

ANALISIS EFEKTIVITAS PENGERING KONVEKTIF LIMBAH PANAS RUMPUT LAUT DENGAN KELEMBABAN RELATIF BERBEDA

Sitti Arsyh Rahmah¹⁾, Nicolas Titahelu^{2)*}, Antoni Simanjuntak³⁾

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

¹⁾sittiarsyhrmah@gmail.com

²⁾Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura Ambon 97234

³⁾titahelun@gmail.com

³⁾Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Pattimura Ambon 97234

³⁾antonisimanjuntak4@gmail.com

Abstrak Tujuan penerapan penukar panas *tube bank* sirip pelat datar *staggered* untuk memanfaatkan limbah panas dari pengering adalah menghemat konsumsi energi listrik. Penelitian bertujuan untuk memperoleh kelembaban relatif yang memadai dan efektifitasnya maksimal untuk mempersingkat waktu pengeringan rumput laut dan menghemat konsumsi listrik. Metode penelitian eksperimental dilakukan dengan memvariasikan kelembaban relatif dari 30% hingga 70% pada kecepatan udara 2 m/s, masukan panas 400 W, dan suhu media pengeringan konstan 50°C pada kondisi pengoperasian sebelum dan sesudah. setelah aplikasi pemulihan panas limbah. Data suhu, kecepatan udara, kelembaban relatif, dan masukan panas diambil setelah mencapai kondisi stabil. Hasil penelitian menunjukkan efektifitas menurun dengan meningkatnya kelembaban relatif, dimana efektifitas maksimum pada kelembaban relatif 30% adalah 52,11% dan 46,03% untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah penerapan waste heat recovery. Waktu pengeringan minimal rumput laut pada kelembaban relatif 30% untuk kondisi sebelum dan sesudah penerapan waste heat recovery masing-masing adalah 11,75 dan 11 jam. Penghematan konsumsi energi listrik maksimum pada kelembaban relatif 70% sebesar 5790,16 kWh atau 15,52%, dan penghematan minimum pada kelembaban relatif 30% sebesar 2391,39 atau 23,13%. Disimpulkan bahwa pengering konvektif panas limbah rumput laut pada kondisi operasi RH 30% mempunyai tingkat efektif sebesar 46,03%, waktu pengeringan 11 jam, dan menghemat konsumsi energi listrik sebesar 23,13%.

Kata kunci: Efektivitas pengering konvektif, Kelembaban Relatif, 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, Relative Humidity, Electric power savings, Waste heat recovery, flat plate fin staggered heat exchanger.

Penulis korespondensi, HP: +62

Email: sittiarsyhrmah@gmail.com

1. PENDAHULUAN

Umumnya jenis rumput alga merah yaitu *Eucheuma cottonii* dibudidayakan di provinsi Maluku dengan metode *longline* di provinsi Maluku [1] dan merupakan komoditas ekspor yang potensial dalam meningkatkan kesejahteraan masyarakat pesisir [2]. Produksi rumput laut kering di Maluku tahun 2022 meningkat sebesar 24,5% dari tahun sebelumnya [3], dimana permintaan rumput laut setiap tahun meningkat 5-10% untuk memenuhi kebutuhan industri rumput laut dalam negeri maupun ekspor [4]. Tingginya kadar air rumput laut basah berkisar 75-93% [5]–[8], sedangkan kadar air rumput laut kering yang distandarkan oleh SNI maksimum 30% untuk *Eucheuma cottonii* [9]. *Eucheuma cottonii* merupakan rumput laut yang menghasilkan kappa karagenan dan memiliki kandungan nutrisi yang melimpah [10]. Pengeringan rumput laut merupakan proses pengolahan pascapanen hasil produksi paling kritis sebelum dapat digunakan dalam industri pengolahan [11], dimana proses ini melibatkan introduksi panas dan massa secara simultan guna menghilangkan molekul air dari produk pengering [12] namun menghilangkan molekul air selama proses pengeringan membutuhkan sejumlah besar energi panas laten yang tinggi [13]. Parameter yang mempengaruhi kinerja pengering konvektif yaitu kelembaban relatif, suhu media pengering [6], kecepatan udara [14], [15] dan masukan panas [16]–[18].

