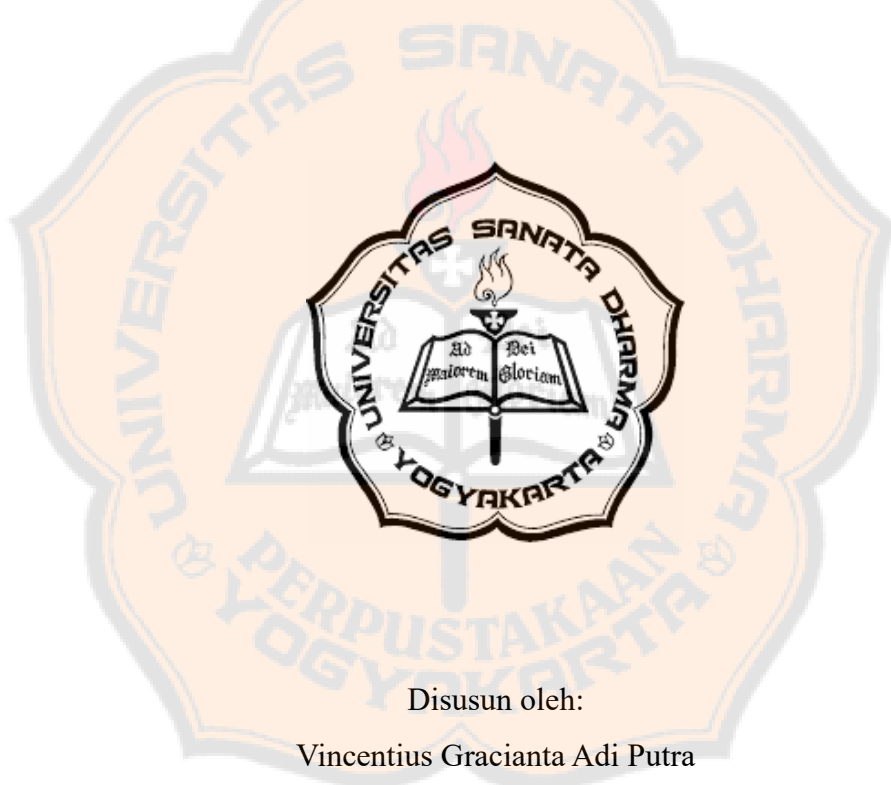


**EVALUASI UNJUK KERJA *HEAT PUMP DRYER* BERBASIS
SIKLUS KOMPRESI UAP SISTEM TERTUTUP
DENGAN ANALISIS EKSERGI**

SKRIPSI

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Teknik
Program Studi Teknik Mesin



Disusun oleh:

Vincentius Gracianta Adi Putra

NIM: 225214031

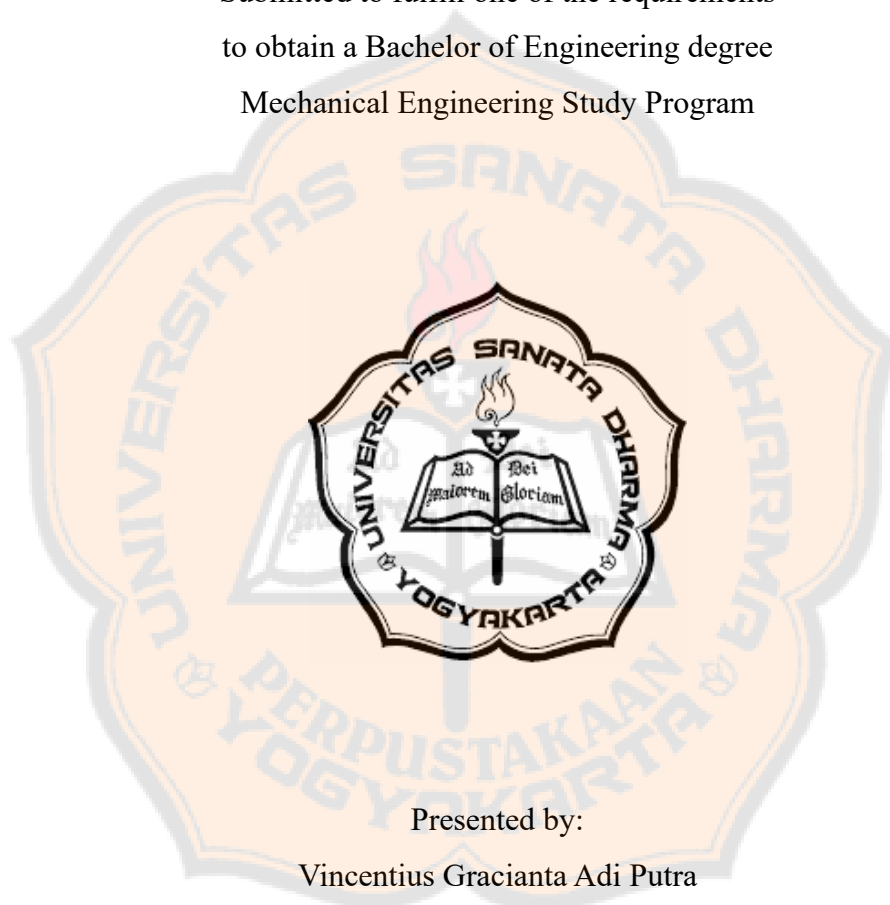
**FAKULTAS SAINS DAN TEKNOLOGI
UNIVERSITAS SANATA DHARMA
YOGYAKARTA**

2026

**EVALUATION OF HEAT PUMP DRYER PERFORMANCE
BASED ON CLOSED SYSTEM VAPOR COMPRESSION CYCLE
WITH EXERGY ANALYSIS**

FINAL PROJECT

Submitted to fulfill one of the requirements
to obtain a Bachelor of Engineering degree
Mechanical Engineering Study Program



Presented by:

Vincentius Gracianta Adi Putra

NIM: 225214031

**FACULTY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
SANATA DHARMA UNIVERSITY
YOGYAKARTA**

2026

LEMBAR PERSETUJUAN PEMBIMBING

SKRIPSI

**EVALUASI UNJUK KERJA *HEAT PUMP DRYER* BERBASIS SIKLUS
KOMPRESI UAP SISTEM TERTUTUP DENGAN ANALISIS EKSERGI**

Disusun oleh:

Vincentius Gracianta Adi Putra

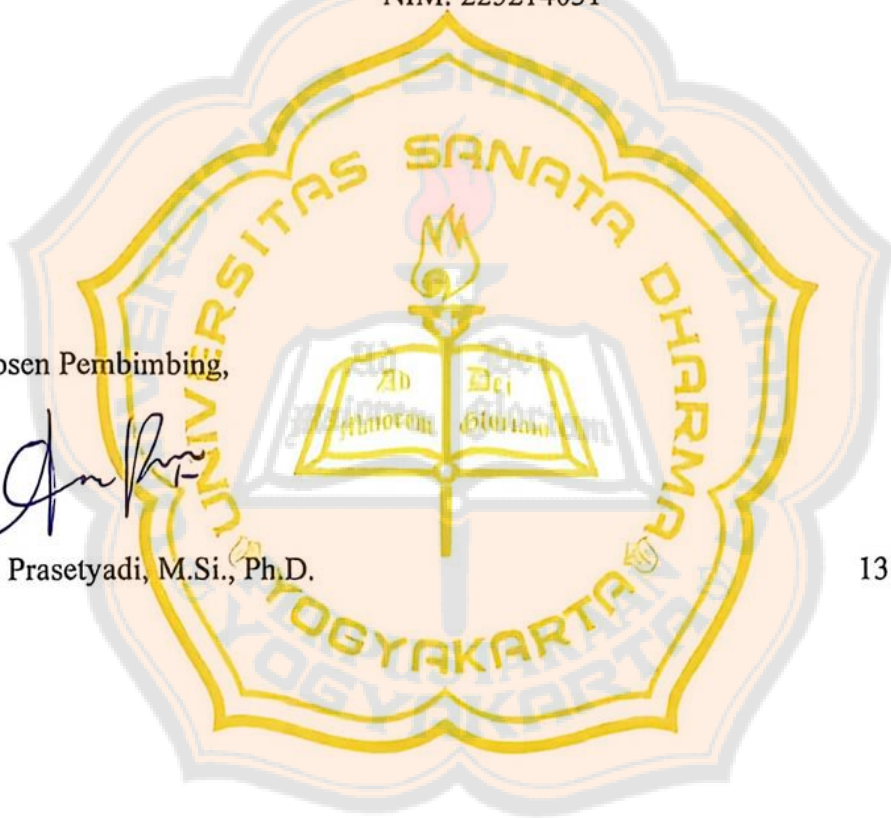
NIM: 225214031

Dosen Pembimbing,



A. Prasetyadi, M.Si., Ph.D.

13 Mei 2026



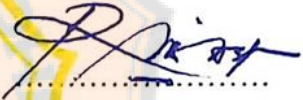
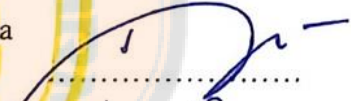
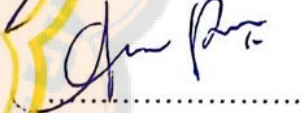
LEMBAR PENGESAHAN

SKRIPSI

EVALUASI UNJUK KERJA *HEAT PUMP DRYER* BERBASIS SIKLUS
KOMPRESI UAP SISTEM TERTUTUP DENGAN ANALISIS EKSERGI

Dipersiapkan dan ditulis oleh:
Vincentius Gracianta Adi Putra
NIM: 225214031

SUSUNAN DEWAN PENGUJI

JABATAN	NAMA LENGKAP	TANDA TANGAN
Ketua (merangkap Anggota)	Ir. Rines, M.T.	
Sekretaris (merangkap Anggota)	Dr. Eng. Ir. I Made Wicaksana Ekaputra	
Anggota	A. Prasetyadi, M.Si., Ph.D.	

Yogyakarta, 19 Juni 2026
Fakultas Sains dan Teknologi
Universitas Sanata Dharma

Dekan,



Ir. Drs. Haris Sriwindono, M.Kom., Ph.D.

PERNYATAAN KEASLIAN KARYA

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahawa skripsi yang saya tulis ini tidak memuat karya atau bagian karya orang lain, kecuali yang telah disebutkan dalam kutipan dan daftar pustaka dengan mengikuti ketentuan sebagaimana layaknya karya ilmiah.

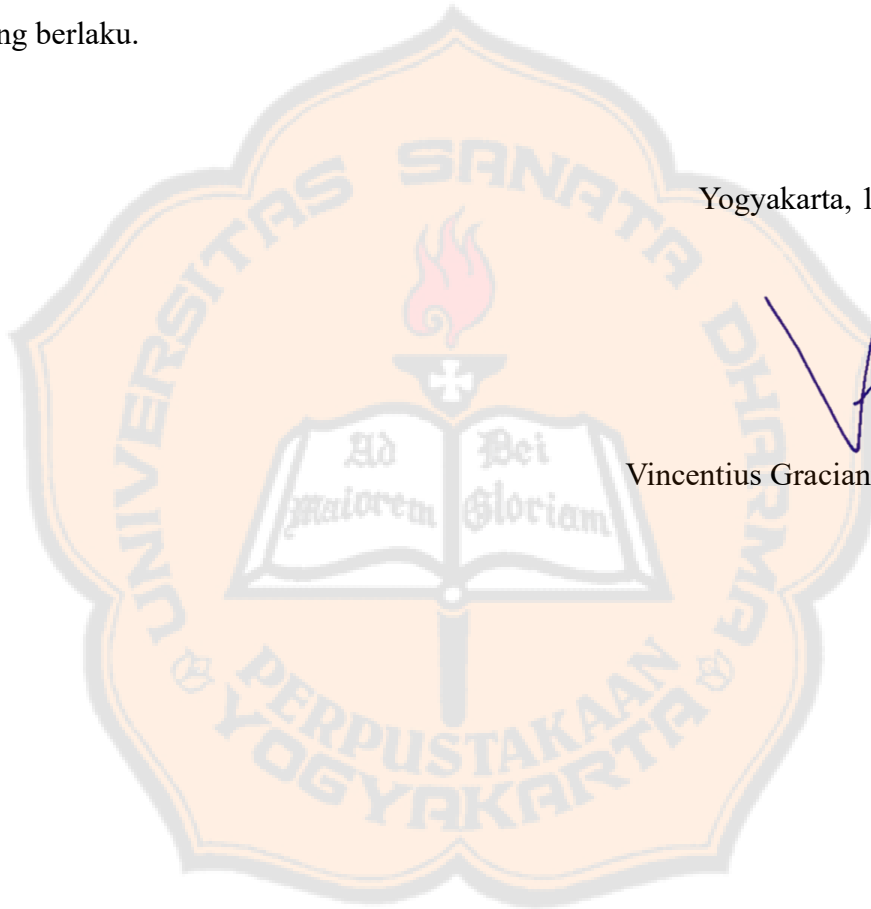
Apabila di kemudian hari ditemukan indikasi plagiarisme dalam naskah ini, saya bersedia menanggung segala sanksi sesuai peraturan perundang-undangan yang berlaku.

Yogyakarta, 13 Mei 2026

Penulis,



Vincentius Gracianta Adi Putra



**LEMBAR PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI
KARYA ILMIAH UNTUK KEPERLUAN AKADEMIS**

Yang bertanda tangan di bawah ini, saya mahasiswa Universitas Sanata Dharma:

Nama : Vincentius Gracianta Adi Putra

NIM : 225214031

Demi perkembangan ilmu pengetahuan, saya memberikan kepada Perpustakaan Universitas Sanata Dharma karya ilmiah saya yang berjudul:

“EVALUASI UNJUK KERJA *HEAT PUMP DRYER* BERBASIS SIKLUS KOMPRESI UAP SISTEM TERTUTUP DENGAN ANALISIS EKSERGI”
beserta perangkat yang diperlukan (bila ada). Dengan demikian saya memberikan kepada Perpustakaan Universitas Sanata Dharma hak untuk menyimpan, mengalihkan dalam bentuk media lain, mengelolanya dalam bentuk pangkalan data, mendistribusikan, dan mempublikasikannya di internet atau media lain secara ***Fulltext/Tidak-Fulltext*** untuk kepentingan akademis tanpa perlu meminta izin dari saya atau memberikan royalti kepada saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis.

Atas kemajuan teknologi informasi, saya tidak keberatan jika nama, tanda tangan, gambar atau *image* yang ada di dalam karya ilmiah saya terindeks oleh mesin pencari (*search engine*), misalnya *google*.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di Yogyakarta

Pada tanggal: 13 Mei 2026

Yang menyatakan,



Vincentius Gracianta Adi Putra

MOTTO

Labor assiduus necessarius est, sed labor callidus eum perfectum facit.

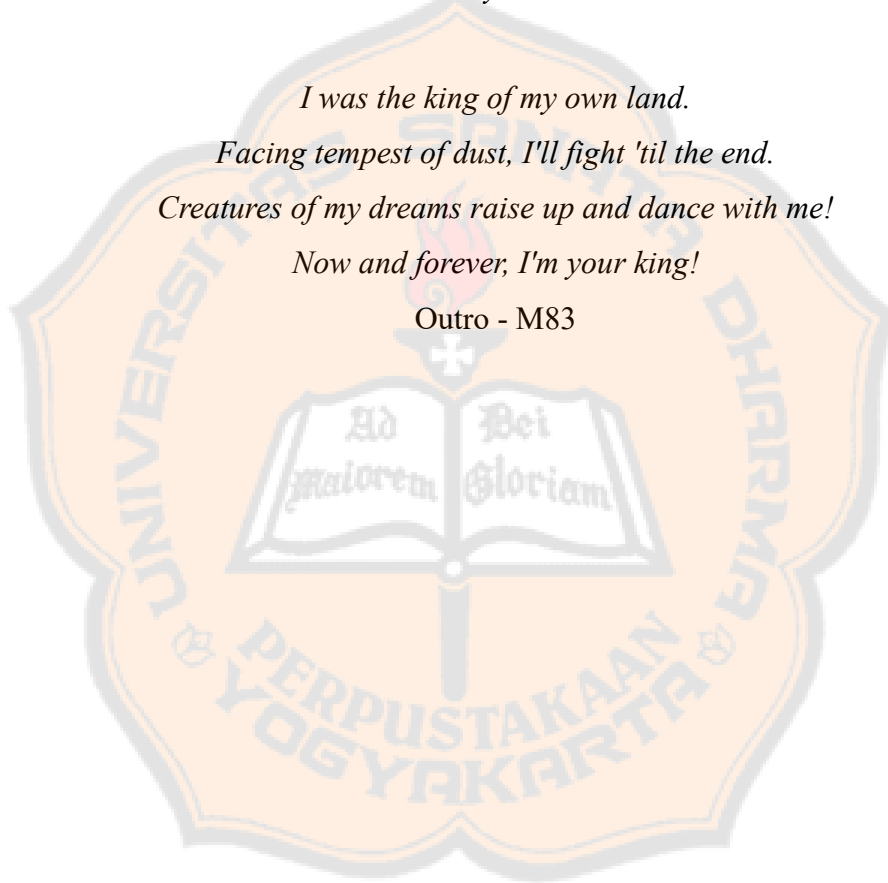
- GRC -

*Engineering is not about machines, it's humanity
resisting collapse through intelligence.*

- Anonymous –

*I was the king of my own land.
Facing tempest of dust, I'll fight 'til the end.
Creatures of my dreams raise up and dance with me!
Now and forever, I'm your king!*

Outro - M83



KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa yang telah memberikan berkat karunia-Nya, sehingga skripsi yang berjudul "**EVALUASI UNJUK KERJA HEAT PUMP DRYER BERBASIS SIKLUS KOMPRESI UAP SISTEM TERTUTUP DENGAN ANALISIS EKSERGI**" dapat peneliti selesaikan dengan baik. Skripsi ini disusun untuk memenuhi salah satu syarat untuk mendapatkan gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Sains dan Teknologi, Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

Peneliti menyadari bahwa dalam menyelesaikan skripsi ini, peneliti mendapat banyak bimbingan, bantuan, dan dukungan dari berbagai pihak baik secara langsung maupun tidak langsung sehingga skripsi dapat terselesaikan dengan baik. Maka dalam kesempatan ini peneliti ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Bapak Ir. Drs. Haris Sriwindono, M.Kom., Ph.D., selaku Dekan Fakultas Sains dan Teknologi Universitas Sanata Dharma.
2. Bapak Ir. Budi Setyahandana, M.T., selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma.
3. Bapak Dr. Ir. Budi Sugiharto, selaku Wakil Ketua Program Studi Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma.
4. Bapak Ir. Petrus Kanisius Purwadi, M.T., selaku Dosen Pembimbing Akademik mulai Tahun Akademik 2022/2023.
5. Bapak Ir. Doddy Purwadianto, S.T., M.T., selaku Dosen Pembimbing Akademik mulai Tahun Akademik 2023/2024.
6. Bapak A. Prasetyadi, M.Si., Ph.D., selaku dosen pembimbing skripsi yang telah memberikan pengalaman dan pengetahuan baru yang berharga, serta berkenan meluangkan waktu untuk membimbing dan memberikan motivasi sehingga penulis dapat melakukan penelitian dan menyelesaikan skripsi dengan baik.
7. Bapak Agustinus Rony Windaryawan selaku Laboran Laboratorium Mekanika Fluida yang telah membantu penulis dalam pembuatan alat penelitian.
8. Seluruh dosen dan tenaga kependidikan Program Studi Teknik Mesin yang telah membagikan ilmu, pengetahuan, pengalaman, dan bantuan yang berharga kepada penulis selama proses studi hingga terselesaikannya tugas akhir ini.

