 %, masukan panas (Q^*) 400 W. Selanjutnya mengukur berat awal rumput laut basah untuk setiap rak sebesar 1000 gram, kemudian dikeringkan secara natural hingga berat awal rumput laut mencapai 930 gram (93%). Kemudian masukkan rumput laut kedalam ruang pengering dan menunggu kondisi stedi. Kondisi stedi tercapai bila kelembaban relatif 40%, kecepatan udara (v) 2 m/s, suhu media pengering 40°C dan masukan panas (Q^*) 400 W, kemudian pengambilan data terukur berupa suhu (udara dan dinding), kecepatan udara, tegangan dan arus Listrik dilakukan dalam selang 15 menit. Semua data terukur terbaca melalui sensor dan direkam pada PC desktop. Selanjutnya proses pengujian akan dilakukan

berdasarkan Tabel 2 rentang parameter operasional pengering konvektif.

Tabel 2. Rentang parameter operasional pengering konvektif limbah panas.

Parameter	Rentang
Kecepatan (v), m/s	2
Kelembaban (RH), %	30
Suhu pengering (T_{mp}), °C	40, 50, 60, 70, 80
Masukan panas (Q^*), W	400

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.

2.3. Data Reduksi

2.3.1. Neraca energi pengering konvektif limbah panas

Kesetimbangan energi volume kendali sistem pengeringan konvektif dengan kondisi operasi tunak menggambarkan besarnya energi yang masuk ke sistem sama dengan energi yang keluar dari sistem, dinyatakan dalam persamaan (1) yang dikutip dari [40]:

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

Persamaan (1) yang berupa neraca panas menggambarkan jumlah kalor yang masuk ke sistem sama dengan jumlah kalor yang keluar sistem, dinyatakan pada persamaan (2) yang dikutip dari [39]:

$$Q_h = Q_x + Q_c + Q_r + Q_{eva} \quad (2)$$

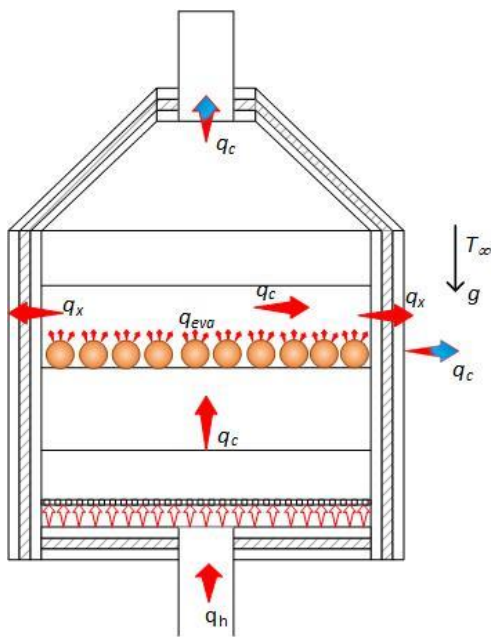
dengan Q_x = perpindahan panas konduksi, Q_c = perpindahan panas konveksi, Q_r = perpindahan panas radiasi dan Q_{eva} = perpindahan panas evaporasi.

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

$$Q_h = Q_x + Q_c + Q_{eva} \quad (3)$$

Memperhatikan gambar 2, menunjukkan kehilangan panas pada pengering konvektif, yang terjadi melalui perpindahan panas udara, perpindahan panas gabungan, dan perpindahan panas evaporasi.

Kehilangan panas gabungan terjadi melalui dua mekanisme perpindahan panas: konduksi dan konveksi. Kehilangan panas ini terjadi melalui perpindahan panas konveksi paksa dari media pengering (udara) ke dinding bagian dalam. Perpindahan panas terjadi dari dinding dalam ke dinding luar melalui mekanisme perpindahan panas konduksi, kemudian terjadi perpindahan panas konveksi alami dari dinding luar ke udara sekitar. Panas juga hilang melalui mekanisme evaporasi, yaitu panas yang dibutuhkan untuk menguapkan uap air dari produk rumput laut. Dengan demikian persamaan (3) dapat dijelaskan pada persamaan (4) yang dikutip dari [39]:



Gambar 2. Skema neraca kalor pengering konvektif limbah panas rumput laut.

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

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

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

dengan ρ = density (kg/m³), v = kecepatan udara (m/s), A = luas penampang (m²).