Tingginya kadar air rumput laut segar sehingga mudah rusak dan membusuk, maka pengeringan merupakan langkah penting sebelum rumput laut diaplikasikan dalam industri pengolahan [19]. Teknik pengeringan konvektif yang ada mengkonsumsi 20–25% dari total energi yang disuplai [13], [20], [21], sementara sekitar 30-40% energinya terbuang sia-sia ke lingkungan sebagai limbah panas [22]–[24] dimana suhu limbah kalor dari pengering konvektif biasa < 55 °C [25]. Oleh karena itu, pengembangan proses pengeringan yang lebih hemat energi dengan menerapkan penukar kalor *tube bank* sirip pelat datar susunan *staggered* sangat diperlukan.

Berbagai upaya penelitian yang telah dilakukan untuk mengoptimalkan pengering konvektif yang telah dilakukan diantaranya; mengembangkan dan menginvestigasi 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 [26]. 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 [6]. 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⁻¹ 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 [27]. Mengurangi strategi pengeringan udara konvektif kelembaban relatif untuk meningkatkan kinetika pengeringan, efisiensi dan kualitas akar ginseng Amerika (*Panax quinquefilium*) dengan memvariasikan kelembaban relatif 20-40% dan suhu udara 45-60 °C. Ternyata koefisien difusi kelembaban efektif bervariasi dari $1,155 \times 10^{-10}$ hingga $2,885 \times 10^{-10}$ m²/s, sedangkan energi aktivasi 51,14 kJ/mol dan evaluasi kualitas menunjukkan bahwa suhu pengeringan, RH dan penurunan RH berpengaruh nyata terhadap perubahan warna [28]. Kajian efek mekanisme dan strategi pengendalian kelembaban relatif tentang pengeringan buah dan sayuran dengan udara panas, dimana suhu pengeringan, kecepatan udara, ketebalan bahan selama pengeringan udara panas biasanya berpengaruh signifikan terhadap kinetika pengeringan dan atribut kualitas buah dan sayuran. Ternyata peningkatan RH mengintensifkan proses perpindahan panas, sedangkan penurunan RH mengintensifkan proses perpindahan massa [29].

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 *tube bank* susunan *staggered* sirip pelat datar sebagai sistem pemulihan limbah panas. Kajian ini memvariasikan kelembaban relatif (RH) 30 hingga 70% pada kecepatan udara 2 m/s [30], suhu pengering 50 °C [31], [32] dan masukan panas 400 W [33] konstan. Kondisi operasi pengeringan rumput laut akan diuji sebelum dan sesudah menerapkan sistem pemulihan limbah panas sehingga diperoleh menghemat pemakaian daya 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.

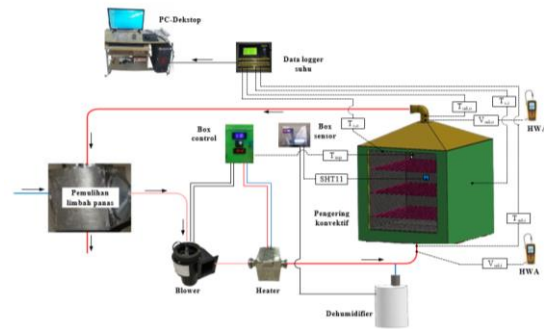
Tujuan penelitian untuk memperoleh kelembaban relatif yang efektif, Dimana efektivitas pengering konvektif limbah panas maksimal, memperoleh waktu pengeringan dan konsumsi energi listrik yang minimal untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan sistem pemulihan limbah panas.

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.