9. Orang tua penulis yang senantiasa memberikan doa, dukungan moral maupun materi, serta pengorbanan dengan cinta yang tulus sehingga penulis dapat menyelesaikan studi hingga tugas akhir dengan baik.
10. Lydia Widyawati yang telah menjadi sosok spesial dan senantiasa hadir memberikan doa, dukungan, semangat, serta menjadi tempat berbagi cerita dan keluh kesah selama proses penelitian hingga penyusunan tugas akhir ini.
11. Rekan-rekan penelitian, yaitu Apriline Dwi Paskarila, Farlan R. Abdullah, Victor Edra Seto Mahendra, Lutgar Nicolas Octavian, Brian Nathanael Prabowo, Willfred Gerardo Kulaleen, dan Tri Andika yang telah membantu dalam proses pengumpulan data, diskusi, serta memberikan masukan selama penelitian dan penyusunan tugas akhir.
12. Teman-teman Tim Media Humas USD yang telah menjadi tempat berbagi cerita, suka dan duka, serta memberikan hiburan dan dukungan di tengah tantangan dan proses panjang penyusunan tugas akhir.
13. Seluruh teman-teman Teknik Mesin Kelas A angkatan 22 atas kebersamaan, dukungan, dan semangat yang telah diberikan selama masa studi hingga penyelesaian tugas akhir ini.
14. Seluruh pihak yang telah membantu dan memberikan dukungan secara langsung dan tidak langsung, yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.
Penulis menyadari bahwa skripsi ini masih banyak keterbatasan dan kekurangan, maka penulis sangat membutuhkan kritik dan saran dari berbagai pihak. Semoga, penelitian ini dapat bermanfaat bagi pembaca.

Yogyakarta, 13 Mei 2026



Penulis

ABSTRAK

Evaluasi Unjuk Kerja *Heat Pump Dryer* Berbasis Siklus Kompresi Uap Sistem Tertutup dengan Analisis Eksergi

Vincentius Gracianta Adi Putra
Universitas Sanata Dharma
2026

Briket biomassa sebagai alternatif bahan bakar fosil memerlukan proses pengeringan yang efisien untuk mencapai kadar air standar. *Heat pump dryer* berbasis siklus kompresi uap dengan sistem udara tertutup menjadi solusi yang lebih efisien dan terkontrol dibandingkan pengeringan konvensional. Evaluasi performa sistem umumnya dilakukan melalui analisis energi, namun pendekatan ini tidak mampu mengungkap inefisiensi kualitas energi yang sesungguhnya. Oleh karena itu, penelitian ini melakukan analisis eksergi berdasarkan Hukum Termodinamika Kedua pada sistem *heat pump dryer* berbasis kompresi uap dalam kondisi pengujian tanpa beban.

Pengujian dilakukan selama 8 jam dengan sistem udara tertutup. Objek penelitian terdiri dari ruang pengering dan ruang mesin dengan dimensi total 165,5 cm × 100 cm × 50 cm. *Heat pump dryer* yang digunakan ditenagai oleh kompresor Fuji-Kobe SR16 ½ PK dengan fluida kerja refrigeran R-134a. Analisis meliputi perhitungan laju destruksi eksergi dan irreversibilitas relatif pada setiap komponen, yaitu kompresor, kondensor, katup ekspansi, evaporator, ruang pengering, dan kipas sirkulasi, serta efisiensi eksergi pada keseluruhan sistem dan pada sistem kompresi uap.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa evaporator merupakan komponen dengan kontribusi destruksi eksergi terbesar, dengan laju rata-rata 210,5 W atau 36,64% dari total destruksi eksergi sistem. Urutan kontribusi irreversibilitas relatif dari yang terbesar adalah evaporator, kompresor, katup ekspansi, kondensor, ruang pengering, dan kipas sirkulasi. Efisiensi eksergi sistem *heat pump dryer* keseluruhan bernilai 0% pada kondisi tanpa beban. Sementara itu, efisiensi eksergi siklus kompresi uap berkisar antara 1,23–9,74%, berbanding terbalik dengan nilai COP energi yang tinggi pada rentang 3,7–4,19.

Kata kunci: *heat pump dryer*, siklus kompresi uap, analisis eksergi, destruksi eksergi, irreversibilitas relatif

ABSTRACT***Evaluation of Heat Pump Dryer Performance Based on Closed System Vapor Compression Cycle With Exergy Analysis***

*Vincentius Gracianta Adi Putra
Universitas Sanata Dharma
2026*

Biomass briquettes, as an alternative to fossil fuels, require an efficient drying process to achieve standard moisture content. A vapor-compression cycle-based heat pump dryer with a closed-air system offers a more efficient and controlled solution than conventional drying. System performance evaluation is typically conducted through energy analysis, but this approach fails to reveal the true energy quality inefficiencies. Therefore, this study conducted an exergy analysis based on the Second Law of Thermodynamics on a vapor-compression heat pump dryer system under no-load test conditions.

The test was conducted for 8 hours under a closed-air system. The research object consisted of a drying chamber and a engine room with total dimensions of 165.5 cm × 100 cm × 50 cm. The heat pump dryer used was powered by a Fuji-Kobe SR16 1/2 HP compressor with R-134a refrigerant as the working fluid. The analysis included calculating the exergy destruction rate and relative irreversibility of each component: the compressor, condenser, expansion valve, evaporator, drying chamber, and circulation fan, as well as the exergy efficiency of the entire system and the vapor-compression system.

The results showed that the evaporator is the component with the largest exergy destruction contribution, with an average rate of 210.5 W or 36.64% of the total exergy destruction of the system. The order of the relative irreversibility contribution from the largest is the evaporator, compressor, expansion valve, condenser, drying chamber, and circulation fan. The overall exergy efficiency of the heat pump dryer system is 0% at no-load conditions. Meanwhile, the exergy efficiency of the vapor compression cycle ranges from 1.23–9.74%, inversely proportional to the high energy COP value in the range of 3.7–4.19.

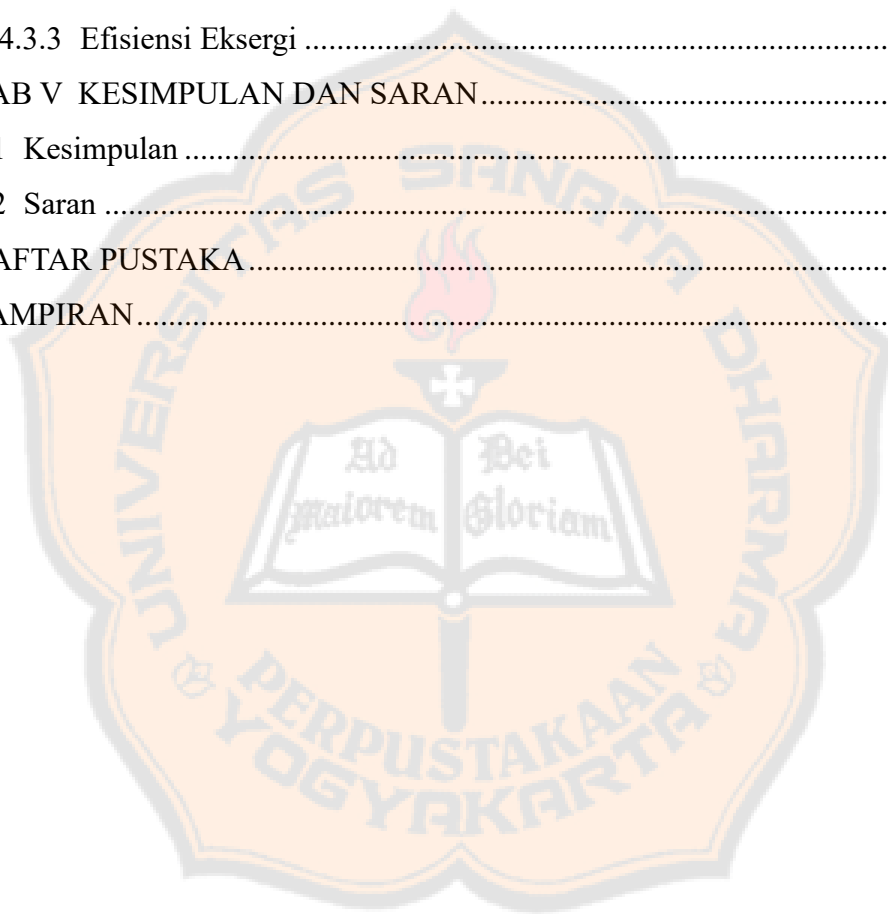
Keywords: *heat pump dryer, vapor compression cycle, exergy analysis, exergy destruction, relative irreversibility*

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
<i>FRONT PAGE</i>	ii
LEMBAR PERSETUJUAN PEMBIMBING	iii
LEMBAR PENGESAHAN	iv
PERNYATAAN KEASLIAN KARYA	v
LEMBAR PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI KARYA ILMIAH UNTUK KEPERLUAN AKADEMIS	vi
MOTTO.....	vii
KATA PENGANTAR.....	viii
ABSTRAK.....	x
<i>ABSTRACT</i>	xi
DAFTAR ISI.....	xii
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL.....	xvii
DAFTAR LAMPIRAN	xviii
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat	4
1.5.1 Manfaat Akademis	4
1.5.2 Manfaat Praktis	4
BAB II DASAR TEORI.....	5
2.1 Siklus Kompresi Uap	5
2.1.1 Komponen Utama pada Mesin Sistem Kompresi Uap	6
2.1.2 Proses yang Terjadi pada Siklus Kompresi Uap	7
2.2 Hukum Termodinamika Pertama dan Kedua	9
2.2.1 Hukum Termodinamika Pertama	10

2.2.2	Hukum Termodinamika Kedua	10
2.3	Eksergi	11
2.3.1	Eksergi pada Sistem Tertutup (<i>Non-Flow Exergy</i>)	12
2.3.2	Eksergi pada Sistem Terbuka (<i>Flow Exergy</i>).....	12
2.3.3	Destruksi Eksergi	13
2.4	Analisis Energi dan Eksergi pada Sistem Siklus Kompresi Uap	14
2.4.1	Analisis Energi dan Eksergi pada Setiap Komponen.....	15
2.4.2	Laju Destruksi Eksergi.....	22
2.4.3	Efisiensi Energi dan Eksergi pada Siklus Kompresi Uap	22
2.4.4	Irreversibilitas Relatif	23
2.5	<i>Psychometric Chart</i>	24
2.6	Analisis Energi dan Eksergi pada Proses Psikrometrik	25
2.6.1	Pemanasan Sensibel pada Kondensor	25
2.6.2	Pendinginan dengan Dehumidifikasi pada Evaporator.....	28
2.7	Tinjauan Pustaka	32
BAB III METODE PENELITIAN.....		34
3.1	Jenis Penelitian.....	34
3.2	Waktu dan Tempat Penelitian.....	34
3.3	Objek Penelitian.....	34
3.4	Sistem Alat Ukur.....	38
3.5	Variabel dan Jenis Data Penelitian.....	40
3.5.1	Variabel Penelitian	40
3.5.2	Jenis Data Penelitian	42
3.6	Metode Pengambilan Data.....	42
3.7	Metode Pengolahan Data	43
3.8	Proses Pengeringan pada Mesin Pengering	44
3.8.1	Keseimbangan Energi dan Eksergi Sistem Kompresi Uap dan Proses Psikrometrik Udara	45
3.8.2	Parameter Pendukung	51
3.9	Alur Penelitian	54
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....		55
4.1	Hasil Penelitian	55

4.2 Hasil Perhitungan.....	57
4.2.1 Menentukan Properti Termodinamika	57
4.2.2 Menentukan Nilai Parameter Pendukung	78
4.2.3 Analisis Energi.....	78
4.2.4 Analisis Eksergi	85
4.3 Pembahasan.....	97
4.3.1 Destruksi Eksergi pada Setiap Komponen.....	97
4.3.2 Kontribusi Destruksi Eksergi setiap Komponen.....	106
4.3.3 Efisiensi Eksergi	107
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	110
5.1 Kesimpulan	110
5.2 Saran	111
DAFTAR PUSTAKA.....	112
LAMPIRAN.....	114



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Skema Siklus Kompresi Uap.....	6
Gambar 2.2 Diagram P-h pada Siklus Kompresi Uap	7
Gambar 2.3 Diagram T-s pada Siklus Kompresi Uap	8
Gambar 2.4 Diagram Kompresor	15
Gambar 2.5 Diagram Kondensor	17
Gambar 2.6 Diagram Katup Ekspansi.....	18
Gambar 2.7 Diagram Evaporator	20
Gambar 2.8 <i>Psychrometric Chart</i>	24
Gambar 2.9 Diagram Proses Pemanasan Sensibel pada Kondensor.....	26
Gambar 2.10 Diagram Proses Pendinginan dengan Dehumidifikasi pada Evaporator	29
Gambar 3.1 Skema Mesin Pengering Berbasis Sistem Kompresi Uap.....	35
Gambar 3.2 Kompresor Fuji-Kobe SR16 ½ PK	36
Gambar 3.3 Kondensor Pipa Bersirip	36
Gambar 3.4 Pipa Kapiler.....	37
Gambar 3.5 Evaporator Pipa Bersirip	37
Gambar 3.6 Kipas Sirkulasi	38
Gambar 3.7 Skema Alat Ukur pada Mesin Pengering	39
Gambar 3.8 Skema Siklus Kerja Sistem <i>Heat Pump Dryer</i>	45
Gambar 3.9 Skema Penampang Jalur Udara pada Ruang Pengering	52
Gambar 3.10 Diagram Alur Penelitian.....	54
Gambar 4.1 Grafik Daya Kompresor	98
Gambar 4.2 Grafik Laju Destruksi Eksergi pada Kompresor	98
Gambar 4.3 Grafik Laju Energi Panas yang Dilepaskan pada Kondensor	100
Gambar 4.4 Grafik Laju Destruksi Eksergi pada Kondensor	100
Gambar 4.5 Grafik Laju Destruksi Eksergi pada Katup Ekspansi.....	101
Gambar 4.6 Grafik Laju Energi Panas yang Diserap pada Evaporator.....	102
Gambar 4.7 Grafik Laju Destruksi Eksergi pada Evaporator	102
Gambar 4.8 Grafik Laju Perpindahan Energi Panas pada Ruang Pengering	104
Gambar 4.9 Grafik Laju Destruksi Eksergi pada Ruang Pengering	104

Gambar 4.10 Laju Destruksi Eksergi pada Kipas Sirkulasi..... 105
Gambar 4.11 Diagram Grassman Destruksi Eksergi 106
Gambar 4.12 Grafik Efisiensi Eksergi pada Sistem Siklus Kompresi Uap 108
Gambar 4.13 Grafik *Coefficient of Performance* Energi..... 109



DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Variabel Terukur	40
Tabel 3.2 Variabel Tetap	41
Tabel 3.3 Variabel Terhitung	41
Tabel 3.4 Dimensi Jalur Udara pada Ruang Pengering.....	52
Tabel 4.1 Data Hasil Pengujian Tanpa Beban Selama 8 Jam.....	55
Tabel 4.2 Data Hasil Pengujian yang Sudah Dikonversi	56
Tabel 4.3 Entalpi Udara pada Proses Pemanasan Sensibel di Kondensor	58
Tabel 4.4 Entropi Udara pada Proses Pemanasan Sensibel di Kondensor.....	60
Tabel 4.5 Kelembapan Spesifik Udara pada Proses.....	61
Tabel 4.6 Entalpi Udara pada Proses Pendinginan dengan	64
Tabel 4.7 Entropi Udara pada Proses Pendinginan.....	65
Tabel 4.8 Kelembapan Spesifik Udara pada Proses Pendinginan.....	67
Tabel 4.9 Entalpi udara Relatif Terhadap Lingkungan.....	69
Tabel 4.10 Entropi udara Relatif Terhadap Lingkungan	71
Tabel 4.11 Entalpi Refrigeran pada Siklus Kompresi Uap	75
Tabel 4.12 Entropi Refrigeran pada Siklus Kompresi Uap.....	76
Tabel 4.13 Hasil Analisis Energi.....	82
Tabel 4.14 Eksergi Spesifik Refrigeran pada Setiap Titik	86
Tabel 4.15 Eksergi Spesifik Udara pada Setiap Titik.....	88
Tabel 4.16 Laju Destruksi Eksergi pada Setiap Komponen.....	91
Tabel 4.17 Irreversibilitas Relatif Setiap Komponen.....	94
Tabel 4.18 Efisiensi Eksergi pada Keseluruhan Sistem dan Siklus Kompresi Uap	96

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1 Sintak <i>Add-ins</i> Refprop untuk Mencari Properti Termodinamika Refrigeran.....	114
Lampiran 2 Sintak <i>Add-ins</i> CoolProp untuk Mencari Properti Termodinamika Udara.....	115
Lampiran 3 <i>Heat Pump Dryer</i> yang Digunakan pada Penelitian.....	116



BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pemanfaatan energi biomassa dalam bentuk briket merupakan salah satu langkah untuk menekan ketergantungan pada bahan bakar fosil. Namun, efektivitasnya sangat ditentukan oleh proses pengeringan untuk mencapai kadar air standar. Menurut Balaraman et al., (2025), pengeringan merupakan proses menghilangkan kelembapan dari material yang membutuhkan perpindahan panas dan massa. Pengeringan secara konvensional dengan panas matahari menjadi metode yang umum karena mudah dan murah. Metode ini sangat bergantung pada kondisi cuaca yang menyebabkan waktu pengeringan tidak konsisten, pengeringan tidak merata, dan rentan terpapar debu dan kontaminan.

Metode lain yang lebih modern adalah dengan menggunakan pengering konvektif (*convective dryer*). Pengering konvektif menghilangkan kelembapan dari material dan mengkondensasikan kelembapan berlebih dari aliran udara. Hasil penelitian yang dilakukan Ali et al., (2011) menunjukkan bahwa metode ini memiliki masalah pada tingginya kebutuhan energi termal yang bersumber dari pembakaran bahan bakar fosil. Teknologi pengeringan dengan *heat pump dryer* dianggap sebagai alternatif yang lebih efisien dan terkontrol. *Heat pump dryer* beroperasi dengan memindahkan panas dari lingkungan bersuhu rendah ke lingkungan bersuhu tinggi melalui siklus refrigerasi (Nandhini et al., 2022).

Pada penelitian Bobbo et al., (2024) diperoleh hasil bahwa *heat pump dryer* dapat menghemat energi hingga 60% dibandingkan dengan pengering listrik maupun gas yang tergantung pada desain dan kondisi pengoperasian. Metode pengeringan ini dapat mengontrol kelembapan dan temperatur yang akurat serta dapat digunakan pada kondisi cuaca apapun. *Heat pump dryer* dapat dioperasikan dengan konfigurasi sistem terbuka maupun tertutup. Penelitian ini menggunakan sistem tertutup (*closed-loop*), di mana udara hangat dan lembap dari pengering melewati evaporator untuk menghilangkan uap air dengan kondensasi. Udara kemudian dipanaskan kembali di kondensor dan disirkulasikan kembali ke pengering (Cao et al., 2021).

Kinerja mesin pengering ini secara umum dapat dievaluasi melalui analisis energi berdasarkan Hukum Termodinamika Pertama. Analisis ini berfokus pada kuantitas dan kekekalan energi dalam sistem. Analisis energi dilakukan dengan membandingkan energi panas yang dihasilkan dengan energi pada kompresor, perbandingan ini disebut dengan *Coefficient of Performance*. Metode ini memiliki keterbatasan untuk mengetahui inefisiensi kualitas energi yang sebenarnya.

Oleh karena itu, diperlukan analisis eksergi yang berlandaskan Hukum Termodinamika Kedua. Menurut Cengel et al. (2019) dalam *Thermodynamics an Engineering Approach*, eksergi merupakan potensi kerja berguna maksimum dari suatu sistem saat menuju kondisi setimbang dengan lingkungannya (*dead state*). Jika energi bersifat kekal, eksergi dapat dimusnahkan di dalam komponen sistem akibat adanya irreversibilitas atau disebut dengan kehancuran eksergi (*exergy destruction*).

Sebagai tahap awal dalam pengembangan dan evaluasi performa sistem, penting untuk mengetahui karakteristik mesin pengering dalam kondisi tanpa beban. Pengujian ini bertujuan untuk mengetahui kerja sistem dalam mencapai kondisi tunak (*steady state*) dan mengidentifikasi potensi irreversibilitas pada setiap komponen. Data pengujian menjadi parameter dasar untuk menghitung kehancuran eksergi (*exergy destruction*) dan efisiensi eksergi. Hasil dari evaluasi ini dapat digunakan untuk optimasi sistem pengeringan (*baseline*) yang tidak hanya optimal secara termal tetapi juga memiliki kualitas konversi energi yang efisien.

1.2 Rumusan Masalah

Dari uraian latar belakang di atas, maka dirumuskan permasalahan penelitian sebagai berikut.

1. Bagaimanakah laju destruksi eksergi pada setiap komponen?
2. Komponen manakah yang memberikan kontribusi irreversibilitas terbesar?
3. Berapakah efisiensi eksergi keseluruhan pada sistem *heat pump dryer* dan sistem siklus kompresi uap?