2.3.2. Perpindahan kalor heater

Panas yang masuk dari heater adalah besarnya konsumsi daya listrik yang dinyatakan pada persamaan (6) yang dikutip dari [41], [42]:

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

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

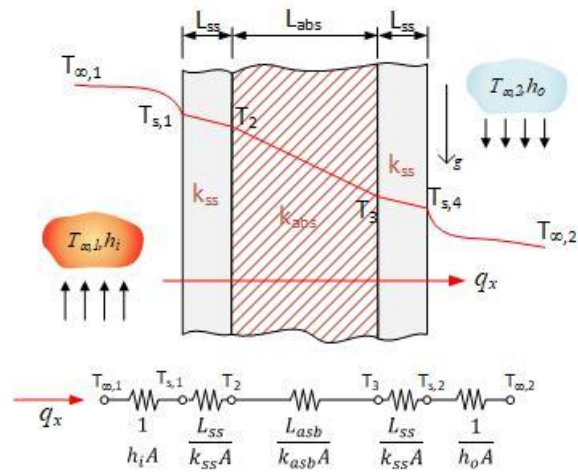
2.3.3. Perpindahan panas udara

Perpindahan panas udara merupakan kehilangan panas melalui media pengering (udara) yang keluar dari ruang pengering konvektif yang dinyatakan dalam persamaan (7) yang dikutip dari [43], [44]:

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

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.



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

A. Perpindahan panas konveksi paksa

Sifat termofisika materi [45] antara lain viskositas kinematik (ν), bilangan Prandtl (Pr), dan konduktivitas panas (κ) dievaluasi menggunakan suhu film (T_f) [46] yang terjadi antara media pengering pada suhu ($T_{\infty,1}$) dan dinding bagian dalam pada suhu ($T_{s,i}$).

Laju aliran massa media pengering (udara) dinyatakan dalam persamaan (8), yang dikutip dari [47]–[49]:

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A \quad (8)$$

dengan ρ = densitas (kg/m³), v = kecepatan udara (m/s), A = luas penampang (m²).

Selama proses berlangsung, udara pengering disirkulasikan oleh blower sehingga terjadi perpindahan panas konveksi paksa pada pengering konvektif, sehingga perlu dicari nilai koefisien konveksi paksa pada pengering. Jadi, bilangan Reynolds akibat sirkulasi udara pengering dinyatakan dalam persamaan (9), yang dikutip dari [50]:

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi \cdot D_h \cdot \mu} \quad (9)$$

dengan D_h = diameter hidrolis pengering konvektif yang dinyatakan pada persamaan (10), yang dikutip dari [51]:

$$D_h = \frac{4AC}{P} = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{(a+b)} \quad (10)$$

dengan a dan b = panjang penampang persegi panjang (m) pengering konvektif limbah panas.

Bilangan Nusselt merupakan fungsi dari medan aliran yaitu parameter aliran, bilangan Reynolds (Re_D) [52] dan parameter fluida adalah bilangan Prandtl (Pr) [53]. Hubungan ketiga variabel tersebut bergantung pada pola aliran dan lintasannya, sehingga bilangan Nusselt media pengering dinyatakan dalam persamaan (11) yang dikutip dari [54]:

$$Nu_D = 0.023 \cdot (Re_D)^{4/5} \cdot (Pr)^n \quad (11)$$

dengan n = 0,4 jika $T_s > T_f$.

Koefisien konveksi paksa media pengering (udara) pada ruang pengering konvektif dinyatakan dalam persamaan (12) yang dikutip dari [55]:

$$h_{i,f} = \frac{Nu_D \cdot \kappa}{D_h} \quad (12)$$

dengan κ = konduktivitas panas udara pengering (W/m.K).

B. Perpindahan panas konveksi natural

Sifat termofisik material antara dinding luar pengering konvektif pada suhu ($T_{s,o}$) dan fluida sekitarnya pada suhu ($T_{\infty,o}$) dievaluasi menggunakan suhu film (T_f) [56].

Transisi dari perpindahan panas 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 (13), yang diperoleh dari [57]–[59]:

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta (T_{s,o} - T_{\infty,o}) L^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (13)$$

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 (14), yang diperoleh dari [60], [61]:

$$Nu_L = 0.68 + \frac{0.67(Ra_L)^{1/4}}{\left[1 + (0.492/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (14)$$

Koefisien konveksi natural pada sisi luar pengering dapat dihitung dengan persamaan (15), yang diperoleh dari [62]:

$$h_{o,n} = \frac{Nu_D \cdot k}{L} \quad (15)$$

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 (16) yang diperoleh dari [63], [64]:

$$R_{tot} = \frac{1}{h_{iA}} + \frac{L_{ss}}{k_{ss}A} + \frac{L_{abs}}{k_{abs}A} + \frac{L_{ss}}{k_{ss}A} + \frac{1}{h_{oA}} \quad (16)$$

dengan 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 perpindahan panas pengering konvektif limbah panas