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

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. *Data logger* termokopel 16 *channels*

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 termocoupele 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, masukan panas (Q^*) 400 W, kecepatan media pengering (v) 2 m/s konstan dan memvariasikan kelembaban relatif (RH) 30% hingga 70%. 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 dimasukan 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*. 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, 40, 50, 60 70
Suhu pengering (T_{mp}), °C	50
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 [34]:

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

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 [33]:

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

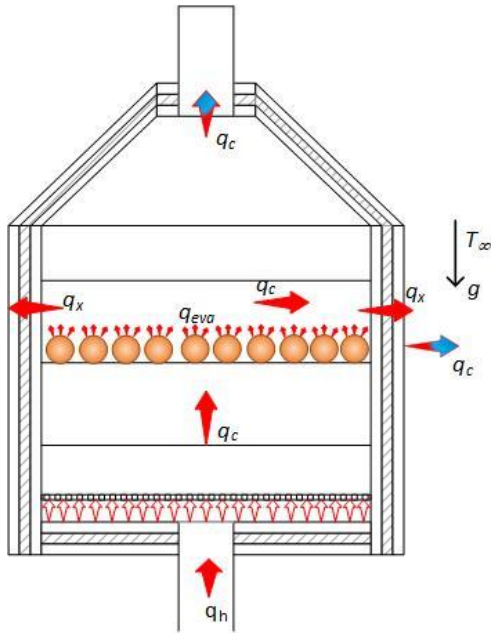
dengan Q_x = perpindahan panas konduksi, Q_c = perpindahan panas konveksi, Q_r = perpindahan panas radiasi dan Q_{eva} = perpindahan panas evaporasi.

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 [33]:



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/m^3), v = kecepatan udara (m/s), A = luas penampang (m^2).

2.3.2. Perpindahan kalor heater

Panas yang masuk dari heater adalah besarnya konsumsi daya listrik yang dinyatakan pada persamaan (6) yang dikutip dari [35], [36]:

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

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

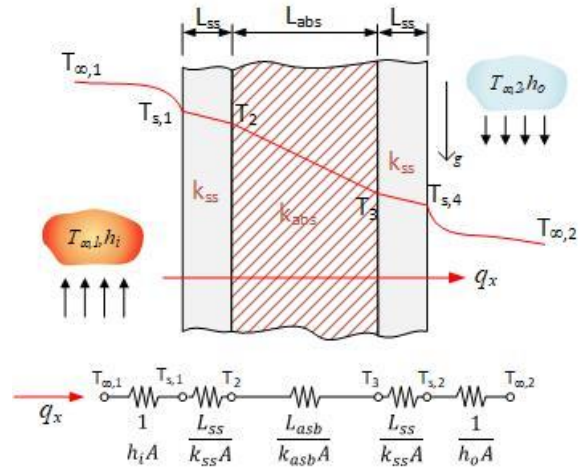
2.3.3. Perpindahan panas udara

Perpindahan panas udara merupakan kehilangan panas melalui media pengering (udara) yang keluar dari ruang pengering konvektif yang dinyatakan dalam persamaan (7) yang dikutip dari [37], [38]:

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

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 [39] antara lain viskositas kinematik (ν), bilangan Prandtl (Pr), dan konduktivitas panas (κ) dievaluasi menggunakan suhu film (T_f) [40] 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 [41]–[43]:

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

dengan ρ = densitas (kg/m^3), v = kecepatan udara (m/s), A = luas penampang (m^2).

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 [44]:

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

dengan D_h = diameter hidrolis pengering konvektif yang dinyatakan pada persamaan (10), yang dikutip dari [45]:

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

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) [46] dan parameter fluida adalah bilangan Prandtl (Pr) [47]. Hubungan ketiga

variabel tersebut bergantung pada pola aliran dan lintasannya, sehingga bilangan Nusselt media pengering dinyatakan dalam persamaan (11) yang dikutip dari [48]:

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

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

Koefisien konveksi paksa media pengering (udara) pada ruang pengering konvektif dinyatakan dalam persamaan (12) yang dikutip dari [49]:

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

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) [50].