1.3 Tujuan

Berdasarkan rumusan masalah yang telah ditetapkan, berikut adalah tujuan dari penelitian ini.

1. Menghitung dan menganalisis laju destruksi eksergi pada setiap komponen.
2. Mengidentifikasi komponen dengan tingkat irreversibilitas tertinggi.
3. Menghitung dan menganalisis efisiensi eksergi keseluruhan pada sistem *heat pump dryer* dan sistem siklus kompresi uap.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah diperlukan supaya pembahasan pada penelitian ini tidak meluas. Berikut batasan masalah yang telah ditentukan.

1. Kecepatan aliran massa refrigeran dan udara selama proses dianggap *steady state* pada setiap titik.
2. Tekanan udara atmosfer dianggap konstan sebesar 99,354 kPa pada ketinggian 165 MDPL.
3. Kompresor dianggap non-isentropis dengan asumsi efisiensi isentropik sebesar 75%.
4. Proses penguapan refrigeran di evaporator berlangsung pada keadaan tekanan tetap (isobaris).
5. Proses pengembunan refrigeran di kondensor berlangsung pada keadaan tekanan tetap (isobaris).
6. Proses *throttling* di katup ekspansi berlangsung pada keadaan entalpi tetap (isoentalpi).
7. Daya kipas dianggap *steady state* selama proses dan diseluruh titik sebesar 40 W.
8. Perubahan energi kinetik (ΔKE) dan energi potensial (ΔPE) diabaikan.
9. Pembahasan hanya dibatasi pada destruksi eksergi, irreversibilitas relatif, dan efisiensi eksergi pada setiap komponen serta keseluruhan sistem pengering.

1.5 Manfaat

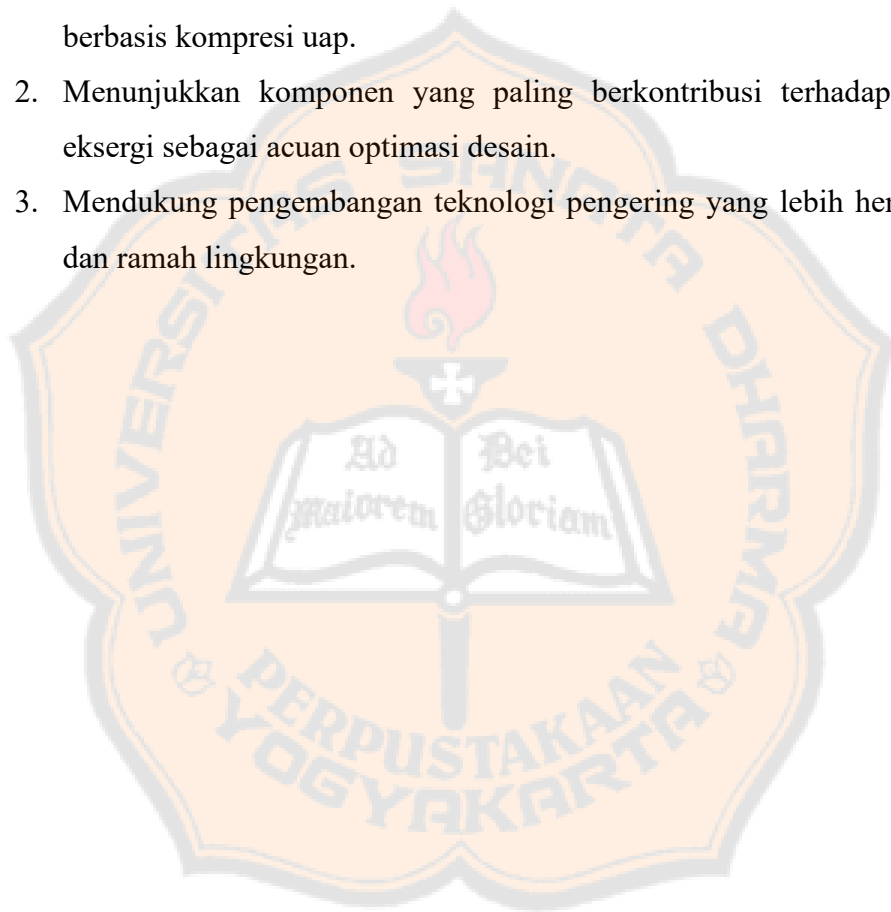
Penelitian ini memiliki manfaat sebagai berikut.

1.5.1 Manfaat Akademis

1. Mengembangkan kajian analisis eksergi pada *heat pump dryer*.
2. Menjadi referensi ilmiah dalam pengembangan sistem pengering berbasis kompresi uap.

1.5.2 Manfaat Praktis

1. Memberikan evaluasi menyeluruh terhadap performa *heat pump dryer* berbasis kompresi uap.
2. Menunjukkan komponen yang paling berkontribusi terhadap destruksi eksergi sebagai acuan optimasi desain.
3. Mendukung pengembangan teknologi pengering yang lebih hemat energi dan ramah lingkungan.



BAB II

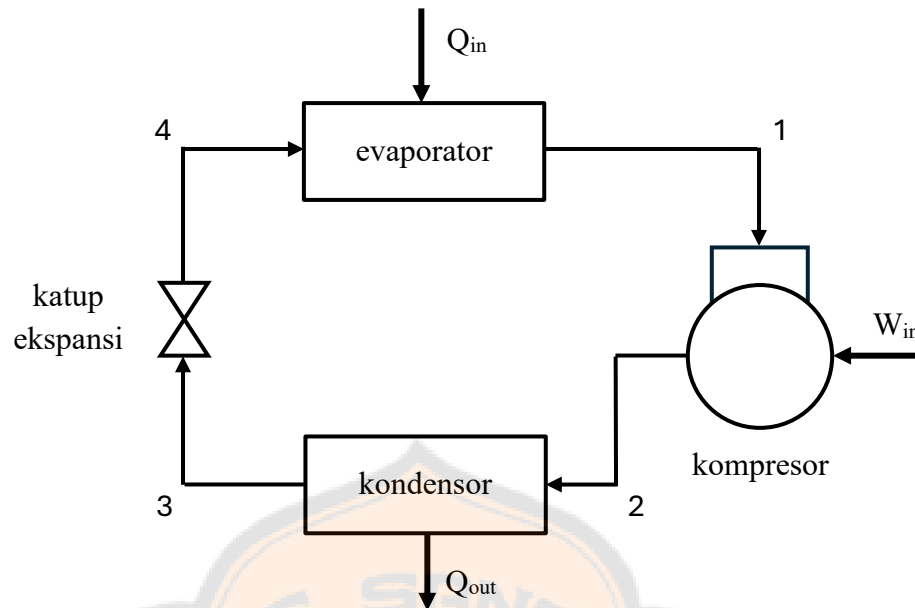
DASAR TEORI

2.1 Siklus Kompresi Uap

Siklus kompresi uap refrigerasi (*vapor compression refrigerant cycle*) merupakan prinsip kerja utama pada sistem refrigerasi dan pendingin modern, seperti AC, kulkas, dan *heat pump*. Pada sistem ini, proses siklus terjadi melalui sirkulasi fluida kerja yang mengalami perubahan tekanan, temperatur, dan fase selama proses berlangsung. Secara umum, siklus kompresi uap didefinisikan sebagai suatu siklus termodinamika yang memanfaatkan kerja mekanik pada kompresor untuk menekan dan mengalirkan fluida kerja sehingga panas dapat dipindahkan dari ruang bersuhu rendah ke lingkungan bersuhu lebih tinggi. Sistem ini bekerja secara berkelanjutan dalam rangkaian komponen seperti kompresor, kondensor, katup ekspansi, dan evaporator (Moran et al., 2011).

Fluida kerja yang digunakan dalam siklus ini disebut sebagai refrigeran. Refrigeran berfungsi untuk menyerap panas dari suatu sistem dan melepaskannya ke lingkungan. Refrigeran dipilih karena memiliki sifat mudah menguap pada temperatur rendah dan dapat mengembun kembali pada temperatur yang lebih tinggi. Pemilihan refrigeran pada umumnya didasarkan pada faktor kinerja, keamanan, dan dampak ke lingkungan. Menurut Moran et al., (2011), jenis kompresor juga berpengaruh dalam pemilihan refrigeran

Secara garis besar, proses yang terjadi dalam siklus kompresi uap diawali dengan kompresi uap refrigeran bertekanan rendah oleh kompresor. Refrigeran dengan tekanan dan temperatur tinggi memasuki kondensor dan melepaskan panas ke lingkungan sehingga berubah fase menjadi cair. Refrigeran cair melewati katup ekspansi sehingga tekanannya turun signifikan yang menyebabkan temperatur refrigeran ikut turun. Terakhir, refrigeran bertekanan rendah masuk ke evaporator dan menyerap panas sehingga berubah menjadi uap kembali (Moran et al., 2011). Gambaran mengenai siklus kompresi uap ditunjukkan dengan skema siklus kerja pada Gambar 2.1.



Gambar 2.1 Skema Siklus Kompresi Uap

2.1.1 Komponen Utama pada Mesin Sistem Kompresi Uap

Pada umumnya, sistem kompresi uap terdiri dari empat komponen utama, yaitu kompresor, kondensator, katup ekspansi, dan evaporator. Keempat komponen tersebut bekerja secara berurutan membentuk suatu siklus tertutup.

a. Kompresor

Kompresor merupakan komponen yang berfungsi untuk menaikkan tekanan dan temperatur refrigeran dengan cara memampatkan refrigeran yang keluar dari evaporator. Refrigeran yang masuk ke kompresor umumnya berada dalam keadaan uap jenuh dengan tekanan rendah. Selama proses kompresi, energi mekanik atau usaha diberikan kepada refrigeran yang meningkatkan tekanan dan temperatur. Refrigeran keluar dari kompresor dalam keadaan uap dengan tekanan dan temperatur tinggi menuju kondensator (Dincer & Rosen, 2015).

b. Kondensator

Kondensator merupakan komponen yang berfungsi untuk membuang panas dari refrigeran ke lingkungan. Refrigeran bertekanan tinggi yang keluar dari kompresor akan melepaskan panas ke media pendingin.

Akibatnya, refrigeran mengalami perubahan fase dari gas menjadi cair melalui proses kondensasi (Dincer & Rosen, 2015).

c. Katup Ekspansi

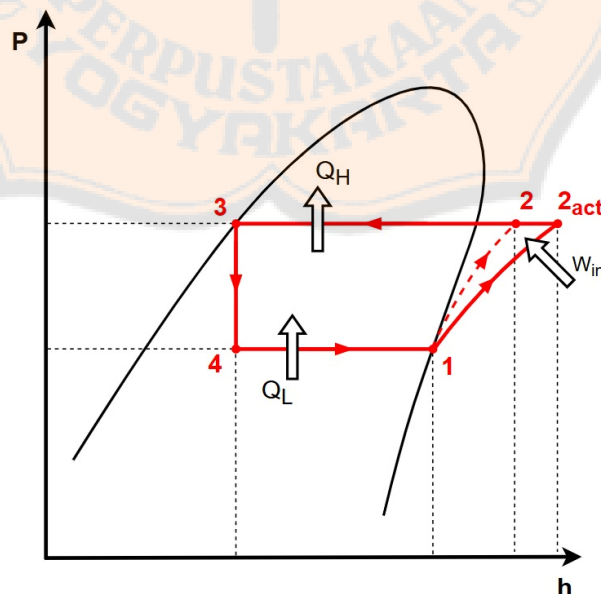
Katup ekspansi merupakan komponen yang berfungsi untuk menurunkan tekanan refrigeran sebelum masuk ke evaporator. Penurunan tekanan juga menyebabkan penurunan temperatur refrigeran (Dincer & Rosen, 2015).

d. Evaporator

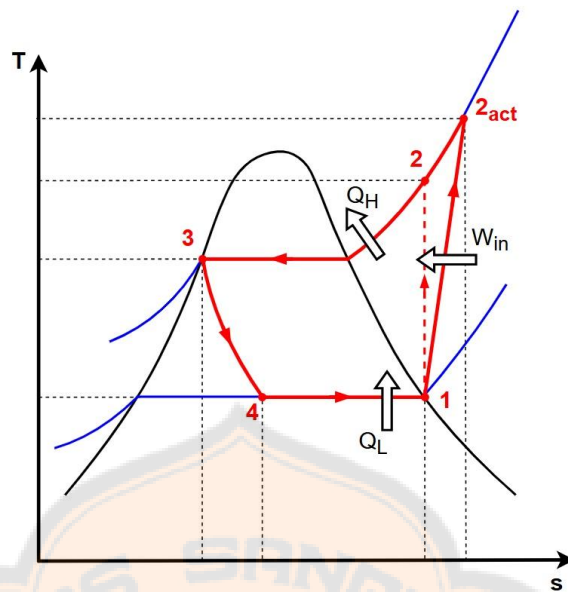
Evaporator merupakan komponen yang berfungsi untuk menyerap panas dari sistem. Refrigeran yang telah mengalami penurunan tekanan akan menyerap panas dari lingkungan sehingga mengalami perubahan fase menjadi uap (Dincer & Rosen, 2015).

2.1.2 Proses yang Terjadi pada Siklus Kompresi Uap

Sistem kompresi uap ideal terdiri dari empat proses utama yang digambarkan pada diagram tekanan-entalpi (P-h) maupun diagram temperatur-entropi (T-s). Kedua diagram ini digunakan untuk mempermudah analisis perubahan sifat termodinamika refrigeran selama siklus berlangsung. Diagram P-h ditunjukkan pada Gambar 2.2, serta diagram T-s ditunjukkan pada Gambar 2.3.



Gambar 2.2 Diagram P-h pada Siklus Kompresi Uap



Gambar 2.3 Diagram T-s pada Siklus Kompresi Uap

Berdasarkan diagram P-h dan T-s perubahan energi dalam satu siklus diuraikan melalui tahapan proses sebagai berikut.

a. Proses 1-2 : kompresi isentropik

Proses pertama pada siklus kompresi uap adalah kompresi refrigeran pada kompresor. Refrigeran yang masuk ke kompresor berada dalam keadaan uap jenuh bertekanan rendah. Refrigeran yang dimampatkan mengalami peningkatan tekanan dan temperatur serta berubah fasa menjadi uap panas lanjut. Pada siklus ideal, proses kompresi dianggap berlangsung secara isentropik atau entropi konstan (Dincer & Rosen, 2015). Pada diagram P-h, proses ini menunjukkan peningkatan tekanan dan entalpi refrigeran. Sedangkan pada diagram T-s, proses kompresi digambarkan sebagai garis vertikal ke atas karena entropi tetap.

b. Proses 2-3 : kondensasi isobarik

Setelah keluar dari kompresor, refrigeran dengan keadaan uap bertekanan tinggi masuk ke kondensor. Pada proses ini terjadi proses perpindahan panas dari refrigeran ke lingkungan. Proses ini menyebabkan perubahan fasa refrigeran menjadi cair jenuh. Pada siklus ideal, proses ini berlangsung pada tekanan konstan (isobarik). Pada proses ini terjadi penurunan temperatur dan entalpi akibat pelepasan panas ke lingkungan

(Dincer & Rosen, 2015). Pada diagram P-h, proses ini digambarkan sebagai garis horizontal ke kiri karena tekanan konstan dan entalpi menurun. Sedangkan pada diagram T-s, proses ini menunjukkan penurunan temperatur dan entropi selama proses pelepasan panas berlangsung.

c. Proses 3-4 : ekspansi isoentalpi (*throttling*)

Refrigeran cair jenuh yang keluar dari kondensor kemudian melewati katup ekspansi. Pada proses ini, refrigeran mengalami penurunan tekanan secara tiba-tiba yang disebut dengan proses *throttling*. Pada proses *throttling* tidak ada perpindahan panas maupun kerja yang signifikan. Sehingga secara ideal proses ini dianggap isoentalpi atau entalpi konstan. Penurunan tekanan ini menyebabkan penurunan temperatur refrigeran. Sehingga, fasa refrigeran berubah menjadi fasa cair-gas dengan tekanan dan temperatur rendah (Dincer & Rosen, 2015). Pada diagram P-h, proses ini digambarkan sebagai garis vertikal ke bawah karena terjadi penurunan tekanan pada entalpi konstan. Sedangkan pada diagram T-s, proses ini menunjukkan peningkatan entropi akibat irreversibilitas proses *throttling*.

d. Proses 4-1 : evaporasi isobarik

Refrigeran dengan fasa cair memasuki evaporator dengan tekanan rendah. Pada evaporator terjadi proses penyerapan panas dari ruang yang didinginkan. Akibat dari proses ini, refrigeran mengalami perubahan fasa menjadi uap jenuh (*saturated vapor*). Secara ideal, proses ini berlangsung pada tekanan konstan (isobarik). Selama proses ini entalpi refrigeran meningkat akibat penyerapan panas dari lingkungan (Dincer & Rosen, 2015). Pada diagram P-h, proses ini digambarkan sebagai garis horizontal ke kanan karena tekanan konstan dan entalpi meningkat. Sedangkan pada diagram T-s, proses ini berlangsung pada temperatur yang relatif konstan.

2.2 Hukum Termodinamika Pertama dan Kedua

Evaluasi performa pada mesin pengering dengan sistem siklus kompresi uap tertutup didasarkan pada prinsip-prinsip termodinamika. Untuk memahami perpindahan energi dan destruksi kualitas energi selama proses, maka perlu dilakukan tinjauan berdasarkan Hukum Termodinamika Pertama dan Kedua. Kedua

hukum ini saling melengkapi dalam analisis energi dan eksergi. Hukum pertama memastikan kesetimbangan energi, sedangkan hukum kedua menentukan

2.2.1 Hukum Termodinamika Pertama

Hukum Termodinamika Pertama merupakan pernyataan mengenai prinsip kekekalan energi yang menyatakan bahwa energi tidak dapat diciptakan atau dimusnahkan, melainkan hanya dapat berubah bentuk dari satu energi ke bentuk energi lainnya. Artinya, total energi dalam suatu sistem beserta lingkungannya konstan (Moran et al., 2011).

Persamaan umum pada sistem tertutup dengan mengabaikan perubahan energi kinetik dan potensial dinyatakan sebagai berikut.

$$Q - W = \Delta U \quad (2.1)$$

dengan:

Q : panas yang diterima oleh sistem (kJ)

W : kerja yang dilakukan oleh sistem (kJ)

ΔU : perubahan energi internal (kJ)

Analisis energi pada mesin pengering dengan sistem kompresi uap, dilakukan dengan meninjau kerja yang dilakukan kompresor serta perpindahan kalor yang terjadi di kondensor dan evaporator.

2.2.2 Hukum Termodinamika Kedua

Berbeda dengan hukum pertama yang berfokus pada kuantitas energi, Hukum Termodinamika Kedua menjelaskan mengenai arah suatu proses energi serta batas efisiensi konversi energi. Hukum Kedua menyatakan bahwa tidak semua energi dapat diubah menjadi kerja yang berguna. Setiap proses nyata selalu disertai peningkatan entropi total sistem dan lingkungannya. Proses-proses ini bersifat irreversibel dan cenderung menuju pada kondisi setimbang (Cengel et al., 2019).

Kelvin-Planck dalam Moran et al., (2011) menyatakan bahwa tidak mungkin ada suatu mesin kalor yang bekerja dalam suatu siklus yang hanya menyerap panas dari suatu reservoir dan mengubah seluruhnya menjadi kerja. Clausius dalam Moran et al., (2011) juga menyatakan bahwa tidak mungkin ada suatu alat yang bekerja dalam siklus yang hasilnya memindahkan panas dari

benda bersuhu rendah ke benda bersuhu lebih tinggi tanpa adanya kerja dari luar.

Secara kuantitatif, hukum termodinamika kedua dapat dijelaskan dengan besaran yang disebut entropi (s). Dikutip dari Moran et al., (2011), entropi adalah besaran yang menggambarkan tingkat ketidakteraturan suatu sistem dan digunakan untuk menentukan arah proses termodinamika. Persamaan neraca entropi pada sistem ireversibel dapat dinyatakan sebagai berikut.

$$\Delta S_{\text{system}} = \int \frac{\delta Q}{T} + S_{\text{gen}} \quad (2.2)$$

dengan:

ΔS_{system}	: perubahan entropi pada sistem	(kJ/K)
δQ	: jumlah panas yang masuk atau keluar sistem	(kJ)
T	: temperatur sistem	(K)
S_{gen}	: pembangkitan entropi pada sistem	(kJ/K)

2.3 Eksergi

Dincer & Rosen, (2007) menjelaskan bahwa eksergi adalah besaran yang merepresentasikan potensi kerja maksimum yang dapat dihasilkan dari interaksi suatu sistem dengan lingkungan referensinya. Nilai ini diturunkan dari Hukum Pertama dan Kedua Termodinamika. Berbeda dengan energi yang bersifat kekal, eksergi bukan hanya properti tunggal dari sebuah sistem melainkan properti bersama dengan lingkungannya. Sehingga eksergi akan selalu mengalami destruksi setiap terjadi proses irreversibel.