Fluks kalor atau laju perpindahan kalor per satuan luas dinyatakan sebagai perbandingan antara gradien suhu fluida dan total tahanan termal, dapat dihitung menggunakan persamaan (17) yang diperoleh dari [65]:

$$q_{mix}'' = \frac{(T_{\infty,i} - T_{\infty,o})}{R_{tot}} \quad (17)$$

dengan $T_{\infty,i}$ 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 (18), yang diperoleh dari [66]:

$$Q_{mix} = q_{mix}'' \cdot A_{cd} \quad (18)$$

dengan 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 (19) yang diperoleh dari [67]:

$$Q_{eva} = Q_h - (Q_{ud} + Q_{mix}) \tag{19}$$

2.3.6. Efektivitas pengering konvektif limbah panas

Efektivitas pengering konvektif merupakan perbandingan perpindahan kalor evaporasi terhadap perpindahan panas heater, dapat dihitung menggunakan persamaan (20), yang diperoleh dari [68], [69]:

$$\varepsilon = \frac{Q_{act}}{Q_{max}} \times 100\% \tag{20}$$

Untuk kasus pengering konvektif limbah panas, efektivitas merupakan perbandingan perpindahan panas evaporasi terhadap perpindahan panas heater, yang dinyatakan dalam persamaan (21), yang dikutip dari [39]:

$$\varepsilon = \frac{Q_{eva}}{Q_h} \times 100\% \tag{21}$$

2.4. Kadar air rumput laut

Kadar air sampel selama proses dihitung menurut persamaan (23), yang dikutip dari [70]:

$$M_t = \frac{w_t - w_d}{w_d} \tag{23}$$

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).

2.5. Konsumsi energi Listrik pengering konvektif limbah panas

Total energi listrik yang dikonsumsi selama proses pengeringan diperoleh sebagai hasil kali total keluaran energi listrik pengering dan total waktu pengeringan yang dinyatakan dalam persamaan (22) dikutip dari [71]:

$$P_t = P_{outd} \cdot d_t \tag{22}$$

dengan $P_{outd} = V \cdot I$, d_t = total waktu pengeringan (jam), P_{outd} = total daya listrik pengering konvektif (kW).

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				
	40	50	60	70	80
Sebelum menerapkan limbah panas					
Fluida kerja					
T _{ud,i} (K)	315.1	325.0	335.4	345.6	355.6
T _{ud,o} (K)	311.3	320.6	329.6	339.8	347.7
T _{∞,1} (K)	302	302	302	302	302
T _{∞,2} (K)	298	298	298	298	298
Dinding dalam					
T _{ss,i1} (K)	304.0	313.9	323.8	333.7	343.6
T _{k,i1} (K)	302.9	312.8	322.7	332.6	342.5
T _{ss,i2} (K)	305.1	315.0	324.9	334.8	344.7
T _{ss,i3} (K)	306.2	316.1	326.0	335.9	345.8
T _{ss,i4} (K)	307.3	317.2	327.1	337.0	346.9
T _{ss,i5} (K)	309.5	319.4	329.3	339.2	349.1
T _{ss,i6} (K)	308.4	318.3	328.2	338.1	348.0
Dinding luar					
T _{ss,o1} (K)	302.0	311.9	321.8	331.7	341.6
T _{k,o1} (K)	300.9	310.8	320.7	330.6	340.5
T _{ss,o2} (K)	303.1	313.0	322.9	332.8	342.7
T _{ss,o3} (K)	304.2	314.1	324.0	333.9	343.8
T _{ss,o4} (K)	305.3	315.2	325.1	335.0	344.9
T _{ss,o5} (K)	307.5	317.4	327.2	337.2	347.1
T _{ss,o6} (K)	306.4	316.3	326.2	336.1	346.0
Setelah menerapkan limbah panas					
Fluida kerja					
T _{ud,i} (K)	315.4	325.3	335.2	346.7	356.2
T _{ud,o} (K)	311.3	320.6	329.6	339.8	347.7
T _{∞,1} (K)	302	302	302	323	302
T _{∞,2} (K)	298	298	298	298	298
Dinding dalam					
T _{ss,i1} (K)	306.0	315.9	325.8	335.7	345.6
T _{k,i1} (K)	304.9	314.8	324.7	334.6	343.5
T _{ss,i2} (K)	307.1	317.0	326.9	336.8	346.7
T _{ss,i3} (K)	308.2	318.1	328.0	337.9	347.8
T _{ss,i4} (K)	309.3	319.2	329.1	339.0	348.9
T _{ss,i5} (K)	311.5	321.4	331.3	341.2	351.1
T _{ss,i6} (K)	310.4	320.3	330.2	340.1	350.0
Dinding luar					
T _{ss,o1} (K)	304.0	313.9	323.8	333.7	343.6
T _{k,o1} (K)	302.9	312.8	322.7	332.6	342.5
T _{ss,o2} (K)	305.1	315.0	324.9	334.8	344.7
T _{ss,o3} (K)	306.2	316.1	326.0	335.9	345.8
T _{ss,o4} (K)	307.3	317.2	327.1	337.0	346.9
T _{ss,o5} (K)	309.5	319.4	329.3	339.2	349.1
T _{ss,o6} (K)	308.4	318.3	328.2	338.10	348.0