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 [51]–[53]:

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

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 [54], [55]:

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

Koefisien konveksi natural pada sisi luar pengering dapat dihitung dengan persamaan (15), yang diperoleh dari [56]:

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

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 [57], [58]:

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

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 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 [59]:

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

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 (18), yang diperoleh dari [60]:

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

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 (19) yang diperoleh dari [61]:

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

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 [62], [63]:

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

Untuk kasus pengering konvektif limbah panas, efektivitas merupakan perbandingan perpindahan panas evaporasi terhadap perpindahan panas *heater*, yang dinyatakan dalam persamaan (21), yang dikutip dari [33]:

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

2.4. Kadar air rumput laut

Kadar air sampel selama proses dihitung menurut persamaan (23), yang dikutip dari [64]:

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

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 [65]:

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

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				
	30	40	50	60	70
Sebelum menerapkan limbah panas					
Fluida kerja					
T _{ud,i} (K)	322,6	321,3	320,2	319,5	319,2
T _{ud,o} (K)	321,6	319,8	318,1	317,0	316,5
T _{∞,1} (K)	323	323	323	323	323

T _{∞,2} (K)	298	298	298	298	298
Dinding dalam					
T _{ss,i1} (K)	316,6	314,7	311,0	309,3	306,2
T _{k,i1} (K)	315,9	313,3	312,0	308,7	304,1
T _{ss,i2} (K)	317,8	314,2	312,5	310,9	308,6
T _{ss,i3} (K)	318,1	315,0	312,3	310,8	308,6
T _{ss,i4} (K)	319,8	318,5	317,8	315,1	313,0
T _{ss,i5} (K)	322,5	318,5	318,0	317,0	315,0
T _{ss,i6} (K)	319,8	318,0	316,4	314,0	312,7
Dinding luar					
T _{ss,o1} (K)	309,3	309,3	306,2	303,2	302,2
T _{k,o1} (K)	308,9	306,0	304,4	302,1	300,6
T _{ss,o2} (K)	309,8	309,3	307,3	304,4	302,3
T _{ss,o3} (K)	310,6	310,0	308,1	306,0	303,5
T _{ss,o4} (K)	311,0	310,3	308,7	306,4	304,2
T _{ss,o5} (K)	319,4	315,8	313,3	312,1	310,5
T _{ss,o6} (K)	316,8	313,2	312,0	310,4	303,9
Sesudah menerapkan limbah panas					
Fluida kerja					
T _{ud,i} (K)	324,0	321,8	320,1	319,6	317,8
T _{ud,o} (K)	322,9	320,4	318,4	317,0	316,7
T _{∞,1} (K)	323	323	323	323	323
T _{∞,2} (K)	298	298	298	298	298
Dinding dalam					
T _{ss,i1} (K)	316,6	314,7	311,7	309,3	306,2
T _{k,i1} (K)	315,9	315,1	313,3	308,7	304,1
T _{ss,i2} (K)	317,8	314,2	312,6	310,9	309,7
T _{ss,i3} (K)	318,1	315,0	312,3	310,8	308,6
T _{ss,i4} (K)	319,8	318,9	317,8	315,3	313,0
T _{ss,i5} (K)	322,6	318,5	318,1	316,7	315,3
T _{ss,i6} (K)	319,8	318,1	316,4	314,0	312,7
Dinding luar					
T _{ss,o1} (K)	309,3	306,1	304,4	303,2	302,2
T _{k,o1} (K)	308,9	308,3	306,1	302,1	300,6
T _{ss,o2} (K)	309,8	309,3	307,4	304,4	302,2
T _{ss,o3} (K)	310,6	310,0	309,4	306,1	303,1
T _{ss,o4} (K)	311,0	310,3	310,0	306,4	304,2
T _{ss,o5} (K)	319,7	318,0	316,4	314,0	312,7
T _{ss,o6} (K)	316,8	314,3	312,1	310,4	303,9