Moran et al., (2011) menjelaskan eksergi merupakan kerja teoritis maksimum yang dapat diperoleh dari suatu sistem keseluruhan yang terdiri dari sistem dan lingkungan ketika sistem mencapai keseimbangan dengan lingkungan (*dead state*). *Dead state* merupakan kondisi suatu sistem dengan temperatur dan tekanan yang relatif dengan lingkungan. Pada keadaan ini tidak ada interaksi antara sistem dan lingkungan, sehingga tidak ada potensi untuk menghasilkan kerja (Moran et al., 2011).

2.3.1 Eksergi pada Sistem Tertutup (*Non-Flow Exergy*)

Eksergi pada sistem tertutup merupakan potensi kerja maksimal yang dapat dihasilkan oleh suatu sistem tertutup ketika sistem tersebut mengalami proses termodinamika hingga mencapai kondisi kesetimbangan dengan lingkungan. Dalam sistem tertutup, tidak ada massa yang berpindah pada batas sistem. Sehingga, analisis eksergi dilakukan berdasarkan perubahan sifat termodinamika sistem secara keseluruhan (Dincer & Rosen, 2007). *Non-flow exergy* secara matematis dinyatakan oleh Persamaan 2.3.

$$E_x = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) + KE + PE \quad (2.3)$$

dengan:

E_x	: eksergi sistem	(kJ)
U	: energi dalam pada sistem	(kJ)
U_0	: energi dalam pada kondisi lingkungan	(kJ)
P_0	: tekanan pada lingkungan	(kPa)
V	: volume pada sistem	(m ³)
V_0	: volume pada kondisi lingkungan	(m ³)
T_0	: temperatur lingkungan	(K)
S	: entropi pada sistem	(kJ/K)
S_0	: entropi pada kondisi lingkungan	(kJ/K)
KE	: energi kinetik	(kJ)
PE	: energi potensial	(kJ)

2.3.2 Eksergi pada Sistem Terbuka (*Flow Exergy*)

Eksergi aliran merupakan potensi kerja maksimum yang dapat diperoleh dari suatu fluida yang mengalir ketika fluida tersebut dibawa dari kondisi awal menuju kondisi kesetimbangan dengan lingkungan. Berbeda dengan eksergi non-aliran, analisis eksergi aliran digunakan pada sistem terbuka di mana terdapat perpindahan massa yang melintasi batas sistem (Dincer & Rosen, 2007). Secara umum, eksergi spesifik dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.4.

$$e_x = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (2.4)$$

dengan:

e_x	: eksergi spesifik sistem	(kJ/kg)
h	: entalpi sistem	(kJ/kg)
h_0	: entalpi lingkungan	(kJ/kg)
T_0	: temperatur lingkungan	(K)
s	: entropi sistem	(kJ/kgK)
s_0	: entropi lingkungan	(kJ/kgK)
V	: kecepatan fluida	(m/s)
g	: percepatan gravitasi	(m/s ²)
z	: ketinggian fluida terhadap titik referensi	(m)

Jika terdapat aliran massa, maka eksergi spesifik dapat digunakan untuk menghitung aliran eksergi per satuan waktu yang dinyatakan oleh Persamaan 2.5.

$$\dot{E}_x = \dot{m}e_x \quad (2.5)$$

dengan:

\dot{E}_x	: eksergi per satuan waktu/laju eksergi	(kW)
\dot{m}	: laju aliran massa	(kg/s)
e_x	: eksergi spesifik	(kJ/kg)

2.3.3 Destruksi Eksergi

Dincer & Rosen, (2007) mendefinisikan destruksi eksergi sebagai hilangnya potensi kerja maksimum suatu sistem akibat adanya irreversibilitas dalam proses termodinamika. Berbeda dengan energi yang bersifat kekal, eksergi tidak bersifat kekal karena sebagian dari eksergi dapat mengalami destruksi akibat proses yang tidak reversibel. Irreversibilitas pada sistem dapat disebabkan oleh faktor fisik, misalnya: gesekan, perpindahan panas pada perbedaan temperatur terbatas, pencampuran fluida, dan proses *throttling*. Fenomena-fenomena tersebut menyebabkan terjadinya pembangkitan entropi (*entrophy generation*) yang berkaitan dengan destruksi eksergi. Destruksi eksergi atau irreversibilitas dapat dinyatakan dengan I . Hubungan destruksi eksergi dan pembangkitan entropi dinyatakan oleh Persamaan 2.6.

$$I = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (2.6)$$

dengan:

T_0 : temperatur lingkungan (K)

\dot{S}_{gen} : laju pembangkitan entropi (kW/K)

Pada sistem aliran dengan keadaan tunak (*steady state*), pembangkitan entropi secara umum dinyatakan oleh Persamaan 2.7.

$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_{out} s_{out} - \sum \dot{m}_{in} s_{in} - \sum \frac{\dot{Q}}{T} \quad (2.7)$$

Dalam analisis, destruksi eksergi juga dapat ditentukan melalui neraca eksergi pada suatu komponen atau sistem. Secara umum, laju destruksi destruksi eksergi dapat dinyatakan sebagai selisih antara eksergi yang masuk dengan eksergi yang keluar dari sistem

$$\sum \dot{i} = \sum \dot{E}_{x,in} - \sum \dot{E}_{x,out} \quad (2.8)$$

Pada sistem termal seperti sistem refrigerasi kompresi uap, destruksi eksergi dapat terjadi pada setiap komponen, seperti kompresor, kondensor, katup ekspansi, dan evaporator. Besarnya destruksi eksergi pada masing-masing komponen dapat dihitung menggunakan neraca eksergi pada setiap komponen tersebut.

2.4 Analisis Energi dan Eksergi pada Sistem Siklus Kompresi Uap

Analisis energi merupakan metode yang umum digunakan untuk mengevaluasi kinerja suatu sistem termal berdasarkan hukum pertama termodinamika. Melalui analisis energi, dapat diketahui kesetimbangan energi yang masuk dan yang keluar dari suatu sistem. Selain itu juga dapat mengetahui besarnya energi yang dimanfaatkan dalam suatu proses. Namun, analisis energi hanya menunjukkan kuantitas energi tanpa mempertimbangkan kualitas energi atau kemampuan energi untuk menghasilkan kerja.

Untuk melengkapi keterbatasan pada analisis energi, maka digunakan analisis eksergi yang didasarkan pada hukum pertama dan kedua termodinamika. Analisis eksergi tidak hanya menghitung jumlah energi, tetapi juga mengevaluasi kualitas

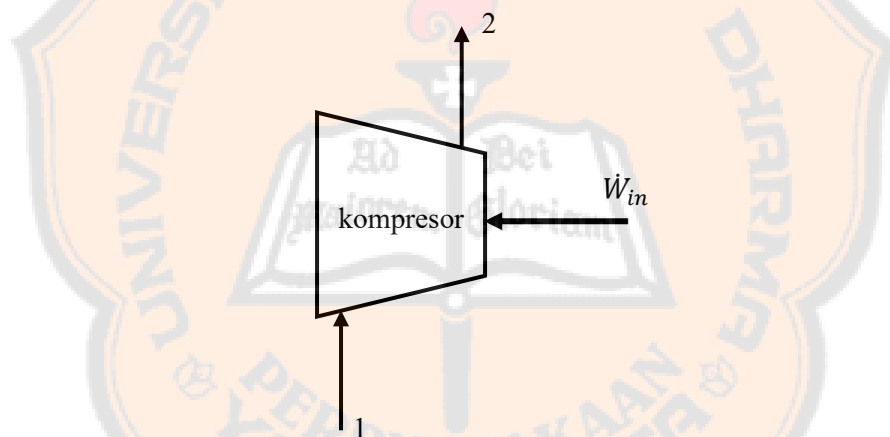
energi serta potensi maksimum energi untuk menghasilkan kerja relatif terhadap lingkungan. Dengan analisis eksergi, dapat diidentifikasi letak dan besarnya kerugian atau irreversibilitas yang terjadi pada suatu sistem.

2.4.1 Analisis Energi dan Eksergi pada Setiap Komponen

Analisis energi dan eksergi dilakukan pada setiap komponen yang meliputi: kompresor, kondensor, katup ekspansi, dan evaporator. Analisis ini dilakukan dengan menghitung neraca massa, entropi, energi, dan eksergi pada setiap komponen serta menghitung efisiensi dan destruksi eksergi setiap komponen.

2.4.1.1 Neraca Massa, Energi, Entropi, dan Eksergi pada Kompresor

Analisis energi dan eksergi pada kompresor dilakukan dengan menghitung neraca massa, energi, entropi, dan eksergi pada komponen tersebut. Skema aliran energi pada kompresor ditunjukkan pada Gambar 2.4, dengan (1) adalah sisi masuk dan (2) adalah sisi keluar.



Gambar 2.4 Diagram Kompresor

a. Neraca massa pada Kompresor

Neraca massa refrigeran pada kompresor dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.9.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.9)$$

dengan:

\dot{m}_1 : laju aliran massa refrigeran sisi masuk kompresor (kg/s)

\dot{m}_2 : laju aliran massa refrigeran sisi keluar kompresor (kg/s)

b. Neraca energi pada kompresor

Neraca energi pada kompresor dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.10.

$$\dot{m}h_1 + \dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}h_2 \quad (2.10)$$

dengan:

\dot{m}	: laju aliran massa refrigeran	(kg/s)
h_1	: entalpi refrigeran sisi masuk kompresor	(kJ/kg)
h_2	: entalpi refrigeran sisi keluar kompresor	(kJ/kg)
\dot{W}_{comp}	: daya kompresor	(kW)

c. Neraca entropi

Neraca entropi pada kompresor dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.11.

$$\dot{m}s_1 + \dot{S}_{\text{gen,comp}} = \dot{m}s_2 \quad (2.11)$$

dengan:

\dot{m}	: laju aliran massa refrigeran	(kg/s)
s_1	: entropi refrigeran sisi masuk kompresor	(kJ/kg)
s_2	: entropi refrigeran sisi keluar kompresor	(kJ/kg)
$\dot{S}_{\text{gen,comp}}$: laju pembangkitan entropi pada kompresor	(kW/K)

d. Neraca eksergi

Neraca eksergi pada kompresor dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.12.

$$\dot{m}e_1 + \dot{W} = \dot{m}e_2 + \dot{I}_{\text{comp}} \quad (2.12)$$

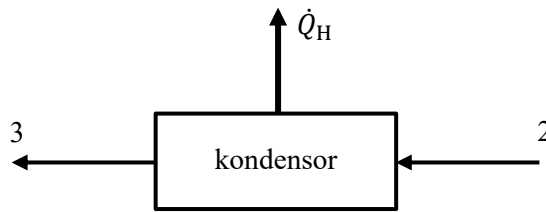
dengan:

\dot{m}	: laju aliran massa refrigeran	(kg/s)
e_1	: eksergi spesifik refrigeran sisi masuk kompresor	(kJ/kg)
e_2	: eksergi spesifik refrigeran sisi keluar kompresor	(kJ/kg)
\dot{W}_{comp}	: daya kompresor	(kW)
\dot{I}_{comp}	: laju destruksi eksergi pada kompresor	(kW)

2.4.1.2 Neraca Massa, Energi, Entropi, dan Eksergi pada Kondensator

Analisis energi dan eksergi pada kondensator dilakukan dengan menghitung neraca massa, energi, entropi, dan eksergi pada komponen tersebut. Skema

aliran energi pada kondensor ditunjukkan pada Gambar 2.5, dengan (2) adalah sisi masuk dan (3) adalah sisi keluar.



Gambar 2.5 Diagram Kondensor

a. Neraca massa

Neraca massa refrigerant pada kondensor dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.13.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (2.13)$$

dengan:

\dot{m}_2 : laju aliran massa refrigeran sisi masuk kondensor (kg/s)

\dot{m}_3 : laju aliran massa refrigeran sisi keluar kondensor (kg/s)

b. Neraca energi

Neraca energi pada kondensor dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.14.

$$\dot{m}h_2 = \dot{m}h_3 + \dot{Q}_H \quad (2.14)$$

dengan:

\dot{m} : laju aliran massa refrigeran melewati kondensor (kg/s)

h_2 : entalpi refrigeran sisi masuk kondensor (kJ/kg)

h_3 : entalpi refrigeran sisi keluar kondensor (kJ/kg)

\dot{Q}_H : laju panas yang dilepas kondensor (kW)

c. Neraca entropi

Neraca entropi pada kondensor dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.15.

$$\dot{m}s_2 + \dot{S}_{\text{gen,cond}} = \dot{m}s_3 + \frac{\dot{Q}_H}{T_H} \quad (2.15)$$

dengan:

\dot{m} : laju aliran massa refrigeran melewati kondensor (kg/s)

s_2 : entropi refrigeran sisi masuk kondensor (kJ/kg)

- s_3 : entropi refrigeran sisi keluar kondensor (kJ/kg)
- $\dot{S}_{gen,cond}$: laju pembangkitan entropi pada kondensor (kW/K)
- \dot{Q}_H : laju panas yang dilepas kondensor (kW)
- T_H : temperatur pada permukaan kondensor (K)

d. Neraca eksergi

Neraca eksergi pada kondensor dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.16.

$$\dot{m}e_{x,2} = \dot{m}e_{x,3} + \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) + \dot{I}_{cond} \quad (2.16)$$

dengan:

- \dot{m} : laju aliran massa refrigeran melewati kondensor (kg/s)
- $e_{x,2}$: eksergi spesifik refrigeran sisi masuk kondensor (kJ/kg)
- $e_{x,3}$: eksergi spesifik refrigeran sisi keluar kondensor (kJ/kg)
- \dot{Q}_H : laju panas yang dilepas kondensor (kW)
- T_0 : temperatur lingkungan (K)
- T_H : temperatur kondensor (K)
- \dot{I}_{cond} : laju destruksi eksergi pada kondensor (kW)

2.4.1.3 Neraca Massa, Energi, Entropi, dan Eksergi pada Katup Ekspansi

Analisis energi dan eksergi pada katup ekspansi dilakukan dengan menghitung neraca massa, energi, entropi, dan eksergi pada komponen tersebut. Skema aliran energi pada katup ekspansi ditunjukkan pada Gambar 2.6, dengan (3) adalah sisi masuk dan (4) adalah sisi keluar.



Gambar 2.6 Diagram Katup Ekspansi

a. Neraca massa

Neraca massa refrigeran pada katup ekspansi dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.17.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (2.17)$$

dengan:

\dot{m}_3 : laju aliran massa refrigeran sisi masuk katup ekspansi (kg/s)

\dot{m}_4 : laju aliran massa refrigeran sisi keluar katup ekspansi (kg/s)

b. Neraca energi

Neraca energi pada katup ekspansi dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.18.

$$h_3 = h_4 \quad (2.18)$$

dengan:

h_3 : entalpi refrigeran sisi masuk katup ekspansi (kJ/kg)

h_4 : entalpi refrigeran sisi masuk katup ekspansi (kJ/kg)

c. Neraca entropi

Neraca entropi pada katup ekspansi dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.19.

$$\dot{m}s_3 + \dot{S}_{\text{gen, ev}} = \dot{m}s_4 \quad (2.19)$$

dengan:

\dot{m} : laju aliran massa refrigeran melewati katup ekspansi (kg/s)

s_3 : entropi refrigeran sisi masuk katup ekspansi (kJ/kg)

s_4 : entropi refrigeran sisi keluar katup ekspansi (kJ/kg)

$\dot{S}_{\text{gen, ev}}$: laju pembangkitan entropi katup pada ekspansi (kW/K)

d. Neraca eksergi

Neraca eksergi pada katup ekspansi dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.20.

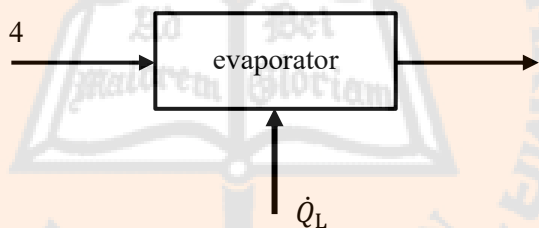
$$\dot{m}e_{x,3} = \dot{m}e_{x,4} + \dot{I}_{ev} \quad (2.20)$$

dengan:

- \dot{m} : laju aliran massa refrigeran melewati katup ekspansi (kg/s)
- $e_{x,3}$: eksergi spesifik refrigeran sisi masuk katup ekspansi (kJ/kg)
- $e_{x,4}$: eksergi spesifik refrigeran sisi keluar katup ekspansi (kJ/kg)
- \dot{I}_{ev} : laju destruksi eksergi pada katup ekspansi (kW)

2.4.1.4 Neraca Massa, Energi, Entropi, dan Eksergi pada Evaporator

Analisis energi dan eksergi pada evaporator dilakukan dengan menghitung neraca massa, energi, entropi, dan eksergi pada komponen tersebut. Skema aliran energi pada evaporator ditunjukkan pada Gambar 2.7, dengan (1) adalah sisi masuk dan (2) adalah sisi keluar.