Tabel 4. Data terukur parameter lainnya pengering konvektif

Parameter	Rentang				
	40	50	60	70	80
Sebelum menerapkan limbah panas					
V (Volt)	227	228	229	230	231

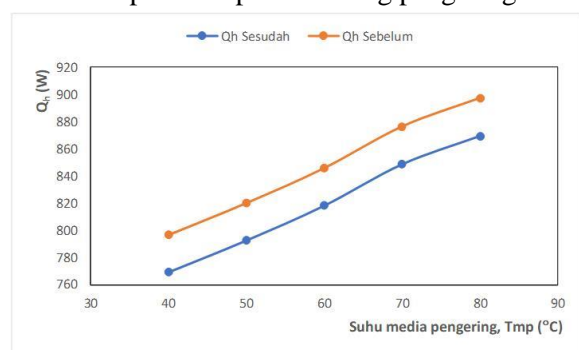
A (Amp)	3.39	3.48	3.58	3.69	3.77
t_d (menit)	2475	1140	1110	1050	855
M_b (kg _b)	93	93	93	93	93
M_t (kg _t)	200	200	200	200	200
Sesudah menerapkan limbah panas					
V (Volt)	228	229	230	231	232
A (Amp)	3.49	3.58	3.68	3.79	3.87
t_d (menit)	1785	1125	1095	1035	840
M_b (kg _b)	93	93	93	93	93
M_t (kg _t)	200	200	200	200	200

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 memperlihatkan bahwa semakin meningkat suhu media pengering, maka perpindahan panas heater semakin meningkat pula. Hal ini terjadi pada kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan panas. Seperti disajikan pada gambar 4. Terlihat bahwa meningkatnya temperatur ruang pengering mempengaruhi perpindahan kalor heater (Q_h) untuk kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas sebesar 897.144 W dan 870.177 W berada pada T_{mp} 40 °C . Sebaliknya nilai perpindahan kalor heater maksimal untuk kedua kondisi sebesar 796.632 W. dan 770.438 W berada pada temperatur ruang pengering 80 °C

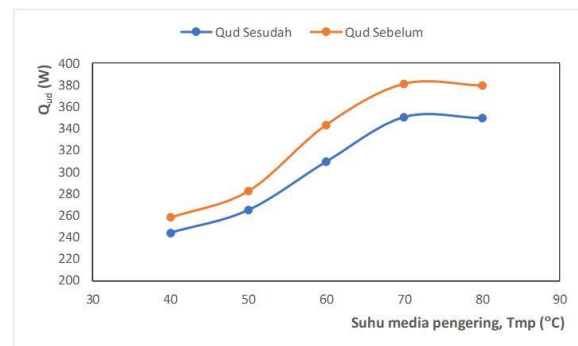


Gambar 4. Perilaku kurva perpindahan panas heater

Semakin meningkat temperatur ruang pengering (T_{mp}) maka perpindahan kalor heater semakin meningkat pula, disebabkan oleh semakin meningkat pemakaian tegangan listrik.

3.2. Perpindahan panas udara

Perilaku kurva perpindahan panas udara memperlihatkan bahwa semakin meningkat temperatur ruang pengering, maka perpindahan kalor udara semakin meningkat. Hal ini terjadi pada kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas seperti disajikan pada gambar 5. Terlihat bahwa meningkatnya temperatur ruang pengering mempengaruhi perpindahan kalor udara (Q_{ud}) untuk kedua kondisi sebelum dan sesudah.



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.

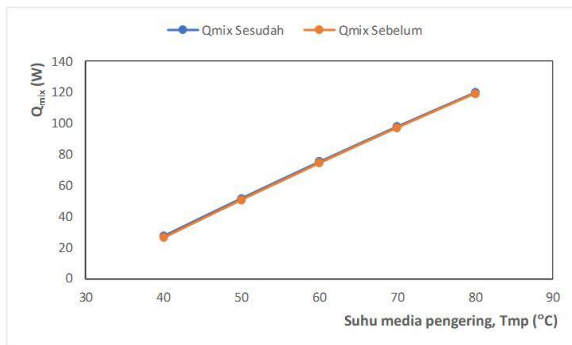
Perpindahan kalor udara minimal masing-masing untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas sebesar 258.201 W dan 244.059 W berada pada temperatur ruang pengering 40 °C, maksimal untuk kedua kondisi operasi sebelum dan sesudah masing-masing sebesar 379.445 W dan 349.4883W berada pada temperatur ruang pengering 80 °C

3.3. Perpindahan panas gabungan

Perilaku kurva perpindahan panas gabungan untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas diilustrasikan pada Gambar 6. Nampak bahwa, dengan semakin besar temperatur ruang pengering 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 kalor gabungan (Q_{mix}) minimal masing-masing untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas sebesar 10.07235 W dan 10.07323 W berada pada temperatur ruang pengering 40 °C, sebaliknya *perpindahan panas* gabungan maksimal untuk kedua kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas sebesar 10.07557 W dan 10.07546 W berada pada temperatur ruang pengering 80 °C.