Tabel 4. Data terukur parameter lainnya pengering konvektif

Para-meter	Rentang				
	30	40	50	60	70
Sebelum menerapkan limbah panas					
V (Volt)	225,70	227,05	228,38	230,30	230,61
A (Amp)	3,90	3,92	3,99	4,18	4,34
t _d (menit)	705	915	1440	1770	2235
M _b (kg _b)	93	93	93	93	93
M _t (kg _t)	200	200	200	200	200
Sesudah menerapkan limbah panas					
V (Volt)	225,80	227,99	227,06	230,40	230,62
A (Amp)	3,20	3,47	3,46	3,66	3,88
t _d (menit)	660	780	1305	1650	2115
M _b (kg _b)	93	93	93	93	93
M _t (kg _t)	200	200	200	200	200

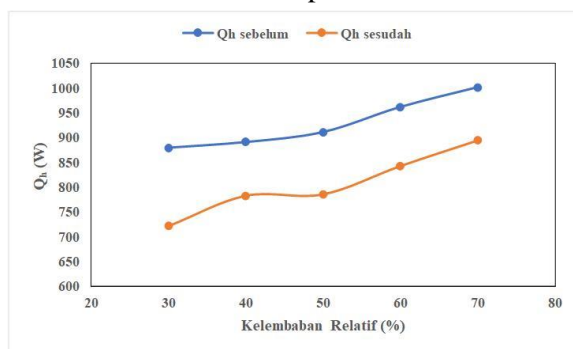
Analisis efektivitas pengering konvektif limbah panas rumput laut berdasarkan balans energi, yang terdiri dari energi *input* yakni perpindahan panas *heater* sama dengan energi

output 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

Perilaku kurva perpindahan panas heater memperlihatkan bahwa semakin meningkat kelembaban, maka perpindahan kalor heater semakin meningkat pula. Hal ini terjadi pada kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan panas. Seperti disajikan pada gambar 4. Terlihat bahwa meningkatnya kelembaban mempengaruhi perpindahan kalor heater (Q_h) untuk kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas sebesar 879.57 W dan 722.14 W berada pada kelembaban 30%. Sebaliknya nilai perpindahan kalor heater maksimal untuk kedua kondisi sebesar 1001,33 W. dan 893.88 W berada pada kelembaban 70%.



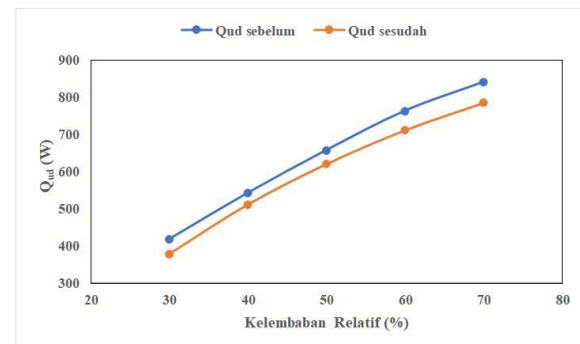
Gambar 4. Perilaku kurva perpindahan panas heater

Semakin meningkat kelembaban RH% 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 kelembaban, 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

kelembaban mempengaruhi perpindahan kalor udara (Q_{ud}) untuk kedua kondisi sebelum dan sesudah.



Gambar 5. Perilaku kurva perpindahan panas udara.

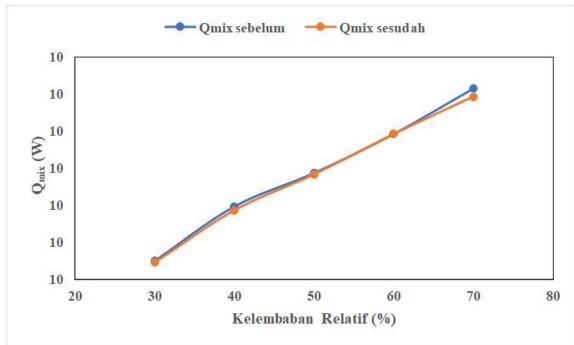
Hal ini disebabkan oleh semakin meningkat gradien suhu antara udara masuk dan udara keluar, dimana gradien kedua parameter tersebut berbanding lurus dengan perpindahan panas udara.