Gambar 2.7 Diagram Evaporator

a. Neraca massa

Neraca massa refrigeran pada evaporator dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.21.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 \quad (2.21)$$

dengan:

- \dot{m}_4 : laju aliran massa refrigeran sisi masuk evaporator (kg/s)
- \dot{m}_1 : laju aliran massa refrigeran sisi keluar evaporator (kg/s)

b. Neraca energi

Neraca energi pada evaporator dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.22.

$$\dot{m}h_4 + \dot{Q}_L = \dot{m}h_1 \quad (2.22)$$

dengan:

- \dot{m} : laju aliran massa refrigeran melewati evaporator (kg/s)
- h_4 : entalpi refrigeran sisi masuk evaporator (kJ/kg)
- h_1 : entalpi refrigeran sisi keluar evaporator (kJ/kg)
- \dot{Q}_L : laju panas yang diserap evaporator (kW)

c. Neraca entropi

Neraca entropi pada evaporator dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.23.

$$\dot{m}s_4 + \frac{\dot{Q}_L}{T_L} + \dot{S}_{\text{gen,evap}} = \dot{m}s_1 \quad (2.23)$$

dengan:

- \dot{m} : laju aliran massa refrigeran melewati evaporator (kg/s)
- s_4 : entropi refrigeran sisi masuk evaporator (kJ/kg)
- s_1 : entropi refrigeran sisi keluar evaporator (kJ/kg)
- \dot{Q}_L : laju panas yang diserap evaporator (kW)
- T_L : temperatur evaporator (K)
- $\dot{S}_{\text{gen,evap}}$: laju pembangkitan entropi pada evaporator (kW/K)

d. Neraca eksergi

Neraca eksergi pada evaporator dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.24.

$$\dot{m}e_{x,4} + \dot{Q}_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) = \dot{m}e_{x,1} + \dot{I}_{\text{evap}} \quad (2.24)$$

dengan:

- \dot{m} : laju aliran massa refrigeran melewati evaporator (kg/s)
- $e_{x,4}$: eksergi spesifik refrigeran sisi masuk evaporator (kJ/kg)
- $e_{x,1}$: eksergi spesifik refrigeran sisi keluar evaporator (kJ/kg)
- \dot{Q}_L : laju panas yang dilepas evaporator (kW)
- T_0 : temperatur lingkungan (K)
- T_L : temperatur evaporator (K)

$$\dot{I}_{evap} \quad : \text{laju destruksi eksergi pada evaporator} \quad (\text{kW})$$

2.4.2 Laju Destruksi Eksergi

Laju destruksi eksergi pada keseluruhan siklus dapat ditentukan dengan menganalisis sistem keseluruhan secara terpisah atau dengan menjumlahkan laju destruksi eksergi dari semua komponen.

$$\dot{I}_{total} = \dot{I}_{comp} + \dot{I}_{cond} + \dot{I}_{ev} + \dot{I}_{evap} \quad (2.25)$$

Laju destruksi eksergi total dari siklus tersebut dapat dinyatakan sebagai selisih antara laju eksergi masukan dengan laju eksergi keluaran. Eksergi masukan merupakan daya masukan, sedangkan eksergi keluaran merupakan panas yang dipindahkan dari suhu rendah ke suhu tinggi (Dincer & Rosen, 2015). Laju destruksi eksergi total dinyatakan dengan Persamaan 2.6.

$$\dot{I}_{total} = \dot{W} - \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) \quad (2.26)$$

Jika laju destruksi eksergi total bernilai nol, maka:

$$\dot{W}_{min} = \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) \quad (2.27)$$

dengan:

$$\dot{I}_{total} \quad : \text{laju destruksi eksergi total} \quad (\text{kW})$$

$$\dot{Q}_H \quad : \text{laju panas yang dilepas kondensor} \quad (\text{kW})$$

$$\dot{W} \quad : \text{daya kompresor} \quad (\text{kW})$$

$$\dot{W}_{min} \quad : \text{daya kompresor minimum} \quad (\text{kW})$$

$$T_0 \quad : \text{temperatur lingkungan} \quad (\text{K})$$

$$T_H \quad : \text{temperatur kondensor} \quad (\text{K})$$

2.4.3 Efisiensi Energi dan Eksergi pada Siklus Kompresi Uap

Koefisien kinerja maksimum dari siklus kompresi uap yang beroperasi antara batas suhu T_L dan T_H berdasarkan *heat pump* Carnot dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.28.

$$COP_{Carnot} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (2.28)$$

Koefisien kinerja energi dari siklus pompa panas selama mode pemanasan dinyatakan oleh Persamaan 2.29.

$$COP_{en} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}} \quad (2.29)$$

COP eksergi dapat didefinisikan sebagai efisiensi eksergi (ψ) dari siklus selama mode pemanasan yang dinyatakan oleh Persamaan 2.30.

$$\psi = COP_{ex} = \frac{\dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right)}{\dot{W}} = \frac{\dot{W}_{min}}{\dot{W}} = \frac{COP_{en}}{COP_{Carnot}} \quad (2.30)$$

dengan:

- COP_{Carnot} : koefisien kinerja Carnot
- T_H : temperatur kondensor (K)
- T_L : temperatur evaporator (K)
- COP_{en} : koefisien kinerja energi
- \dot{Q}_H : laju panas yang dilepas kondensor (kW)
- ψ : efisiensi eksergi
- \dot{W} : daya kompresor (kW)
- \dot{W}_{min} : daya kompresor minimum (kW)

2.4.4 Irreversibilitas Relatif

Analisis eksergi menilai sistem berdasarkan laju destruksi eksergi dari setiap komponen. Laju destruksi eksergi yang lebih tinggi menunjukkan letak terjadinya irreversibilitas yang lebih besar. Hal ini dapat dilihat melalui nilai irreversibilitas relatif (RI) yang menentukan kontribusi (Dincer & Rosen, 2015). RI dapat dihitung dengan Persamaan 2.31, di mana “i” menunjukkan komponen yang ditinjau.

$$RI_i = \frac{\dot{I}_i}{\dot{I}_{total}} \quad (2.31)$$

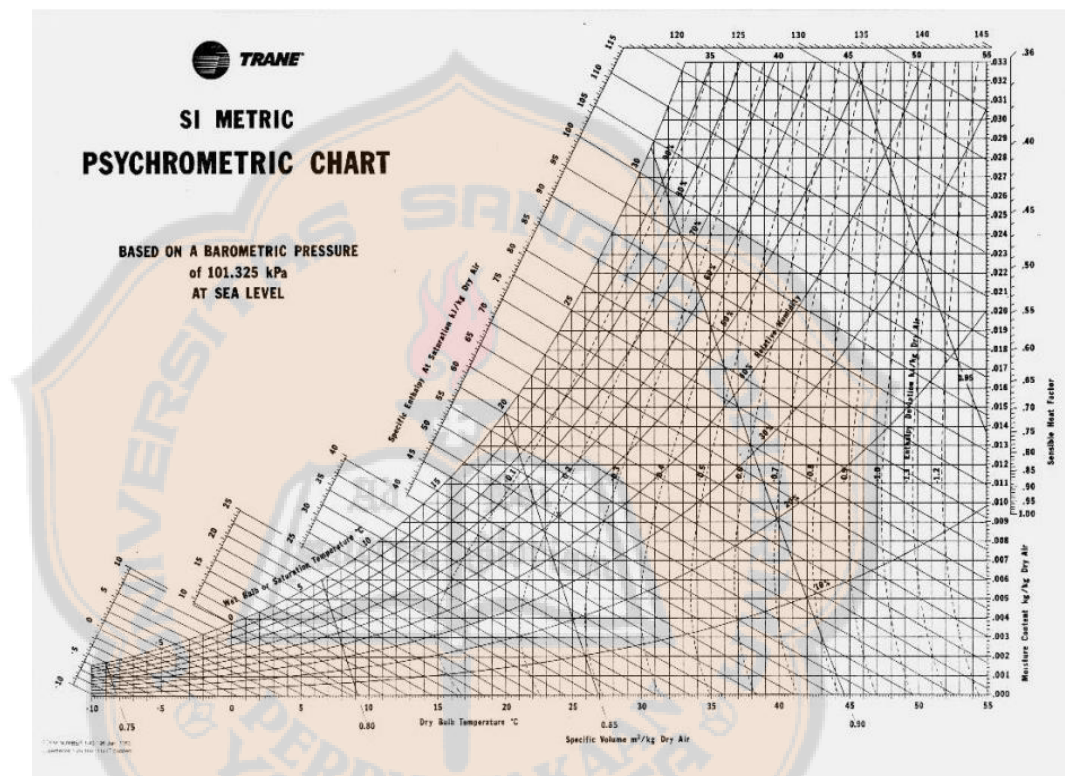
dengan:

- RI_i : irreversibilitas relatif setiap komponen
- \dot{I}_i : laju destruksi eksergi setiap komponen (kW)

\dot{I}_{total} : laju destruksi eksergi total (kW)

2.5 Psychrometric Chart

Sifat psikrometri merupakan hubungan antara udara dengan uap air. Hubungan antara berbagai sifat termodinamika udara pada tekanan konstan ditunjukkan oleh *psychrometric chart* atau grafik psikrometri (Gatley, 2013). Contoh grafik psikrometri ditunjukkan pada Gambar 2.8.



Gambar 2.8 *Psychrometric Chart*
Sumber : Trane

Berikut ini merupakan penjelasan dari parameter pada *psychrometric chart* yang digunakan sebagai pedoman pada penelitian ini.

a. Temperatur udara kering (T_{DB})

Temperatur udara kering atau *dry bulb* adalah temperatur yang terbaca oleh termometer biasa (Mujumdar, 2006). Temperatur udara kering merupakan ukuran temperatur udara kering dan uap air yang bercampur dengan udara. Pada grafik psikrometri, temperatur tertera pada sumbu vertikal yang tegak lurus dengan sumbu horizontal.

b. Temperatur udara basah (T_{WB})

Temperatur udara basah atau *wet bulb* adalah temperatur yang terbaca oleh termometer dengan wadah cairan yang dibasahi atau dibungkus dengan kain lembap dan terkena udara yang bergerak (Gatley, 2013). Temperatur udara basah ditunjukkan oleh garis diagonal miring ke kanan bawah.

c. Titik pengembunan (T_{DP})

Temperatur titik pengembunan (*dew point temperature*) adalah temperatur terjadinya kondensasi ketika udara didinginkan pada rasio kelembaban konstan dan pada tekanan konstan (Mujumdar, 2006).

d. Kelembapan relatif (RH)

Kelembapan relatif atau *relative humidity* merupakan rasio tekanan uap air aktual terhadap tekanan uap air jenuh pada temperatur bola kering yang sama (Gatley, 2013). Kelembapan relatif dinyatakan dalam bentuk persentase. Kelembapan relatif ditunjukkan oleh garis melengkung dari kiri bawah ke kanan atas.

e. Entalpi (h)

Entalpi menunjukkan energi panas yang terkandung pada udara lembab per satuan massa udara kering (kJ/kg) (Mujumdar, 2006). Nilai entalpi diperoleh sepanjang garis skala yang hampir sejajar dengan garis temperatur udara basah.

f. Volume Spesifik (v)

Volume spesifik dalam psikometri merupakan perbandingan volume udara campuran dengan massa udara kering (Gatley, 2013). Volume spesifik ditunjukkan dengan garis diagonal miring ke kiri atas yang curam.

g. Rasio kelembaban (ω)

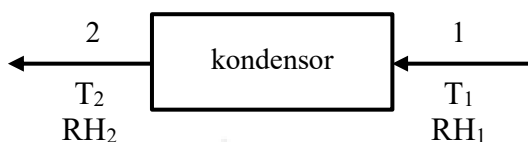
Rasio kelembaban atau *humidity ratio* adalah perbandingan massa uap air terhadap massa udara kering (Gatley, 2013). Pada grafik ditunjukkan oleh garis horizontal yang sejajar dengan garis temperatur udara kering.

2.6 Analisis Energi dan Eksergi pada Proses Psikrometrik

2.6.1 Pemanasan Sensibel pada Kondensor

Dalam proses pemanasan sensibel, suhu udara meningkat tanpa mengubah kandungan kelembapannya. Selama proses ini, temperatur DB (*dry bulb*) dan WB (*wet bulb*) udara meningkat sementara kelembapan absolut dan suhu titik

pengembunan udara (*dew point*) tetap konstan (Dincer & Rosen, 2015). Pada mesin pengering sistem kompresi uap, udara dipanaskan dengan melewatkannya melalui kondensor yang berisi fluida kerja bersuhu tinggi. Skema aliran energi pada pada proses pemanasan sensibel ditunjukkan pada Gambar 2.10, dengan (1) adalah sisi masuk dan (2) adalah sisi keluar.



Gambar 2.9 Diagram Proses Pemanasan Sensibel pada Kondensor

Persamaan keseimbangan massa, energi, entropi, dan laju eksergi untuk proses pemanasan sensibel dapat ditulis sebagai berikut.

Neraca massa udara kering pada proses pemanasan sensibel di kondensor dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.32.

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} \tag{2.32}$$

Keterangan:

- \dot{m}_{a1} : laju aliran massa udara kering sisi masuk kondensor (kg/s)
- \dot{m}_{a2} : laju aliran massa udara kering sisi keluar kondensor (kg/s)

a. Neraca massa uap air

Neraca massa uap air pada proses pemanasan sensibel di kondensor dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.33.

$$\dot{m}_{w1} = \dot{m}_{w2} \tag{2.33}$$

dengan:

- \dot{m}_{w1} : laju aliran massa uap air sisi masuk kondensor (kg/s)
- \dot{m}_{w2} : laju aliran massa uap air sisi keluar kondensor (kg/s)

b. Neraca energi

Neraca energi pada proses pemanasan sensibel di kondensor dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.34.

$$\dot{Q}_H + \dot{m}_{a1}h_1 = \dot{m}_{a2}h_2 \quad (2.34)$$

dengan:

- \dot{Q}_H : laju kalor yang dilepas kondensor (kW)
- \dot{m}_{a1} : laju aliran massa udara kering sisi masuk kondensor (kg/s)
- \dot{m}_{a2} : laju aliran massa udara kering sisi keluar kondensor (kg/s)
- h_1 : entalpi udara kering sisi masuk kondensor (kJ/kg)
- h_2 : entalpi udara kering sisi keluar kondensor (kJ/kg)

c. Neraca entropi

Neraca entropi pada proses pemanasan sensibel di kondensor dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.35.

$$\dot{m}_{a1}s_1 + \frac{\dot{Q}_H}{T_0} + \dot{S}_{gen,H} = \dot{m}_{a2}s_2 \quad (2.35)$$

dengan:

- \dot{Q}_H : laju kalor yang dilepas kondensor (kW)
- \dot{m}_{a1} : laju aliran massa udara kering sisi masuk kondensor (kg/s)
- \dot{m}_{a2} : laju aliran massa udara kering sisi keluar kondensor (kg/s)
- s_1 : entropi udara kering sisi masuk kondensor (kJ/kg)
- s_2 : entropi udara kering sisi keluar kondensor (kJ/kg)
- T_0 : temperatur lingkungan (K)
- $\dot{S}_{gen,H}$: laju pembangkitan entropi pada proses pemanasan sensibel di kondensor (kW/K)

d. Neraca eksergi

Neraca eksergi pada proses pemanasan sensibel di kondensor dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.36.

$$\dot{m}_{a1}e_{x,1} + \dot{Q}_H \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) = \dot{m}_{a2}e_{x,2} + \dot{I}_H \quad (2.36)$$

di mana

$$\dot{I}_H = T_0\dot{S}_{gen,H} = T_0 \left(\dot{m}_{a2}s_2 - \dot{m}_{a1}s_1 - \frac{\dot{Q}_H}{T_0} \right) \quad (2.37)$$

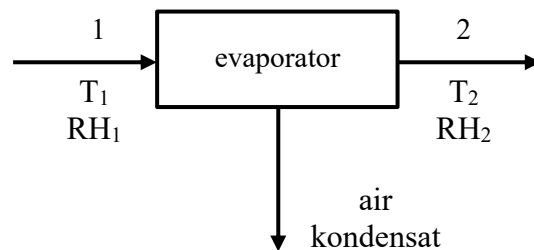
dengan:

\dot{m}_{a1}	: laju aliran massa udara kering sisi masuk kondensor	(kg/s)
\dot{m}_{a2}	: laju aliran massa udara kering sisi keluar kondensor	(kg/s)
$e_{x,1}$: eksergi spesifik udara kering sisi masuk kondensor	(kJ/kg)
$e_{x,2}$: eksergi spesifik udara kering sisi keluar kondensor	(kJ/kg)
\dot{Q}_H	: laju kalor yang dilepas kondensor	(kW)
T_0	: temperatur lingkungan	(K)
T	: temperatur udara	(K)
\dot{I}_H	: laju destruksi eksergi pada kondensor	(kW/K)
$\dot{S}_{gen,H}$: laju pembangkitan entropi pada kondensor	(kW/K)
s_1	: entropi udara kering sisi masuk kondensor	(kJ/kg)
s_2	: entropi udara kering sisi keluar kondensor	(kJ/kg)

2.6.2 Pendinginan dengan Dehumidifikasi pada Evaporator

Pendinginan dengan dehumidifikasi adalah proses di mana udara didinginkan bersamaan dengan menghilangkan kelembapan. Proses ini terjadi ketika udara dengan suhu bola basah dan suhu titik pengembunan tertentu didinginkan di bawah temperatur titik pengembunan (Dincer & Rosen, 2015). Pada mesin pengering sistem kompresi uap, udara didinginkan dengan melewatkannya melalui evaporator yang berisi refrigeran bersuhu rendah.

Ketika udara bersentuhan dengan evaporator yang dijaga pada suhu di bawah temperatur DP, maka temperatur DB udara menurun. Proses pendinginan berlanjut hingga mencapai temperatur DP udara. Selama proses tersebut, temperatur DB, WB, dan DP udara berkurang. Karena panas sensibel dan laten dihilangkan dari udara, terjadi penurunan entalpi udara. Pada titik ini, uap air di udara mulai mengembun dan partikel embun terbentuk di permukaan evaporator. Kelembapan relatif mengalami penurunan seiring dengan penurunan kandungan kelembapan udara (Dincer & Rosen, 2015). Skema aliran energi pada proses pendinginan dengan dehumidifikasi ditunjukkan pada Gambar 2.11, dengan (1) adalah sisi masuk dan (2) adalah sisi keluar.



Gambar 2.10 Diagram Proses Pendinginan dengan Dehumidifikasi pada Evaporator

Persamaan keseimbangan massa, energi, entropi, dan laju eksergi untuk proses pendinginan dengan dehumidifikasi dapat ditulis sebagai berikut.

a. Neraca massa udara kering

Neraca massa udara kering pada proses pendinginan dengan dehumidifikasi di evaporator dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.38.

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} \tag{2.38}$$

dengan:

\dot{m}_{a1} : laju aliran massa udara sisi masuk evaporator (kg/s)

\dot{m}_{a2} : laju aliran massa udara sisi keluar evaporator (kg/s)

b. Neraca massa air

Neraca massa air pada proses pendinginan dengan dehumidifikasi di evaporator dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.39.

$$\dot{m}_{w1} = \dot{m}_{w2} + \dot{m}_w \tag{2.39}$$

$$\dot{m}_{a1}\omega_1 = \dot{m}_{a2}\omega_2 + \dot{m}_w \tag{2.40}$$

dengan:

\dot{m}_{w1} : laju aliran massa uap air sisi masuk evaporator (kg/s)

\dot{m}_{w2} : laju aliran massa uap air sisi keluar evaporator (kg/s)

\dot{m}_w : laju aliran massa air kondensat (kg/s)

\dot{m}_{a1} : laju aliran massa udara sisi masuk evaporator (kg/s)

\dot{m}_{a2} : laju aliran massa udara sisi keluar evaporator (kg/s)

ω_1 : rasio kelembapan udara sisi masuk evaporator (kg/kg)

ω_2 : rasio kelembapan udara sisi keluar evaporator (kg/kg)

c. Neraca energi

Neraca energi pada proses pendinginan dengan dehumidifikasi di evaporator dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.41.

$$\dot{m}_{a1}h_1 = \dot{Q}_H + \dot{m}_{a2}h_2 + \dot{m}_w h_w \quad (2.41)$$

dengan:

\dot{m}_{a1}	: laju aliran massa udara kering sisi masuk evaporator	(kg/s)
\dot{m}_{a2}	: laju aliran massa udara kering sisi keluar evaporator	(kg/s)
h_1	: entalpi udara kering sisi masuk evaporator	(kJ/kg)
h_2	: entalpi udara kering sisi keluar evaporator	(kJ/kg)
\dot{Q}_H	: laju perpindahan panas udara pada kondensor	(kW)
\dot{m}_w	: laju aliran massa air kondensat	(kg/s)
h_w	: entalpi air kondensat	(kJ/kg)

d. Neraca entropi

Neraca entropi pada proses pendinginan dengan dehumidifikasi di evaporator dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.42.

$$\dot{m}_{a1}s_1 + \dot{S}_{gen,L} = \dot{m}_{a2}s_2 + \dot{m}_w s_w + \frac{\dot{Q}_L}{T} \quad (2.42)$$

dengan:

\dot{m}_{a1}	: laju aliran massa udara kering sisi masuk evaporator	(kg/s)
\dot{m}_{a2}	: laju aliran massa udara kering sisi keluar evaporator	(kg/s)
s_1	: entropi udara kering sisi masuk evaporator	(kJ/kg)
s_2	: entropi udara kering sisi keluar evaporator	(kJ/kg)
$\dot{S}_{gen,L}$: laju pembangkitan entropi pada evaporator	(kW/K)
\dot{m}_w	: laju aliran massa air kondensat	(kg/s)
s_w	: entropi air kondensat	(kJ/kg)
\dot{Q}_L	: laju perpindahan panas udara pada evaporator	(kW)
T	: temperatur udara	(K)

e. Neraca eksergi

Neraca eksergi pada proses pendinginan dengan dehumidifikasi di evaporator dapat dinyatakan oleh Persamaan 2.43.

$$\dot{m}_{a1}e_{x,1} = \dot{m}_{a2}e_{x,2} + \dot{m}_w e_{x,w} + \dot{Q}_L \left(1 - \frac{T_0}{T_L}\right) + \dot{I}_L \quad (2.43)$$

di mana

$$\dot{I}_L = T_0 \dot{S}_{gen,L} = T_0 \left(\dot{m}_{a2}s_2 - \dot{m}_{a1}s_1 - \dot{m}_w s_w - \frac{\dot{Q}_L}{T_L} \right) \quad (2.44)$$

dengan:

- \dot{m}_{a1} : laju aliran massa udara kering sisi masuk evaporator (kg/s)
- \dot{m}_{a2} : laju aliran massa udara kering sisi keluar evaporator (kg/s)
- $e_{x,1}$: eksergi spesifik udara sisi masuk evaporator (kJ/kg)
- $e_{x,2}$: eksergi spesifik udara sisi keluar evaporator (kJ/kg)
- \dot{m}_w : laju aliran massa air kondensat (kg/s)
- $e_{x,w}$: eksergi spesifik air kondensat (kJ/kg)
- \dot{Q}_L : laju perpindahan panas pada evaporator (kW)
- T_0 : temperatur lingkungan (K)
- T_L : temperatur udara (K)
- \dot{I}_L : laju destruksi eksergi pada proses pendinginan dengan dehumidifikasi pada evaporator (kW)
- $\dot{S}_{gen,L}$: laju pembangkitan entropi pada evaporator (kW/K)

2.7 Tinjauan Pustaka

Penelitian yang dilakukan Hermawan & Mulia, (2015) menginvestigasi pemanfaatan panas buang dari kondensor AC berkapasitas 9000 BTU/h sebagai sumber termal alternatif untuk proses pengeringan irisan pisang. Kinerja termodinamika sistem ini dievaluasi melalui analisis keseimbangan energi dan eksergi dengan mengamati berbagai parameter yang meliputi: perubahan berat irisan pisang, kecepatan, kelembapan, dan temperatur aliran udara.