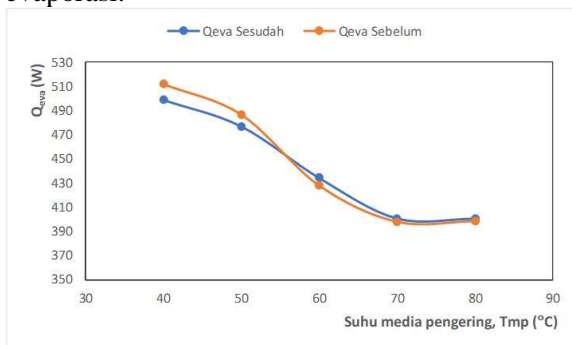


Gambar 6. Perilaku kurva perpindahan panas gabungan.

3.4. Perpindahan panas evaporasi

Perilaku perpindahan panas evaporasi memperlihatkan bahwa semakin meningkat temperatur ruang pengering, maka perpindahan evaporasi (Q_{eva}) semakin menurun. Hal ini terjadi pada kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas seperti disajikan pada Gambar 7.

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.



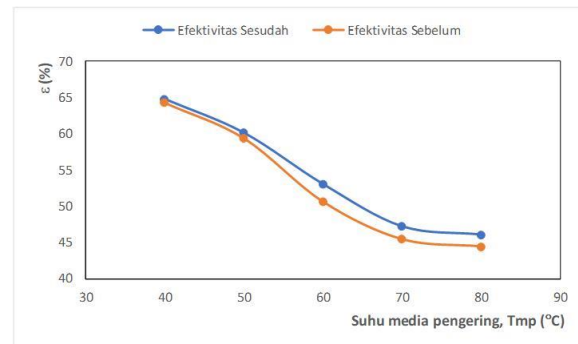
Gambar 7. Perilaku kurva perpindahan panas

evaporasi.

Perpindahan panas evaporasi (Q_{eva}) minimal masing-masing untuk kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan panas sebesar 398.64 W dan 400.82 W berada pada temperatur ruang pengering 80 °C sebaliknya nilai *perpindahan panas* evaporasi maksimal untuk kedua kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas sebesar 512.01 W dan 498.82 W berada pada temperatur ruang pengering 40 °C.

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 temperatur ruang pengering maka efektivitas semakin menurun.



Gambar 8. Perilaku kurva efektivitas.

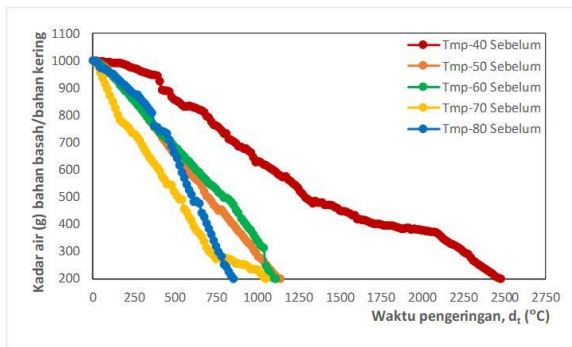
Hal ini disebabkan oleh semakin menurunnya perpindahan panas evaporasi yang disebabkan oleh semakin meningkat gradien suhu udara masuk dan suhu udara keluar pengering konvektif, dimana perpindahan panas evaporasi berbanding lurus dengan efektivitas.

Untuk nilai efektivitas maksimal masing-masing untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas sebesar 64.27% dan 64.75% berada pada temperatur ruang pengering 40 °C sebaliknya nilai efektivitas minimal untuk kedua kondisi operasi masing-masing sebesar 44.43% dan 46.06% berada pada temperatur ruang pengering 80 °C.

3.6. Kadar air dan waktu pengeringan rumput laut

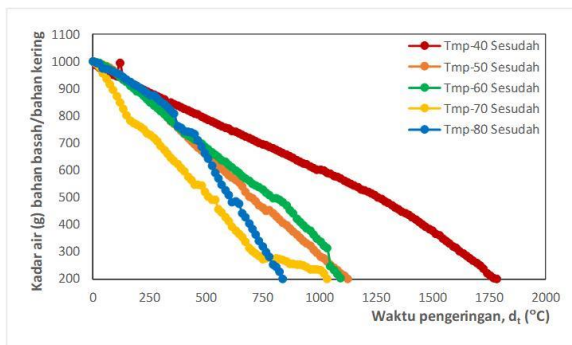
Bagian ini menjelaskan perilaku kurva kadar air masing-masing untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas diilustrasikan pada Gambar 9 dan Gambar 10. Nampak bahwa dengan semakin besar temperatur ruang pengering (T_{dp}) waktu

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.