Perpindahan kalor udara minimal masing-masing untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas sebesar 840.547 W dan 785.43 W berada pada kelembaban udara maksimal untuk kedua kondisi operasi sebelum dan sesudah masing-masing sebesar 419.529 W dan 379.685 W berada pada kelembaban 30%.

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 kelembaban 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.

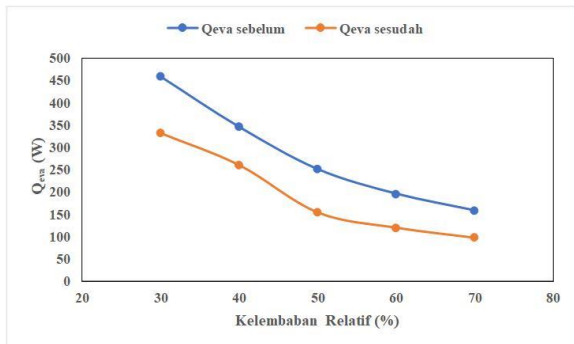
Perpindahan kalor gabungan (Q_{mix}) minimal masing-masing untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas sebesar 10.07235 W dan 10.07323 W berada pada kelembaban 30%, sebaliknya perpindahan kalor gabungan maksimal untuk kedua kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas sebesar 10.07557 W dan 10.07546 W berada pada kelembaban 70%.



Gambar 6. Perilaku kurva perpindahan panas gabungan.

3.4. Perpindahan panas evaporasi

Perilaku perpindahan panas evaporasi memperlihatkan bahwa semakin meningkat kelembaban, 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.



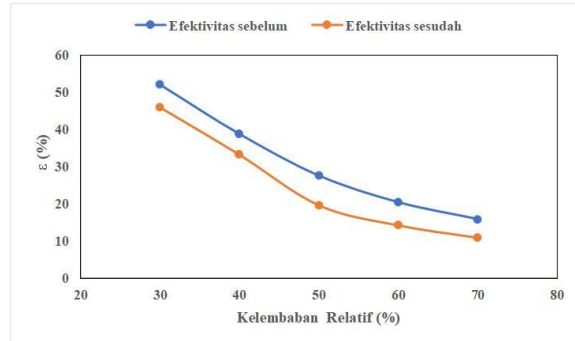
Gambar 7. Perilaku kurva perpindahan panas evaporasi.

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 kalor evaporasi (Q_{eva}) minimal masing-masing untuk kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan panas sebesar 159.70 W dan 107.333 W berada pada kelembaban 70%, sebaliknya nilai perpindahan panas evaporasi maksimal untuk kedua kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas sebesar 458.59 W dan 340.991 W berada pada kelembaban 30%.

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 kelembaban maka efektivitas semakin menurun.



Gambar 8. Perilaku kurva efektivitas.

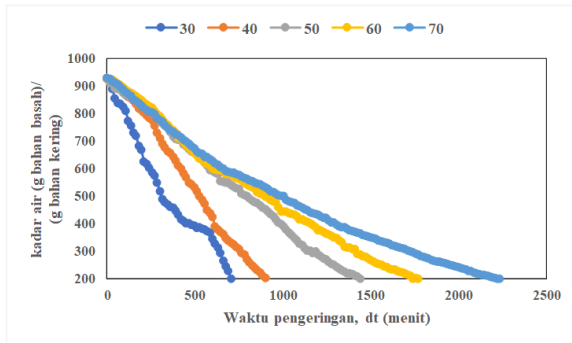
Hal ini disebabkan oleh semakin menurunnya perpindahan panas evaporasi yang disebabkan oleh semakin meningkat gradien suhu udara masuk dan suhu udara keluar pengering konvektif, dimana perpindahan panas evaporasi berbanding lurus dengan efektivitas.

Untuk nilai efektivitas maksimal masing-masing untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas sebesar 52.13% dan 47.21% berada pada kelembaban 30% sebaliknya nilai perpindahan panas udara minimal untuk kedua kondisi operasi masing-masing sebesar 15.94% dan 12.00% berada pada kelembaban 30%.