Hasil pengujian eksperimental menunjukkan bahwa udara panas yang dihembuskan dari kondensor mampu mencapai temperatur rata-rata 48,58°C dengan tingkat kelembapan relatif 24,92% yang secara efektif menghasilkan laju pengeringan sebesar 3,74 gram/menit. Secara perfoma, sistem ini mencatatkan nilai COP yang stabil diangka 5,25. Sistem pengeringan ini beroperasi dengan mengonsumsi energi rata-rata sebesar 0,68 kW dan mampu mencapai tingkat efisiensi energi sebesar 24,83%. Semntara itu, nilai pemanfaatan eksergi rata-rata sebesar 0,009 kW dengan efisiensi 20,56%.

Penelitian yang dilakukan oleh Intang & Nursiwan, (2017) menganalisis pemanfaatan panas buang dari kondensor AC split berkapasitas $\frac{3}{4}$ PK yang dimodifikasi sebagai sistem pompa panas untuk mesin pengering pakaian berkapasitas 7 kg. kinerja termodinamika sistem ini dievaluasi melalui analisis energi dan eksergi dengan memvariasikan beban pakaian basah mulai dari 2,5 kg hingga 6,25 kg. Hasil pengujian menunjukkan bahwa inovasi ini berhasil menurunkan kebutuhan daya listrik pengering secara signifikan dari 2250 watt menjadi 1300 watt. Nilai *Coefficient of Perfomance* refrigerasi cenderung menurun seiring penambahan beban tetapi tetap aman karena selalau di bawah COP Carnot.

Berdasarkan evaluasi termodinamikanya, perbandingan antara efisiensi eksergi dan energi yang diproduksi oleh kompresor mengalami kerugian (*losses*) dan kehilangan kemampuan untuk dimanfaatkan. Dari berbagai variasi yang diuji, pembebanan sebesar 5,3 kg teridentifikasi sebagai kondisi operasi yang paling efektif karena mampu menghasilkan laju pengeringan tertinggi sebesar 0,6261 kg/jam. Hal ini membuktikan bahawa laju pengeringan berbanding lurus dengan jumlah eksergi yang dialirkan. Pada variasi beban 5,3 kg menghasilkan laju eksergi tertinggi yang dapat dimanfaatkan di kondensor sebesar 0,2880 kJ/s.

Penelitian yang dilakukan oleh Hermawan, (2018) mengkaji performa proses pengeringan pakaian berbahan 100% poliester menggunakan sistem pompa kalor melalui pendekatan analisis energi dan eksergi. Pengujian eksperimental tersebut dilakukan pada ruang pengering berdimensi 1 m × 1 m × 1 m dengan memantau perubahan temperatur udara yang mencapai rata-rata 48,86 °C dan kelembapan udara relatif pada kisaran rata-rata 23,66%.

Hasil pengamatan selama proses berlangsung menunjukkan bahwa sistem pengering pompa kalor ini mampu menghasilkan laju pengeringan yang stabil di angka 1,72 gram/menit. Dari segi evaluasi energi termodinamiknya, sistem ini tercatat mengonsumsi energi pengeringan rata-rata sebesar 0,14 kW dan mampu beroperasi dengan tingkat efisiensi energi yang tinggi mencapai 88,09%. Sementara itu, nilai eksergi pengeringan rata-rata berada pada angka 0,0014 kW dengan capaian efisiensi eksergi sebesar 72,93%.

Penelitian yang dilakukan oleh Balaraman et al., (2025) mengusulkan integrasi *Membrane Energy Recovery Ventilator* (MERV) pada sistem pengering pompa kalor untuk menekan tingginya konsumsi energi selama proses kondensasi dan pemanasan ulang. Kinerja termodinamika sistem ini dievaluasi melalui analisis eksergi dan dibandingkan dengan sistem baseline pada rentang suhu lingkungan 5-35°C serta kelembapan relatif 5-95%. Hasil kajian menunjukkan bahwa penggunaan MERV pada suhu lingkungan 35°C mampu mengurangi kehilangan panas sensibel sebesar 47-60% dalam proses dehumidifikasi yang berdampak langsung pada penurunan beban kondensor sebesar 45-50%.

Selain itu, tingkat irreversibilitas pada komponen evaporator dapat diturunkan hingga 59%. Hal ini sejalan dengan berkurangnya kebutuhan *input* eksergi keseluruhan sistem secara maksimal hingga 24,5%. Efisiensi eksergi yang dapat dicapai oleh sistem ini sebesar 10,2% pada kondisi lingkungan bersuhu 35°C dan RH 5. Adanya MERV menjadikan pengering beroperasi lebih dari dua kali lipat lebih efisien.

BAB III METODE PENELITIAN

3.1 Jenis Penelitian

Penelitian ini merupakan penelitian eksperimental yang bertujuan untuk mengevaluasi performa mesin pengering berbasis sistem kompresi uap tertutup dengan pendekatan analisis energi dan eksergi. Metode eksperimental dilakukan dengan cara mengopresikan mesin pengering dan melakukan pengukuran terhadap parameter-parameter yang diperlukan selama proses pengujian berlangsung.

Pengujian dilakukan tanpa menggunakan beban pengeringan, sehingga analisis dilakukan pada kondisi kerja maksimum dari sistem. Data yang diperoleh berupa temperatur udara dan tekanan refrigeran. Parameter temperatur diukur menggunakan sensor temperatur, sedangkan tekanan refrigeran diukur menggunakan manometer.

Data hasil pengukuran digunakan untuk menentukan sifat termodinamika refrigeran dan udara. Analisis energi dilakukan untuk mengetahui kinerja sistem berdasarkan kapasitas panas yang dapat dipindahkan dan *Coefficient of Performance*. Analisis eksergi digunakan untuk mengevaluasi kualitas energi dan mengidentifikasi irreversibilitas pada setiap komponen sistem.

3.2 Waktu dan Tempat Penelitian

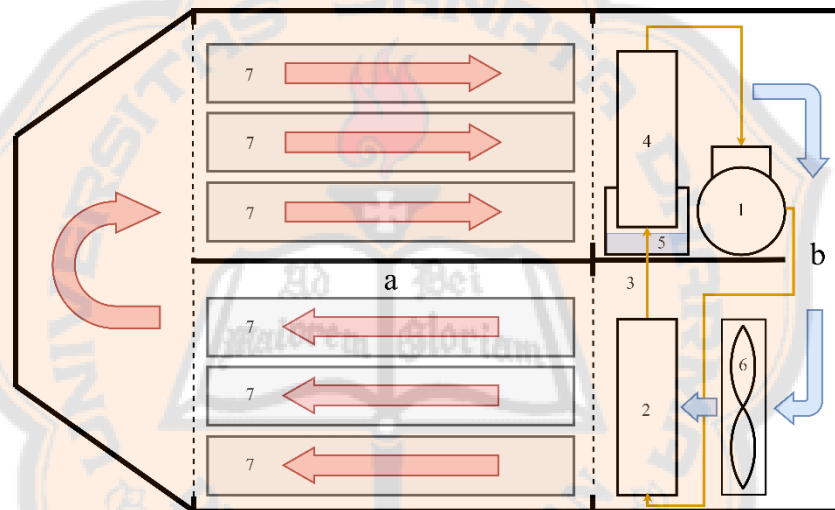
Penelitian ini dilakukan pada 4 November 2025, dengan pengujian dan pengambilan data selama 8 jam. Sedangkan pengolahan data dilakukan setelah data terkumpul. Penelitian dilakukan di Laboratorium Mekanika Fluida Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma, Yogyakarta. Pemilihan lokasi didasarkan pada ketersediaan alat dan kemudahan dalam pengambilan data secara langsung.

3.3 Objek Penelitian

Penelitian ini menggunakan mesin pengering berbasis kompresi uap dengan sistem udara tertutup. Secara keseluruhan, mesin ini berukuran 165,5 cm × 100 cm × 50 cm. Mesin ini terbuat dari besi *hollow* sebagai rangka penopang dan plat besi sebagai badan mesin. Untuk mencegah adanya kehilangan panas selama proses

pengeringan, mesin ini dilengkapi dengan insulasi berbahan *ceramic fiber* dengan ketebalan 2 cm. Penambahan insulasi ini hanya terdapat pada ruang pengeringan.

Mesin pengering ini terbagi menjadi dua bagian, yakni: a) ruang pengering dan b) ruang mesin kompresi uap. Pada ruang mesin terdapat beberapa komponen, yakni: kompresor, kondensor, pipa kapiler, evaporator, penampung air kondensat sementara, dan kipas. Sedangkan pada ruang pengering, hanya terdapat rak (*tray*) sebagai wadah beban pengering yang terdiri dari enam rak berbahan besi. Gambar 3.1 menunjukkan skema dari mesin pengering yang digunakan. Panah warna biru merepresentasikan udara dengan temperatur rendah, sedangkan panah warna merah merepresentasikan udara dengan temperatur tinggi.



Gambar 3.1 Skema Mesin Pengering Berbasis Sistem Kompresi Uap

Berikut adalah komponen-komponen mesin pengering berbasis kompresi uap yang digunakan pada penelitian ini.

1. Kompresor

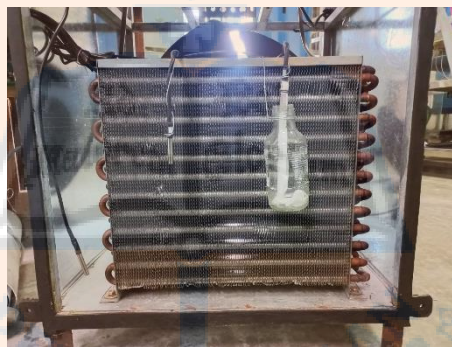
Kompresor berfungsi untuk menekan dan mensirkulasikan refrigeran. Kompresor yang digunakan adalah *hermetic reciprocating compressor* merek FUJI-KOBE tipe SR16 dengan daya 1/2 PK atau 368W. Fluida kerja yang digunakan adalah refrigerant R-134a.



Gambar 3.2 Kompresor Fuji-Kobe SR16 ½ PK

2. Kondensor

Kondensor digunakan pada proses pemanasan sensibel udara untuk menghasilkan udara yang panas dan kering. Kondensor yang digunakan adalah kondensor *chiller* dengan dimensi 33 cm × 33 cm × 12 cm. Kondensor ini berjenis pipa bersirip dengan pipa berbahan tembaga dan sirip berbahan aluminium.



Gambar 3.3 Kondensor Pipa Bersirip

3. Katup Ekspansi

Katup ekspansi berfungsi untuk menurunkan tekanan refrigeran pada proses *throttling*. Katup ekspansi yang digunakan adalah pipa kapiler tembaga dengan diameter luar (*OD*) 2,5 mm dan panjang 57 cm.



Gambar 3.4 Pipa Kapiler

4. Evaporator

Evaporator digunakan pada proses pendinginan dengan dehumidifikasi udara untuk memisahkan air yang terkandung pada udara setelah melewati beban pengeringan. Evaporator yang digunakan adalah evaporator *chiller* dengan dimensi 28 cm × 28 cm × 12 cm. Evaporator ini berjenis pipa bersirip dengan pipa berbahan tembaga dan sirip berbahan aluminium.



Gambar 3.5 Evaporator Pipa Bersirip

5. Kipas Sirkulasi

Kipas sirkulasi berfungsi untuk membantu pelepasan panas panas kondensor dan mensirkulasikan udara ke ruang pengering dan kembali ke ruang mesin. Kipas yang digunakan adalah kipas pada *outdoor* atau kondensor dari AC split dengan motor penggerak merek Welling tipe YDK 15-6J. Diameter kipas yang digunakan sebesar 42 cm dengan jumlah sudu sebanyak 5 buah yang dengan daya sebesar 40 W.



Gambar 3.6 Kipas Sirkulasi

6. Penampung Air Kondensat

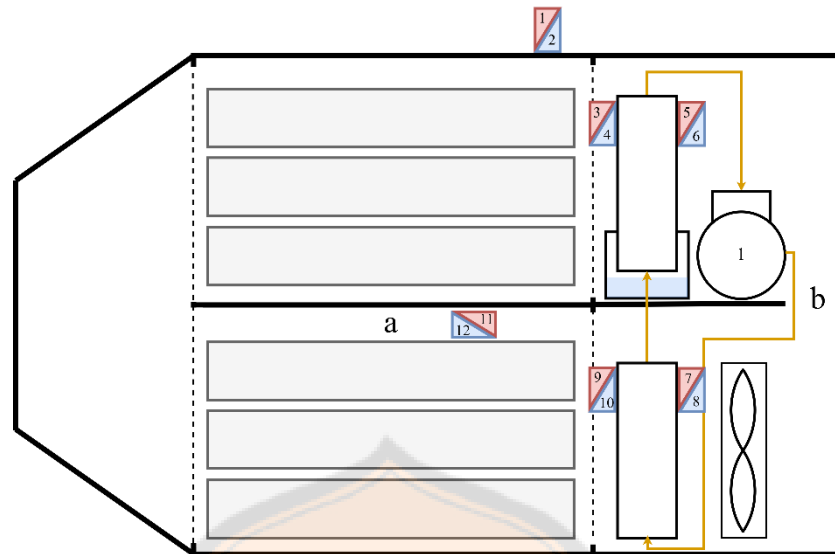
Penampung air kondensat berfungsi untuk menampung air kondensat yang terkondensasi pada evaporator. Penampung ini hanya bersifat sementara, jika penuh air akan dibuang ke luar sistem dengan bantuan selang. Penampung air terbuat dari akrilik, berbentuk persegi, dan diletakkan di bawah evaporator.

7. Beban Pengering

Pada penelitian ini, mesin diuji dengan tanpa adanya beban pengering. Sehingga penelitian ini mengasumsikan bahwa udara pengering yang melewati ruang pengering merupakan beban pengering itu sendiri.

3.4 Sistem Alat Ukur

Alat ukur merupakan perangkat yang penting dalam proses pengambilan data. Alat ukur temperatur yang digunakan adalah sensor DS18B20 berjumlah 12 sensor yang sudah dikalibrasi. Sensor-sensor ini terintegrasi dengan mikrokontroler Arduino Uno, sehingga memungkinkan untuk membaca serta mencatat data temperatur secara otomatis dan *real time*. Sedangkan alat ukur tekanan masih menggunakan manometer analog. Sehingga, pembacaan dan pencatatan data tekanan menggunakan cara manual. Manometer berjumlah dua buah yang berfungsi untuk mengukur tekanan pada sisi masuk dan keluar kompresor. Gambar 3.7 menunjukkan lokasi alat ukur pada mesin pengering yang digunakan.



Gambar 3.7 Skema Alat Ukur pada Mesin Pengering

Berikut ini adalah keterangan dari alat ukur yang digunakan pada penelitian mesin pengering.

1. Sensor temperatur bola kering lingkungan
2. Sensor temperatur bola basah lingkungan
3. Sensor temperatur bola kering sisi masuk evaporator
4. Sensor temperatur bola basah sisi masuk evaporator
5. Sensor temperatur bola kering sisi keluar evaporator
6. Sensor temperatur bola basah sisi keluar evaporator
7. Sensor temperatur bola kering sisi masuk kondensor
8. Sensor temperatur bola basah sisi masuk kondensor
9. Sensor temperatur bola kering sisi keluar kondensor
10. Sensor temperatur bola basah sisi keluar kondensor
11. Sensor temperatur dinding ruang pengering sisi luar
12. Sensor temperatur dinding ruang pengering sisi dalam

3.5 Variabel dan Jenis Data Penelitian

3.5.1 Variabel Penelitian

Variabel penelitian merupakan parameter yang digunakan dalam proses pengujian dan analisis kinerja mesin pengering berbasis kompresi uap. Pada penelitian ini dibagi menjadi variabel terukur, variabel tetap, dan variabel terhitung.

3.5.1.1 Variabel Terukur

Variabel terukur merupakan parameter yang diperoleh secara langsung melalui proses pengukuran selama pengujian berlangsung. Variabel terukur pada penelitian ini meliputi temperatur udara pengering dan tekanan refrigeran. Variabel terukur disajikan pada Tabel 3.1.

Tabel 3.1 Variabel Terukur

No.	Simbol	Keterangan	Satuan
1.	P_H	Tekanan refrigeran sisi keluar kompresor	kPa
2.	P_L	Tekanan refrigeran sisi masuk kompresor	kPa
3.	T_0	Temperatur bola kering pada lingkungan	K
4.	$T_{WB,0}$	Temperatur bola basah pada lingkungan	K
5.	$T_{ch,out}$	Temperatur dinding ruang pengering sisi luar	K
6.	$T_{ch,in}$	Temperatur dinding ruang pengering sisi dalam	K
7.	$T_{DB,1a}$	Temperatur bola kering pada sisi masuk kondensor	K
8.	$T_{WB,1a}$	Temperatur bola basah pada sisi masuk kondensor	K
9.	$T_{DB,2a}$	Temperatur bola kering pada sisi keluar kondensor	K
10.	$T_{WB,2a}$	Temperatur bola basah pada sisi keluar kondensor	K
11.	$T_{DB,3a}$	Temperatur bola kering pada sisi masuk evaporator	K
12.	$T_{WB,3a}$	Temperatur bola basah pada sisi masuk evaporator	K
13.	$T_{DB,4a}$	Temperatur bola kering pada sisi keluar evaporator	K
14.	$T_{WB,4a}$	Temperatur bola basah pada sisi keluar evaporator	K

3.5.1.2 Variabel Tetap

Variabel tetap merupakan parameter yang dijaga konstan selama proses pengujian supaya tidak mempengaruhi hasil penelitian. Variabel tetap pada penelitian ini semuanya diasumsikan konstan atau pada kondisi tunak. Berikut merupakan variabel tetap pada penelitian ini.

Tabel 3.2 Variabel Tetap

No.	Simbol	Keterangan	Satuan
1.	P_0	Tekanan udara lingkungan	kPa
2.	η_s	Efisiensi kompresor isentropik	-
3.	\dot{W}_{fan}	Daya kipas	kW

3.5.1.3 Variabel Terhitung

Variabel terhitung atau variabel hasil merupakan parameter yang diperoleh dari hasil pengolahan data dan perhitungan berdasarkan variabel terukur. Variabel hasil dalam penelitian ini adalah sebagai berikut, dengan “i” merupakan titik atau komponen yang ditinjau.

Tabel 3.3 Variabel Terhitung

No.	Simbol	Keterangan	Satuan
1.	\dot{W}_{comp}	Daya kompresor	kW
2.	\dot{Q}_{cond}	Laju perpindahan panas pada kondensor	kW
3.	\dot{Q}_{evap}	Laju perpindahan panas pada evaporator	kW
4.	\dot{Q}_{dh}	Laju perpindahan panas pada proses dehumidifikasi	kW
5.	\dot{Q}_{dryer}	Laju perpindahan panas pada pengering	kW
6.	\dot{Q}_{loss}	Laju perpindahan panas yang hilang	kW
7.	COP_{system}	<i>Coefficient of Performance</i> (COP) keseluruhan sistem	-
8.	COP_{VCRC}	<i>Coefficient of Performance</i> (COP) sistem siklus kompresi uap	-
9.	$e_{x,i}$	Eksergi spesifik setiap titik pada siklus kompresi uap	kJ/kg
10.	$e_{x,ia}$	Eksergi spesifik setiap titik pada siklus udara	kJ/kg
11.	\dot{I}_i	Laju destruksi eksergi pada setiap komponen	kW
12.	RI_i	Irreversibilitas relatif pada setiap komponen	-
13.	Ψ_{system}	Efisiensi eksergi sistem keseluruhan	-
14.	Ψ_{VCRC}	Efisiensi eksergi sistem siklus kompresi uap	-

3.5.2 Jenis Data Penelitian

Jenis data yang digunakan pada penelitian ini terdiri dari data primer dan data sekunder.