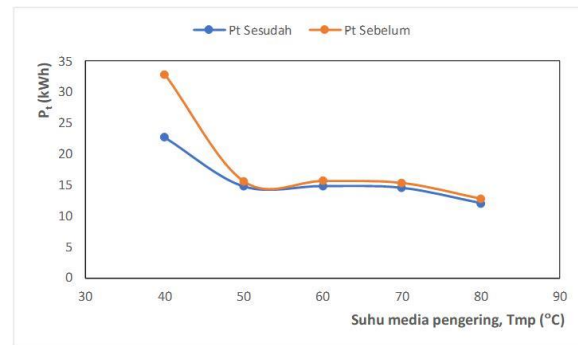
Gambar 10. Perilaku kurva kadar air rumput laut untuk kondisi operasi sesudah menerapkan pemulihan limbah panas.

Untuk waktu pengeringan maksimal masing-masing untuk kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan panas terjadi pada temperatur ruang pengering 40 °C sebesar 705 menit dan 660 menit, sebaliknya waktu pengeringan maksimal untuk kedua kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas sebesar 2225 menit dan 2115 menit terjadi pada temperatur ruang pengering 80 °C.

3.7. Konsumsi energi listrik pengering konvektif limbah panas

Perilaku kurva konsumsi energi listrik masing-masing untuk kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas disajikan pada gambar 11. Nampak bahwa semakin besar kelembaban, konsumsi energi listrik semakin meningkat.

Untuk nilai konsumsi energi listrik maksimal masing-masing untuk kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas sebesar 37300 dan 35297 berada pada temperatur ruang pengering 80 °C sebaliknya nilai konsumsi energi listrik minimum masing-masing untuk kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas sebesar 10335 dan 9675 Berada pada temperatur ruang pengering 40 °C.



Gambar 11. Perilaku kurva konsumsi energi listrik pengering konvektif limbah panas

4. KESIMPULAN

Hasil analisis efektivitas pengering konvektif rumput laut terintegrasi dengan penukar kalor *tube bank* sirip pelat datar *straggered* pada temperatur ruang pengering dengan kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas, disimpulkan sebagai berikut:

1. Semakin meningkat temperatur ruang pengering maka semakin minimal efektivitas pengering konvektif pada Tmp 80 °C sebesar 44.43 % dan 46.06% untuk kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas Efektivitas maksimal pada temperatur ruang pengering 40 °C sebesar 64.27% dan 64.75% untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas yang berarti bahwa temperatur ruang pengering 80 °C berpengaruh signifikan terhadap efektivitas pengering konvektif rumput laut.
2. Penghematan daya listrik maksimal pada temperatur ruang pengering 40 °C sebesar 1035 W dan 9675 W.

DAFTAR NOTASI

- A luas permukaan (m^2)
- D diameter (m)
- g Percepatan gravitasi (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] I. N. Radiarta and E. Erlania, “Performa Komoditas Budidaya Laut Pada Sistem Integrated Multi-Trophic Aquaculture (Imta) Di Teluk Gerupuk, Lombok Tengah, Nusa Tenggara Barat,” *J. Ris. Akuakultur*, vol. 11, no. 1, p. 85, 2016, doi: 10.15578/jra.11.1.2016.85-97.

[2] D. Fithriani, L. Assadad, and Z. Arifin, “Karakteristik dan Model Matematika Kurva Pengeringan Rumput Laut *Eucheuma cottonii*,” *J. Pascapanen dan Bioteknologi Kelaut. dan Perikan.*, vol. 11, no. 2, p. 159, Mar. 2017, doi: 10.15578/jpbkp.v11i2.290.

[3] BSN, “SNI 2690:2015,” 2015. [Online]. Available: www.bsn.go.id

[4] BPS Provinsi Maluku, “Provinsi Maluku dalam Angka,” 2022.

[5] Subaryono, B. S. B. Utomo, and J. Basmal, “Quality of carrageenan extracted from *Eucheuma cottonii* cultivated at three different locations in Lampung,” *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 919, no. 1, 2021, doi: 10.1088/1755-1315/919/1/012047.

[6] M. Djaeni and D. A. Sari, “Low Temperature Seaweed Drying Using Dehumidified Air,” *Procedia Environ. Sci.*, vol. 23, pp. 2–10, 2015, doi: 10.1016/j.proenv.2015.01.002.

[7] A. L. Charles, K. Sridhar, and M. A. Alamsjah, “Effect of drying techniques on color and bioactive potential of two commercial edible Indonesian seaweed cultivars,” *J. Appl. Phycol.*, vol. 32, no. 1, pp. 563–572, Feb. 2020, doi: 10.1007/s10811-019-01916-4.

[8] 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.