3.6. Kadar air dan waktu pengeringan rumput laut

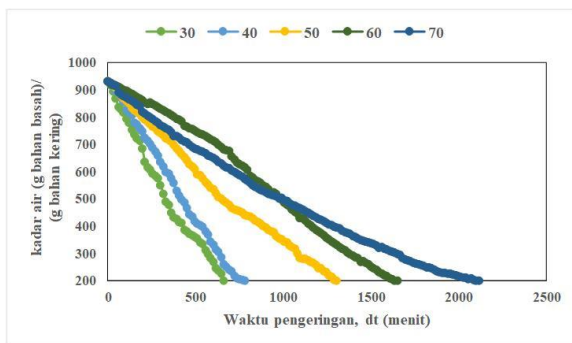
Bagian ini menjelaskan perilaku kurva kadar air masing-masing untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas diilustrasikan pada Gambar 9 dan Gambar 10. Nampak bahwa dengan semakin besar kelembaban (%) waktu pengeringan rumput laut semakin minimum.

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

Waktu pengeringan maksimal terjadi pada kelembaban minimum 30% sebesar 705 menit, sedangkan waktu pengering minimum terjadi pada kelembaban 70% sebesar 2235 menit.



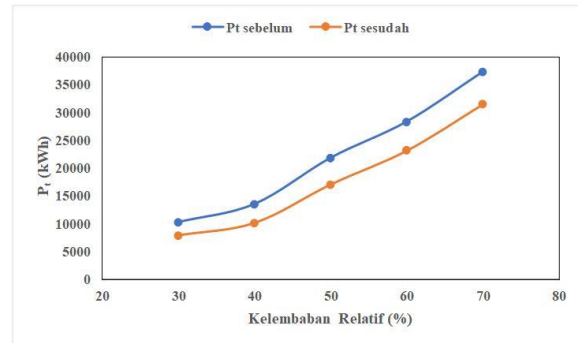
Gambar 10. Perilaku kurva kadar air rumput laut untuk kondisi operasi sesudah menerapkan pemulihan limbah panas.

Waktu pengeringan maksimal terjadi pada kelembaban maksimal 30% sebesar 660 menit, sedangkan waktu pengeringan minimum terjadi pada kelembaban 70% sebesar 2115 menit.

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 kelembaban 70% sebaliknya nilai konsumsi energi listrik minimum masing-masing untuk kondisi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas sebesar 10335 dan 9675 Berada pada kelembaban 30%.



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 kelembaban berbeda dengan kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas, disimpulkan sebagai berikut:

1. Semakin meningkat kelembaban relatif maka semakin minimal efektivitas pengering konvektif. Efektivitas maksimal pada kelembaban 30% sebesar 52.11% dan 46.03% untuk kondisi operasi sebelum dan sesudah menerapkan pemulihan limbah panas yang berarti bahwa kelembaban relatif 30% tidak berpengaruh signifikan terhadap efektivitas pengering konvektif rumput laut.
2. Penghematan daya listrik maksimal pada kelembaban 70% sebesar 5790.16 W atau 15.52% 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] R. P. Maryunus, J. Hiariey, and Y. Lopulalan, “Faktor produksi dan perkembangan produksi usaha budidaya rumput laut Kotoni di kabupaten Seram Bagian Barat,” *J. Sos. Ekon. Kelaut. dan*

Perikan., vol. 13, no. 2, pp. 179–192, 2018.

[2] 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.

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

[4] 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.

[5] Y. Y. Neoh, P. Matanjun, and J. S. Lee, “Comparative study of drying methods on chemical constituents of Malaysian red seaweed,” *Dry. Technol.*, vol. 34, no. 14, pp. 1745–1751, Oct. 2016, doi: 10.1080/07373937.2016.1212207.

[6] 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.

[7] N. Pralisa Putri, A. Susandy Sanjaya, N. Kartika Sari, R. Puspita Sari, and Y. Bindar, “Carrageenan extracted from *eucheuma cottonii* through variant of drying time,” in *MATEC Web of Conferences*, EDP Sciences, Mar. 2018. doi: 10.1051/mateconf/201815602014.