3.5.2.1 Data Primer

Data primer merupakan data yang diperoleh secara langsung dari hasil pengukuran selama proses pengujian mesin pengering. Data primer pada penelitian ini adalah sebagai berikut.

1. Temperatur udara pengering (temperatur bola kering dan bola basah).
2. Tekanan refrigeran pada sisi tekanan rendah dan tekanan tinggi.
3. Kecepatan aliran udara.

3.5.2.2 Data Sekunder

Data sekunder merupakan data yang diperoleh dari sumber lain sebagai pendukung proses analisis. Data sekunder pada penelitian ini adalah sebagai berikut.

1. Sifat termodinamika refrigeran yang diperoleh dari tabel termodinamika dan bantuan *add-ins* Refprop pada Microsoft Excel.
2. Sifat termodinamika udara pengering yang diperoleh melalui diagram psikrometri dan bantuan *add-ins* CoolProp pada Microsoft Excel.

3.6 Metode Pengambilan Data

Metode pengambilan data pada penelitian ini dilakukan secara langsung melalui pengukuran pada pengoperasian mesin tanpa beban. Data yang diambil meliputi temperatur udara dan tekanan refrigeran. Data temperatur diambil secara otomatis dengan menggunakan sensor temperatur DS18B20 yang terintegrasi dengan Arduino UNO. Sensor temperatur ditempatkan pada beberapa titik untuk memperoleh data temperatur udara. Data temperatur direkam secara periodik selama sistem beroperasi.

Sementara itu, pengukuran tekanan refrigeran dilakukan secara manual dengan mengamati dan mencatat tekanan pada manometer sisi tekanan rendah dan tekanan tinggi. Pembacaan dan pencatatan tekanan dilakukan secara periodik bersamaan dengan waktu pengambilan data temperatur. Proses pengambilan data dimulai dari

awal mesin beroperasi. Pengambilan data dilakukan setiap 10 menit dengan durasi pengujian selama 8 jam.

3.7 Metode Pengolahan Data

Data hasil pengukuran yang diperoleh selama proses pengujian berupa kemudian diolah untuk mendapatkan parameter yang dibutuhkan dalam analisis. Pengolahan data dibagi menjadi dua bagian, yakni: 1) menentukan parameter termodinamika dan perhitungan analisis energi serta eksergi pada sistem kompresi uap, dan 2) menentukan parameter termodinamika dan perhitungan analisis energi serta eksergi pada proses psikrometri udara pengering.

Pada sistem siklus kompresi uap, data tekanan sisi rendah dan tinggi digunakan untuk menentukan sifat termodinamika refrigeran. Sifat refrigeran berupa entalpi dan entropi yang diperoleh dengan bantuan *add-ins* Refprop pada Microsoft Excel. Refprop merupakan akronim dari *Reference Fluid Properties*, sebuah *software* yang dikembangkan oleh *National Institute of Standards and Technology* (NIST) (Lemmon et al., 2018). Nilai sifat termodinamika tersebut digunakan untuk menghitung parameter performa, yakni: laju perpindahan kalor pada kondensor dan evaporator, COP, laju eksergi dan irreversibilitas setiap komponen, dan efisiensi eksergi sistem. Parameter performa ini dihitung menggunakan Microsoft Excel.

Sedangkan pada proses psikrometrik, data temperatur bola kering dan temperatur bola basah digunakan untuk menentukan sifat termodinamika udara. Sifat termodinamika udara berupa entalpi, rasio kelembapan, dan volume spesifik yang diperoleh dengan bantuan *add-ins* CoolProp pada Microsoft Excel. CoolProp merupakan *library* properti fluida *open-source* yang menyediakan perhitungan sifat termodinamika yang dikembangkan oleh Bell et al., (2014). Nilai sifat termodinamika tersebut digunakan untuk menghitung parameter pada analisis energi dan eksergi udara.

Penggunaan *add-ins* Refprop dan CoolProp pada Microsoft Excel dalam penelitian ini bertujuan untuk mempermudah dan meningkatkan ketelitian dalam menentukan sifat termodinamika fluida. Sifat termodinamika pada refrigeran umumnya diperoleh dengan tabel termodinamika dan diagram P-h, sedangkan sifat termodinamika pada udara umumnya diperoleh dengan diagram psikrometri.

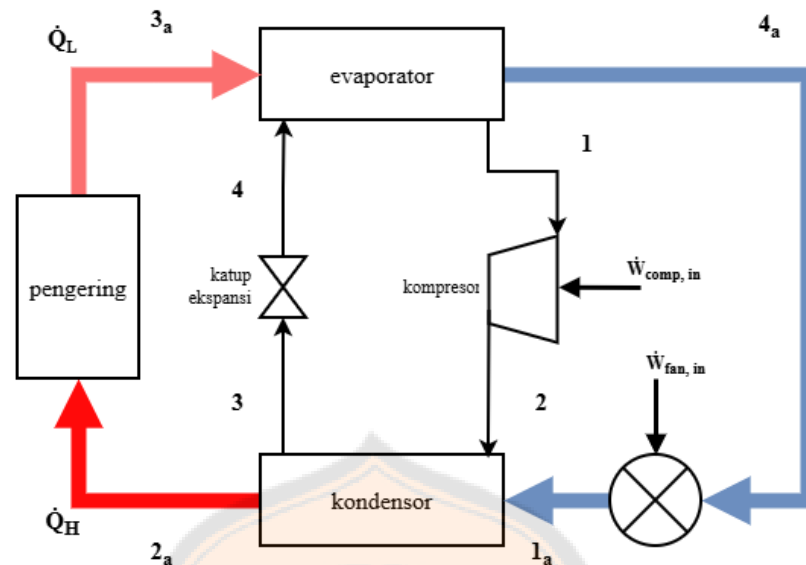
Metode tersebut berpotensi menimbulkan kesalahan pembacaan dan kediakakuratan hasil. Dengan menggunakan *add-ins* tersebut, sifat-sifat termodinamika dapat diperoleh secara lebih cepat, akurat, dan konsisten. Selain itu, perhitungan dengan Microsoft Excel memungkinkan proses pengolahan data yang sistematis dan efisien, serta memudahkan dalam penyajian hasil dalam bentuk tabel dan grafik.

3.8 Proses Pengeringan pada Mesin Pengering

Siklus kerja pengeringan ini bekerja pada siklus tertutup yang dapat dilihat pada Gambar 3.8. Pada siklus tertutup, udara diputar untuk memindahkan panas dan kelembapan secara kontinyu. Udara dipanaskan melalui kondensor hingga menjadi udara panas dan kering. Proses pemanasan ini menurunkan kelembapan relatif udara. Sehingga, udara tersebut memiliki kapasitas untuk menyerap uap air.

Udara panas dan kering ini dialirkan ke dalam ruang pengering melalui material dengan bantuan kipas. Pada tahap ini, terjadi perpindahan panas dari udara ke material yang menyebabkan penguapan air pada material dan berpindah ke udara. Udara panas dan kering berubah menjadi udara panas yang lembab karena mengandung uap air dari material yang dikeringkan.

Udara panas dan lembab kemudian diarahkan menuju evaporator untuk mengalami proses pendinginan dengan dehumidifikasi. Karena suhu evaporator lebih rendah, maka uap air pada udara akan mencapai titik jenuh dan mengalami proses kondensasi. Uap air berubah menjadi cair atau disebut dengan kondensat dan dikeluarkan dari sistem. Sehingga, udara yang melewati evaporator menjadi dingin dan kering. Udara dingin dan kering ini disirkulasikan kembali menuju kondensor untuk dipanaskan ulang.



Gambar 3.8 Skema Siklus Kerja Sistem *Heat Pump Dryer*

3.8.1 Kestimbangan Energi dan Eksergi Sistem Kompresi Uap dan Proses Psikrometrik Udara

Analisis keseluruhan sistem dilakukan berdasarkan pada Hukum Pertama Termodinamika yang menyatakan kestimbangan energi. Energi yang masuk ke dalam sistem sama dengan energi yang keluar. Oleh karena itu, energi yang dilepaskan oleh refrigeran akan sama dengan energi yang diserap oleh udara. Selanjutnya, kestimbangan energi dan eksergi dalam sistem dapat dianalisis menggunakan persamaan-persamaan berikut.

3.8.1.1 Kompresor

Kestimbangan energi dan eksergi pada kompresor masing-masing dapat diperoleh menggunakan Persamaan 2.10 dan Persamaan 2.12.

3.8.1.2 Kondensator

Kestimbangan energi pada kondensator dapat diperoleh dengan menggunakan Persamaan 3.1 berikut.

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_r(h_2 - h_3) = \dot{m}_a(h_{2a} - h_{1a}) \quad (3.1)$$

dengan:

\dot{Q}_{cond} : laju panas yang dilepaskan kondensator (kW)

\dot{m}_r : laju aliran massa refrigeran (kg/s)

h_2	: entalpi refrigeran pada sisi masuk kondensor	(kJ/kg)
h_3	: entalpi refrigeran pada sisi keluar kondensor	(kJ/kg)
\dot{m}_a	: laju aliran massa udara	(kg/s)
h_{2a}	: entalpi udara pada sisi masuk kondensor	(kJ/kg)
h_{1a}	: entalpi udara pada sisi keluar kondensor	(kJ/kg)

Kesetimbangan eksergi pada kondensor dapat diperoleh dengan menggunakan Persamaan 3.2 berikut.

$$\dot{I}_{\text{cond}} = \dot{m}_r(e_{x,2} - e_{x,3}) + \dot{m}_a(e_{x,1a} - e_{x,2a}) \quad (3.2)$$

dengan:

\dot{I}_{cond}	: laju destruksi eksergi pada kondensor	(kW)
\dot{m}_r	: laju aliran massa refrigeran	(kg/s)
$e_{x,2}$: eksergi spesifik refrigeran pada sisi masuk kondensor	(kJ/kg)
$e_{x,3}$: eksergi spesifik refrigeran pada sisi keluar kondensor	(kJ/kg)
\dot{m}_a	: laju aliran massa udara	(kg/s)
$e_{x,1a}$: eksergi spesifik udara pada sisi masuk kondensor	(kJ/kg)
$e_{x,2a}$: eksergi spesifik udara pada sisi keluar kondensor	(kJ/kg)

3.8.1.3 Katup Ekspansi

Kesetimbangan energi dan eksergi pada katup ekspansi masing-masing dapat diperoleh menggunakan Persamaan 2.18 dan Persamaan 2.20.

3.8.1.4 Evaporator

Kesetimbangan energi pada evaporator dapat diperoleh dengan menggunakan Persamaan 3.3 berikut.

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_r(h_1 - h_4) = \dot{m}_a(h_{3a} - h_{4a}) + \dot{m}_w h_w \quad (3.3)$$

dengan:

\dot{Q}_{evap}	: laju panas yang dilepaskan evaporator	(kW)
\dot{m}_r	: laju aliran massa refrigeran	(kg/s)
h_1	: entalpi refrigeran pada sisi keluar evaporator	(kJ/kg)

h_4	: entalpi refrigeran pada sisi masuk evaporator	(kJ/kg)
\dot{m}_a	: laju aliran massa udara	(kg/s)
h_{3a}	: entalpi udara pada sisi masuk evaporator	(kJ/kg)
h_{4a}	: entalpi udara pada sisi keluar evaporator	(kJ/kg)
\dot{m}_w	: laju aliran massa air kondensat	(kg/s)
h_w	: entalpi air kondensat	(kJ/kg)

Kesetimbangan eksergi pada evaporator dapat diperoleh dengan menggunakan Persamaan 3.4 berikut.

$$\dot{I}_{\text{evap}} = \dot{m}_r(e_{x,4} - e_{x,1}) + \dot{m}_a(e_{x,3a} - e_{x,4a}) - \dot{m}_w e_{x,w} \quad (3.4)$$

dengan:

\dot{I}_{evap}	: laju destruksi eksergi pada evaporator	(kW)
\dot{m}_r	: laju aliran massa refrigeran	(kg/s)
$e_{x,4a}$: eksergi spesifik refrigeran pada sisi masuk evaporator	(kJ/kg)
$e_{x,1a}$: eksergi spesifik refrigeran pada sisi keluar evaporator	(kJ/kg)
\dot{m}_a	: laju aliran massa udara	(kg/s)
$e_{x,3a}$: eksergi spesifik udara pada sisi masuk evaporator	(kJ/kg)
$e_{x,4a}$: eksergi spesifik udara pada sisi keluar evaporator	(kJ/kg)
\dot{m}_w	: laju aliran massa air kondensat	(kg/s)
$e_{x,w}$: eksergi spesifik air kondensat	(kJ/kg)

3.8.1.5 Kipas Sirkulasi

Kesetimbangan energi pada kipas sirkulasi dapat diperoleh dengan menggunakan Persamaan 3.5 berikut.

$$\dot{W}_{\text{fan}} = \dot{m}_a(h_{1a} - h_{4a}) \quad (3.5)$$

dengan:

\dot{W}_{fan}	: daya kipas sirkulasi	(kW)
\dot{m}_a	: laju aliran massa udara	(kg/s)
h_{1a}	: entalpi udara pada sisi keluar kipas sirkulasi	(kJ/kg)
h_{4a}	: entalpi udara pada sisi masuk kipas sirkulasi	(kJ/kg)

Kesetimbangan eksergi pada kipas sirkulasi dapat diperoleh dengan menggunakan Persamaan 3.6 berikut.

$$\dot{I}_{\text{fan}} = \dot{W}_{\text{fan}} + \dot{m}_a(e_{x,4a} - e_{x,1a}) \quad (3.6)$$

dengan:

\dot{I}_{fan}	: laju destruksi eksergi pada kipas	(kW)
\dot{W}_{fan}	: daya kipas sirkulasi	(kW)
\dot{m}_a	: laju aliran massa udara	(kg/s)
$e_{x,4a}$: eksergi spesifik udara pada sisi masuk kipas sirkulasi	(kJ/kg)
$e_{x,1a}$: eksergi spesifik udara pada sisi keluar kipas sirkulasi	(kJ/kg)

3.8.1.6 Ruang Pengereng

Pengujian dilakukan tanpa ada beban, sehingga tidak ada air yang diuapkan dari material. Energi pada ruang pengereng merupakan energi panas yang disuplai oleh udara melalui ruang pengereng. Jumlah energi panas pada ruang pengereng dapat diperoleh dengan menggunakan Persamaan 3.7 berikut.

$$\dot{Q}_{\text{dryer}} = \dot{m}_a c_p \Delta T_{\text{dryer}} \quad (3.7)$$

dengan:

\dot{Q}_{dryer}	: laju energi panas yang melalui ruang pengereng	(kW)
\dot{m}_a	: laju aliran massa udara	(kg/s)
c_p	: panas spesifik udara pengereng	(kJ/kgK)
ΔT_{dryer}	: selisih temperatur udara masuk dan keluar pengereng	(K)

Kesetimbangan eksergi pada ruang pengereng yang dianggap dapat diperoleh dengan menggunakan Persamaan 3.8 berikut.

$$\dot{I}_{\text{ch}} = \dot{m}_a(e_{x,2a} - e_{x,3a}) \quad (3.8)$$

dengan:

\dot{I}_{ch}	: laju destruksi eksergi pada ruang pengereng	(kW)
\dot{m}_a	: laju aliran massa udara	(kg/s)

- $e_{x,2a}$: eksergi spesifik udara pada sisi keluar kondensor (kJ/kg)
 $e_{x,3a}$: eksergi spesifik udara pada sisi masuk evaporator (kJ/kg)

3.8.1.7 Total Energi pada Sistem

Total energi pada sistem merupakan penjumlahan energi pada ruang pengering dengan total energi berguna pada mesin kompresi uap. Total energi pada sistem dihitung dengan menggunakan Persamaan 3.9.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{total}} &= \dot{Q}_{\text{dryer}} + \dot{Q}_{\text{VCRC}} \\ \dot{Q}_{\text{total}} &= \dot{Q}_{\text{dryer}} + (\dot{Q}_{\text{cond}} + \dot{Q}_{\text{dh}}) \end{aligned} \quad (3.9)$$

Dengan energi panas untuk dehumidifikasi sebagai berikut.

$$\dot{Q}_{\text{dh}} = \dot{Q}_{\text{evap,ref}} - \dot{Q}_{\text{evap,a}} \quad (3.10)$$

dengan:

- \dot{Q}_{total} : total laju energi panas pada sistem (kW)
 \dot{Q}_{dryer} : laju energi panas yang disuplai oleh udara pada ruang pengering (kW)
 \dot{Q}_{VCRC} : total laju energi pada mesin kompresi uap (kW)
 \dot{Q}_{cond} : laju energi panas yang dilepas oleh kondensor (kW)
 \dot{Q}_{dh} : laju energi panas dehumidifikasi (kW)
 $\dot{Q}_{\text{evap,ref}}$: laju energi panas yang diserap refrigeran pada evaporator (kW)
 $\dot{Q}_{\text{evap,a}}$: laju energi panas yang diserap udara pada evaporator (kW)

3.8.1.8 Kehilangan Energi Sistem ke Lingkungan (*Energy Losses*)

Kehilangan energi merupakan representasi dari energi panas yang tidak terkonversi menjadi energi yang berguna, melainkan terbuang ke lingkungan. Dalam perhitungan neraca energi pada sistem *heat pump dryer* ini, kehilangan energi dihitung dengan meninjau sistem sebagai volume kontrol. Besarnya kehilangan energi sistem didefinisikan sebagai selisih total kapasitas termal dengan total kerja masukan, dengan Persamaan 3.11.

$$\dot{Q}_{\text{loss}} = \dot{Q}_{\text{total}} - \dot{W}_{\text{total}} \quad (3.11)$$

dengan:

\dot{Q}_{loss} : laju energi panas yang terbuang ke lingkungan (kW)

\dot{Q}_{total} : total laju energi panas pada sistem (kW)

\dot{W}_{total} : total daya masukkan (kW)

3.8.1.9 Coefficient of Performance

Coefficient of Performance digunakan untuk mengevaluasi efisiensi termal siklus refrigerasi kompresi uap. Pada *heat pump dryer*, efek berguna yang dihasilkan terdiri dari pelepasan panas pada kondensor untuk memanaskan udara dan penyerapan panas laten pada evaporator untuk proses dehumidifikasi. COP energi pada keseluruhan sistem dan pada sistem siklus kompresi uap masing-masing dapat dihitung menggunakan Persamaan 3.12 dan Persamaan 3.12.

$$COP_{\text{system}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}} + \dot{Q}_{\text{dh}}}{\dot{W}_{\text{comp}} + \dot{W}_{\text{fan}}} \quad (3.12)$$

$$COP_{\text{VCRC}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}} + \dot{Q}_{\text{dh}}}{\dot{W}_{\text{comp}}} \quad (3.13)$$

dengan:

COP_{system} : COP energi pada keseluruhan sistem pengering

COP_{VCRC} : COP energi pada sistem kompresi uap

\dot{Q}_{cond} : laju energi panas yang dilepas kondensor (kW)

\dot{Q}_{dh} : laju energi panas untuk dehumidifikasi (kW)

\dot{W}_{comp} : daya kompresor (kW)

\dot{W}_{fan} : daya kipas sirkulasi (kW)

3.8.1.10 Efisiensi Eksergi

Efisiensi eksergi sistem keseluruhan merupakan efisiensi maksimum dikurangi dengan perbandingan antara jumlah total destruksi eksergi setiap komponen dengan jumlah daya yang diberikan ke sistem. Efisiensi eksergi sistem dan pada sistem siklus kompresi uap masing-masing dapat dihitung menggunakan Persamaan 3.14 dan Persamaan 3.15.

$$\psi_{\text{system}} = 1 - \frac{\sum \dot{I}_{\text{system}}}{\dot{W}_{\text{comp}} + \dot{W}_{\text{fan}}} \quad (3.14)$$

$$\psi_{\text{VCRC}} = 1 - \frac{\sum \dot{I}_{\text{VCRC}}}{\dot{W}_{\text{comp}}} \quad (3.15)$$

dengan:

ψ_{system} : efisiensi eksergi sistem keseluruhan

ψ_{VCRC} : efisiensi eksergi sistem siklus kompresi uap

$\sum \dot{I}_{\text{system}}$: laju destruksi eksergi total pada sistem (kW)

$\sum \dot{I}_{\text{VCRC}}$: laju destruksi eksergi total pada sistem kompresi uap (kW)

\dot{W}_{comp} : daya kompresor (kW)

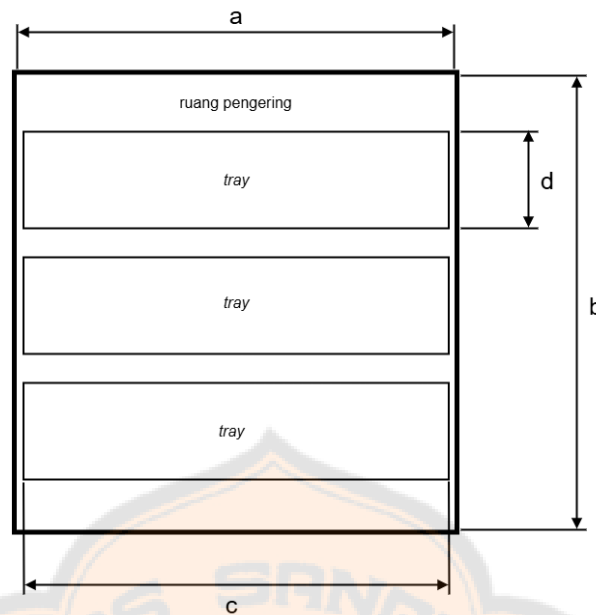
\dot{W}_{fan} : daya kipas sirkulasi (kW)

3.8.2 Parameter Pendukung

Parameter pendukung sangat dibutuhkan dalam proses analisis pada penelitian ini. Parameter yang dibutuhkan yaitu: (1) Luas permukaan saluran udara efektif dan (2) Laju aliran massa udara.