[9] 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.
- [10] M. R. Akhtari, I. Shayegh, and N. Karimi, “Techno-economic assessment and optimization of a hybrid renewable earth - air heat exchanger coupled with electric boiler, hydrogen, wind and PV configurations,” *Renew. Energy*, vol. 148, pp. 839–851, Apr. 2020, doi: 10.1016/j.renene.2019.10.169.
- [11] J. Wang, M. Zhang, and Z. Fang, “Recent development in efficient processing technology for edible algae: A review,” *Trends in Food Science and Technology*, vol. 88. Elsevier Ltd, pp. 251–259, Jun. 01, 2019. doi: 10.1016/j.tifs.2019.03.032.
- [12] A. Arabhosseini, H. Samimi-Akhijahani, and M. Motehayyer, “Increasing the energy and exergy efficiencies of a collector using porous and recycling system,” *Renew. Energy*, vol. 132, pp. 308–325, Mar. 2019, doi: 10.1016/j.renene.2018.07.132.
- [13] S. Suwati *et al.*, “Comparison between Natural and Cabinet Drying on Weight Loss of Seaweed *Eucheuma cottonii* Weber-van Bosse,” *Sarhad J. Agric.*, vol. 37, no. SpecialIssue 1, pp. 1–8, Jun. 2021, doi: 10.17582/journal.sja/2021/37.s1.01.08.
- [14] A. Zamroni and M. Yamao, “Coastal resource management: Fishermen’s perceptions of seaweed farming in Indonesia,” *World Acad. Sci. Eng. Technol.*, vol. 60, 2011, [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/222102372>
- [15] N. Titahelu and S. J. Litololy, “Analisis laju kondensasi akibat pengaruh kecepatan udara terhadap karakteristik perpindahan panas oven pengering pati sagu,” in *Seminar Nasional “Archipelago Engineering” (ALE)*, 2018, pp. 108–114. doi: <https://doi.org/10.30598/ale.1.2018.108-114>.
- [16] E. Uribe, A. Vega-Gálvez, V. Vásquez, R. Lemus-Mondaca, L. Callejas, and A. Pastén, “Hot-air drying characteristics and energetic requirement of the edible brown seaweed *Durvillaea antarctica*,” *J. Food Process. Preserv.*, vol. 41, no. 6, Dec. 2017, doi: 10.1111/jfpp.13313.
- [17] N. Titahelu, “Eksperimen pengaruh beban panas terhadap karakteristik perpindahan panas oven pengering cengkeh,” *Teknologi*, vol. 3, no. May, pp. 744–750, 2002.
- [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. 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.
- [21] M. U. H. Joardder, M. Mourshed, and M. Hasan Masud, “Bound Water Removal Techniques,” in *State of Bound Water: Measurement and Significance in Food Processing*, Springer International Publishing, 2019, pp. 93–118. doi: 10.1007/978-3-319-99888-6_6.
- [22] 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.
- [23] 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.
- [24] 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.
- [25] 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.
- [26] 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.
- [27] 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.
- [28] 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,” in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, Institute of Physics Publishing, 2019. doi: 10.1088/1755-1315/292/1/012070.
- [29] H.-K. Phang, C.-M. Chu, S. Kumaresan, M. Mizanur Rahman, and S. Md Yasir, “Preliminary Study of Seaweed Drying under A Shade and in A Natural Draft Solar Dryer,” *Int. J. Sci. Eng.*, vol. 8, no. 1, pp. 10–14, 2015, doi: 10.12777/ijse.8.1.10-14.
- [30] S. Suherman, H. Rizki, N. Rauf, and E. E. Susanto, “Performance study of hybrid solar dryer with auxiliary heater for seaweed drying,” *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 1295, no. 1, 2019, doi: 10.1088/1742-6596/1295/1/012002.
- [31] M. Mulyadi, Marhatang, and R. Nur, “The forced convection biomass and solar collector dryer for drying seaweed using exhaust fan,” in *AIP Conference Proceedings*, American Institute of Physics Inc., Jun. 2018. doi: 10.1063/1.5043023.
- [32] 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.
- [33] M. K. M. Ali, A. Fudholi, M. S. Muthuvalu, J. Sulaiman, and S. M. Yasir, “Implications of drying temperature and humidity on the drying kinetics of seaweed,” in *AIP Conference Proceedings*, American Institute of Physics Inc., Nov. 2017. doi: 10.1063/1.5012223.
- [34] H. Y. Ju *et al.*, “Step-down relative humidity convective air drying strategy to enhance drying kinetics, efficiency, and quality of American ginseng root (*Panax quinquefolium*),” *Dry. Technol.*, vol. 38, no. 7, pp. 903–916, 2020, doi: 10.1080/07373937.2019.1597373.
- [35] 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.
- [36] F. Chenlo, S. Arufe, D. Díaz, M. D. Torres, J. Sineiro, and R. Moreira, “Air-drying and rehydration characteristics of the brown seaweeds, *Ascophyllum nodosum* and *Undaria pinnatifida*,” *J. Appl. Phycol.*, vol. 30, no. 2, pp. 1259–1270, Apr. 2018, doi: 10.1007/s10811-017-1300-6.
- [37] A. Santiago and R. Moreira, “Drying of edible seaweeds,” in *Sustainable Seaweed Technologies: Cultivation, Biorefinery, and Applications*, Elsevier, 2020, pp. 131–154. doi: 10.1016/B978-0-12-817943-7.00004-4.
- [38] 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.
- [39] R. R. Kermite, J. Louhenapessy, A. Hadi, and J. Ulath, “Analisis Efektivitas Pengerian Konvektif Rumpuk Laut Terintegrasi Dengan Penukar Kalor Tube Bank Bare in-Line Pada Masukan Panas Berbeda,” *J. Tek. Mesin, Elektro, Inform. Kelaut. dan Sains*, vol. 3, no. 2, pp. 15–28, 2023, doi: 10.30598/metiks.2023.3.2.15-28.
- [40] 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, doi: 10.30598/metiks.2021.1.1.30-38.
- [41] H. F. Elattar, A. Fouda, S. A. Nada, H. A.