[8] E. Uribe, A. Vega-Gálvez, V. García, A. Pastén, J. López, and G. Goñi, “Effect of different drying methods on phytochemical content and amino acid and fatty acid profiles of the green seaweed, *Ulva* spp.,” *J. Appl. Phycol.*, vol. 31, no. 3, pp. 1967–1979, Jun. 2019, doi: 10.1007/s10811-018-1686-9.

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

[10] 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.

[11] 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.
- [12] 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.
- [13] 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.
- [14] N. Titahelu and S. J. Litolily, "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>.
- [15] 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.
- [16] N. Titahelu, "Eksperimen pengaruh beban panas terhadap karakteristik perpindahan panas oven pengering cengkeh," *Teknologi*, vol. 3, no. May, pp. 744–750, 2002.
- [17] 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.
- [18] N. Titahelu, "Eksperimen pengaruh beban panas terhadap karakteristik perpindahan panas oven pengering cengkeh," *J. Teknol.*, vol. 7, no. 1, pp. 744–750, 2002.
- [19] 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.
- [20] 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.
- [21] 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.
- [22] 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.
- [23] 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.
- [24] 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.
- [25] 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.
- [26] 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.
- [27] 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.
- [28] 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.
- [29] W. P. Zhang, X. H. Yang, A. S. Mujumdar, H. Y. Ju, and H. W. Xiao, “The influence mechanism and control strategy of relative humidity on hot air drying of fruits and vegetables: a review,” *Dry. Technol.*, vol. 40, no. 11, pp. 2217–2234, 2022, doi: 10.1080/07373937.2021.1943669.
- [30] 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.
- [31] 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.
- [32] 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.
- [33] R. R. Kermite, J. Louhenapessy, A. Hadi, and J. Ulath, “Analisis Efektivitas Pengeriing Konvektif Rumpun 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.
- [34] 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.
- [35] 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.
- [36] N. S. F. Syatauw, A. Simanjuntak, and N. Titahelu, “Analisis kinerja panel surya akibat pendinginan aktif,” *Isometri*, vol. 2, no. 1, 2023.
- [37] 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.
- [38] 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.
- [39] 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.
- [40] 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.
- [41] 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.
- [42] 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
- [43] N. Titahelu, J. Louhenapessy, J. S. Litolily, 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.
- [44] 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.
- [45] 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.
- [46] A. M. González, M. V. Jr, and P. S. B. Zdanski, "A hybrid numerical-experimental analysis of heat transfer by forced convection in plate-fin heat exchangers," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 148, no. May 2018, pp. 363–370, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.11.068.
- [47] 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.
- [48] P. Promvongse, 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.
- [49] 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/jemmm.v6i2.19461.
- [50] 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.
- [51] 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.
- [52] 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.
- [53] N. Titahelu, D. S. Pelupessy, C. S. E. Tupamahu, and A. F. Rumagutawan, "Meningkatkan efektivitas kondensator 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.
- [54] 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.
- [55] 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.
- [56] 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.
- [57] 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.
- [58] 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.
- [59] 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.
- [60] C. P. Kothandaraman, *Fundamentals of*

- Heat and Mass Transfer*. New Delhi: New Age International (P) Limited, Publishers, 2006.
- [61] 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.
- [62] 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.
- [63] 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.
- [64] 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.
- [65] O. Chibuike, D. N. Olisaemeka Chukwudozie, D. N. Nnaemeka Reginald, D. O. Chukwunenye Anthony, D. I. Onyechege Johnson, and P. E. Enyioma Anyanwu, “Energy Consumption of Yam Slice Drying in an Exhaust Gas Waste Heat Recovery Hot Air Tray Dryer,” *Sci. Res. J.*, vol. 9, no. 8, pp. 1–7, Aug. 2021, doi: 10.31364/scirj/v9.i08.2021.p0821872.