- Refaey, and A. Al-Zahrani, "Thermal and hydraulic numerical study for a novel multi tubes in tube helically coiled heat exchangers: Effects of operating/geometric parameters," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 128, pp. 70–83, Jun. 2018, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2018.02.020.
- [42] N. S. F. Syatauw, A. Simanjuntak, and N. Titahelu, "Analisis kinerja panel surya akibat pendinginan aktif," *Isometri*, vol. 2, no. 1, 2023.
- [43] 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.
- [44] 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.
- [45] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, and D. P. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, vol. 21, no. 1. John Wiley and Sons Inc, 2011.
- [46] Y. A. F. El-Samadony, A. S. Abdullah, and Z. M. Omara, "Experimental study of stepped solar still integrated with reflectors and external condenser," *Exp. Heat Transf.*, vol. 28, no. 4, pp. 392–404, Jul. 2015, doi: 10.1080/08916152.2014.890964.
- [47] 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.
- [48] 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
- [49] N. Titahelu, J. Louhenapessy, J. S. Lilitoly, and A. Arson, "Studi perbandingan efektivitas berbagai model tube penukar kalor sebagai sistem pemulihan limbah panas," in *Seminar Nasional "ARCHIPELAGO ENGINEERING"*, N. Titahelu, Ed., Ambon: Fakultas Teknik Universitas Pattimura, 2023, pp. 20–31. doi: 10.30598/ale.6.2023.20-31.
- [50] 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. doi: 10.30598/ale.4.2021.127-132.
- [51] 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.
- [52] A. M. González, M. V. Jr, 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, no. May 2018, pp. 363–370, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.11.068.
- [53] 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.
- [54] 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.
- [55] 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, doi: 10.22219/jemmmme.v6i2.19461.
- [56] C. Ononogbo *et al.*, "Investigation of the Thermal Profile of a Crop Dryer Powered by Generator Exhaust Gas Waste Heat,"

- Int. J. Adv. Sci. Eng.*, vol. 8, no. 3, p. 2235, Feb. 2022, doi: 10.29294/ijase.8.3.2022.2235-2241.
- [57] 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.
- [58] 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.
- [59] N. Titahelu, D. S. Pelupessy, C. S. E. Tupamahu, 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.
- [60] 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.
- [61] 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.
- [62] 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 thermochemical cycle,” *Int. J. Nucl. Hydrog. Prod. Appl.*, vol. 3, no. 1, p. 65, 2016, doi: 10.1504/ijnhpa.2016.078425.
- [63] 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.
- [64] 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.
- [65] C. Ononogbo, “Equipment Sizing and Method for the Application of Exhaust Gas Waste Heat to Food Crops Drying Using a Hot Air Tray Dryer,” *Indian J. Sci. Technol.*, vol. 13, no. 5, pp. 502–518, Feb. 2020, doi: 10.17485/ijst/2020/v13i05/145593.
- [66] C. P. Kothandaraman, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. New Delhi: New Age International (P) Limited, Publishers, 2006.
- [67] 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.
- [68] 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.
- [69] R. Said, N. Titahelu, and R. S. Ufie, “Analisis Laju Aliran Massa Fluida Dingin Terhadap Efektivitas Penukar Kalor Shell and Tube Destilasi Minyak Atsiri Cengkeh (*Syzygium aromaticum*),” *ALE Proceeding*, vol. 4, pp. 140–145, 2021, doi: 10.30598/ale.4.2021.140-145.
- [70] 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.
- [71] O. Chibuike, D. N. Olisaemeka Chukwudozie, D. N. Nnaemeka Reginald, D. O. Chukwunenye Anthony, D. I. Onyeche 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.