3.8.2.1 Luas Penampang Jalur Udara

Luas permukaan saluran udara (*ducting*) efektif merupakan luasan yang dapat dilalui udara tanpa halangan. Skema jalur udara pada ruang pengering ditunjukkan pada Gambar 3.9. Dimensi dari permukaan ruang pengering dan *tray* disajikan pada Tabel 3.4



Gambar 3.9 Skema Penampang Jalur Udara pada Ruang Pengering

Tabel 3.4 Dimensi Jalur Udara pada Ruang Pengering

Segmen	Besaran	Nilai	Satuan
Ruang Pengering	lebar (<i>a</i>)	0,455	m
	tinggi (<i>b</i>)	0,470	m
	lebar (<i>c</i>)	0,440	m
Tray	tinggi (<i>d</i>)	0,100	m
	jumlah (<i>n</i>)	3	unit

Luas penampang saluran udara (*ducting*) efektif dihitung menggunakan Persamaan 3.16

$$A_{\text{eff}} = A_{\text{ch}} - (A_{\text{tray}} \cdot n) \quad (3.16)$$

$$A_{\text{eff}} = a \cdot b - (c \cdot d \cdot n)$$

dengan:

- A_{eff} : luas penampang efektif (m^2)
- A_{ch} : luas penampang ruang pengering (m^2)
- A_{tray} : luas penampang *tray* (m^2)
- n : jumlah tray

3.8.2.2 Laju Aliran Massa Udara

Laju aliran massa udara dipengaruhi oleh luas penampang efektif, volume spesifik udara, dan kecepatan udara. Kecepatan udara diukur menggunakan anemometer. Nilai ini dianggap sama pada semua titik sepanjang waktu pengujian. Laju aliran massa udara dihitung menggunakan Persamaan 3.17.

$$\dot{m}_a = \frac{A_{\text{eff}} \cdot V_a}{v_a} \quad (3.17)$$

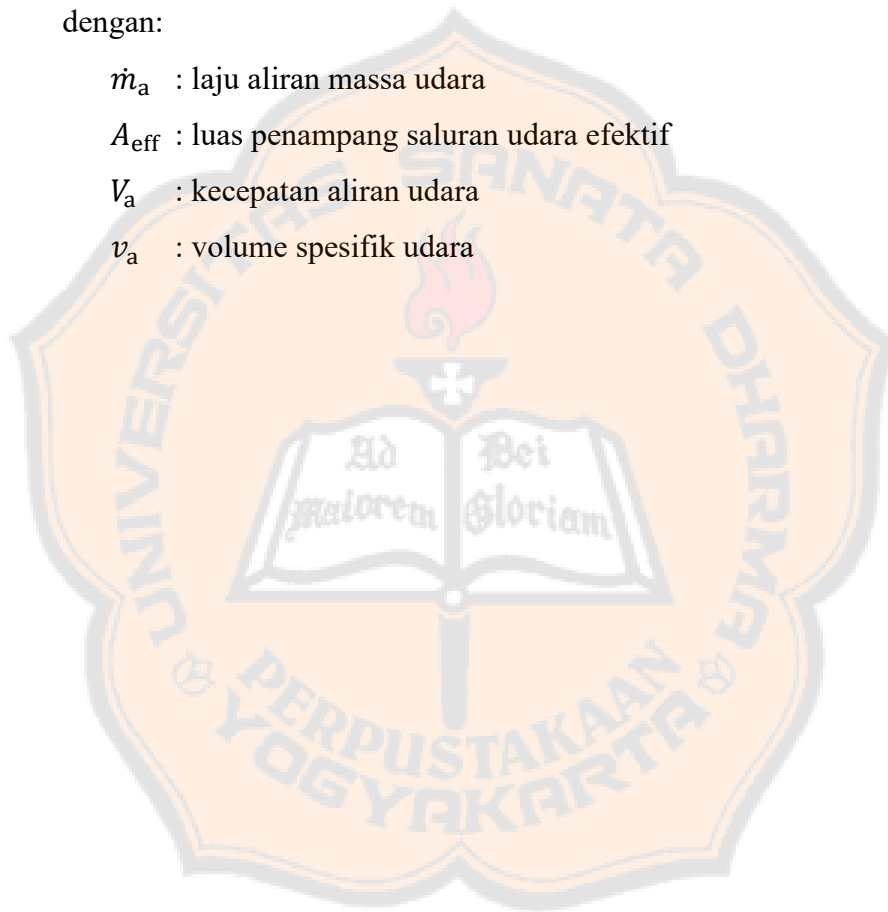
dengan:

\dot{m}_a : laju aliran massa udara (kg/s)

A_{eff} : luas penampang saluran udara efektif (m²)

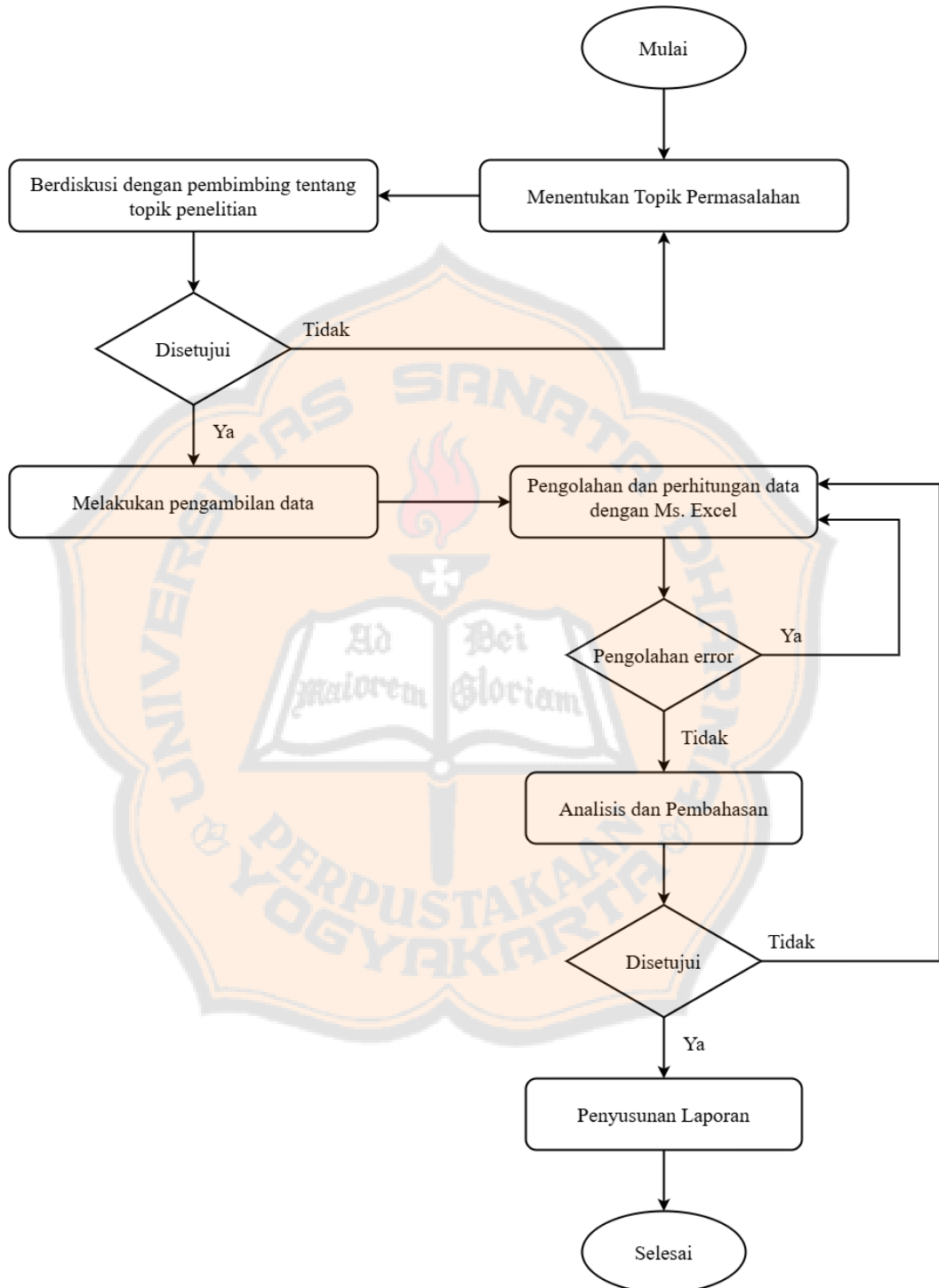
V_a : kecepatan aliran udara (m/s)

v_a : volume spesifik udara (m³/kg)



3.9 Alur Penelitian

Tahapan pelaksanaan penelitian yang dilakukan oleh peneliti disajikan dalam Gambar 3.10.



Gambar 3.10 Diagram Alur Penelitian

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Penelitian

Data pengujian yang terdiri dari temperatur udara dan tekanan refrigeran dirangkum dan disajikan pada Tabel 4.1.

Tabel 4.1 Data Hasil Pengujian Tanpa Beban Selama 8 Jam

Menit ke-	Temperatur (°C)												Tekanan (Psi)	
	Lingkungan		Dinding Pening		Kondensor				Evaporator				Kompresor	
	T ₀	T _{WB,0}	T _{Ch,out}	T _{Ch,in}	T _{DB,1a}	T _{WB,1a}	T _{DB,2a}	T _{WB,2a}	T _{DB,3a}	T _{WB,3a}	T _{DB,4a}	T _{WB,4a}	P _H	P _L
10	27,89	24,80	20,03	21,21	21,84	18,58	29,69	20,07	26,17	16,85	20,06	15,61	130,00	15,00
20	28,21	25,31	20,73	23,32	23,06	19,36	33,24	21,28	29,19	17,80	21,28	16,18	145,00	17,00
30	28,77	25,75	22,10	26,00	25,45	21,26	36,75	23,23	32,27	19,89	23,67	18,22	155,00	20,00
40	29,51	26,06	23,83	28,95	28,00	23,37	40,30	25,23	35,44	21,84	26,22	20,31	167,00	25,00
50	30,57	26,00	25,71	31,96	32,61	25,49	43,81	27,17	38,46	23,82	28,83	22,42	185,00	25,00
60	30,82	26,38	27,60	34,90	33,39	27,68	45,06	29,18	41,32	26,00	31,61	24,77	200,00	30,00
70	30,70	26,44	29,39	37,65	36,16	29,79	45,78	31,06	43,79	27,98	34,38	26,95	215,00	35,00
80	32,32	26,76	31,06	40,21	39,00	31,58	47,31	32,58	46,21	31,94	37,21	31,21	220,00	35,00
90	32,13	27,07	32,49	42,45	42,05	32,30	50,43	33,25	48,13	32,53	40,26	31,84	225,00	40,00
100	32,50	27,07	33,73	44,43	44,66	32,58	51,42	33,37	49,89	32,43	42,87	31,87	230,00	40,00
110	32,32	26,88	34,79	46,16	46,55	32,87	52,98	33,74	51,37	32,62	44,76	31,99	235,00	40,00
120	32,13	27,32	35,60	47,57	47,88	33,26	54,25	34,22	52,57	33,13	46,10	32,42	235,00	40,00
130	31,63	27,58	36,22	48,72	48,99	33,70	55,28	34,77	53,51	33,67	47,20	32,89	235,00	45,00
140	31,63	27,45	36,70	49,68	50,11	34,09	56,43	35,20	54,50	34,11	48,32	33,29	240,00	40,00
150	32,75	27,45	37,18	50,58	50,94	34,32	57,21	35,57	55,21	34,52	49,15	33,59	240,00	45,00
160	31,13	27,20	37,33	51,09	51,33	34,32	57,57	35,69	55,48	34,65	49,54	33,63	240,00	45,00
170	31,32	27,51	37,34	51,41	51,66	34,37	57,87	35,63	55,81	34,54	49,87	33,63	240,00	45,00
180	31,57	27,45	37,59	51,92	52,21	34,54	58,60	35,94	56,36	34,88	50,42	33,85	240,00	40,00
190	31,13	27,14	37,56	52,11	52,27	34,59	58,42	36,17	56,36	35,19	50,48	34,03	240,00	43,00
200	32,07	27,70	37,59	52,31	52,50	34,71	58,71	36,23	56,63	35,32	50,71	34,21	240,00	43,00
210	32,88	27,70	37,90	52,75	53,05	34,81	59,44	36,30	57,13	35,34	51,25	34,25	243,00	43,00
220	31,94	27,58	38,06	53,01	53,27	34,76	59,55	36,36	57,35	35,43	51,48	34,26	243,00	43,00
230	32,38	27,64	38,00	53,01	53,38	34,54	59,62	36,18	57,40	35,33	51,59	34,14	243,00	43,00
240	32,63	27,83	38,03	53,07	53,38	34,32	59,68	35,94	57,45	34,94	51,59	33,75	243,00	43,00
250	31,63	27,70	38,16	53,20	53,72	34,09	59,98	35,69	57,73	34,52	51,93	33,34	245,00	43,00
260	31,44	27,64	38,50	53,52	54,05	33,98	60,29	35,69	58,01	34,53	52,25	33,27	245,00	43,00
270	32,75	27,83	38,68	53,65	54,21	33,98	60,64	35,69	58,22	34,60	52,42	33,34	245,00	43,00
280	34,06	27,96	39,00	53,91	54,55	34,04	60,95	35,75	58,50	34,73	52,76	33,47	245,00	43,00
290	33,69	27,83	39,08	53,91	54,94	34,20	61,37	35,88	58,83	34,91	53,15	33,69	245,00	43,00
300	33,00	27,83	39,23	53,97	55,10	34,20	61,43	36,06	58,99	35,09	53,31	33,72	245,00	43,00
310	31,76	27,70	39,52	54,16	55,27	34,26	61,62	36,00	59,11	35,01	53,48	33,74	246,00	45,00
320	31,07	27,32	39,82	54,35	55,21	34,09	61,37	35,94	58,99	34,89	53,42	33,53	245,00	43,00
330	32,44	27,64	40,07	54,48	55,16	34,04	61,37	35,88	59,05	34,89	53,37	33,53	245,00	43,00
340	33,44	27,64	40,37	54,67	55,32	34,04	61,85	35,75	59,22	34,64	53,53	33,38	245,00	43,00
350	32,56	27,83	40,36	54,55	55,49	34,09	61,79	35,88	59,32	34,96	53,70	33,65	247,00	43,00
360	33,50	27,83	40,47	54,55	55,32	34,09	61,79	35,94	59,16	35,21	53,53	33,87	247,00	43,00
370	30,95	27,45	40,50	54,48	55,38	34,09	61,61	35,94	59,22	35,15	53,59	33,81	247,00	43,00
380	32,69	27,70	40,40	54,29	54,99	33,98	61,37	35,69	58,83	34,95	53,20	33,71	245,00	43,00
390	31,26	27,70	40,34	54,16	55,16	34,04	61,37	35,75	58,94	35,00	53,37	33,76	246,00	43,00
400	30,32	27,39	40,27	54,03	54,88	33,98	61,19	35,69	58,67	35,04	53,09	33,81	246,00	43,00
410	31,44	27,83	40,06	53,78	54,71	33,92	61,19	35,58	58,61	34,93	52,92	33,74	246,00	43,00
420	32,88	27,77	40,00	53,71	54,71	33,87	60,95	35,58	58,56	35,10	52,92	33,88	246,00	43,00
430	30,82	27,58	39,99	53,71	54,71	33,92	61,01	35,58	58,56	35,07	52,92	33,89	246,00	43,00
440	32,13	27,89	39,89	53,65	54,60	33,92	61,01	35,57	58,50	35,16	52,81	33,98	246,00	43,00
450	31,26	27,96	39,69	53,52	54,77	33,98	61,19	35,19	58,61	35,36	52,98	34,53	246,00	43,00
460	32,19	28,64	39,58	53,52	54,77	33,92	61,07	35,07	58,56	35,28	52,98	34,50	240,00	43,00
470	32,70	28,32	39,63	53,71	54,94	33,98	61,25	35,07	58,77	35,25	53,15	34,51	246,00	43,00
480	32,32	27,89	39,89	54,16	55,16	34,09	61,49	35,25	59,05	35,55	53,37	34,75	246,00	43,00

Pada proses perhitungan, satuan data mentah harus dikonversi. Temperatur dikonversi dari celcius ke kelvin, sedangkan tekanan dikonversi dari psi ke kilopascal. Data yang telah dikonversi satuannya disajikan pada Tabel 4.2.

Tabel 4.2 Data Hasil Pengujian yang Sudah Dikonversi

Menit ke-	Temperatur (K)												Tekanan (kPa)	
	Lingkungan		Dinding Pengereng		Kondensor				Evaporator				Kompresor	
	T ₀	T _{WB,0}	T _{Ch,out}	T _{Ch,in}	T _{DB,1a}	T _{WB,1a}	T _{DB,2a}	T _{WB,2a}	T _{DB,3a}	T _{WB,3a}	T _{DB,4a}	T _{WB,4a}	P _H	P _L
10	301,04	297,95	293,18	294,36	294,99	291,73	302,84	293,22	299,32	290,00	293,21	288,76	995,67	202,78
20	301,36	298,46	293,88	296,47	296,21	292,51	306,39	294,43	302,34	290,95	294,43	289,33	1099,09	216,56
30	301,92	298,90	295,25	299,15	298,60	294,41	309,90	296,38	305,42	293,04	296,82	291,37	1168,04	237,25
40	302,66	299,21	296,98	302,10	301,15	296,52	313,45	298,38	308,59	294,99	299,37	293,46	1250,78	271,72
50	303,72	299,15	298,86	305,11	305,76	298,64	316,96	300,32	311,61	296,97	301,98	295,57	1374,88	271,72
60	303,97	299,53	300,75	308,05	306,54	300,83	318,21	302,33	314,47	299,15	304,76	297,92	1478,31	306,20
70	303,85	299,59	302,54	310,80	309,31	302,94	318,93	304,21	316,94	301,13	307,53	300,10	1581,73	340,67
80	305,47	299,91	304,21	313,36	312,15	304,73	320,46	305,73	319,36	305,09	310,36	304,36	1616,20	340,67
90	305,28	300,22	305,64	315,60	315,20	305,45	323,58	306,40	321,28	305,68	313,41	304,99	1650,67	375,14
100	305,65	300,22	306,88	317,58	317,81	305,73	324,57	306,52	323,04	305,58	316,02	305,02	1685,15	375,14
110	305,47	300,03	307,94	319,31	319,70	306,02	326,13	306,89	324,52	305,77	317,91	305,14	1719,62	375,14
120	305,28	300,47	308,75	320,72	321,03	306,41	327,40	307,37	325,72	306,28	319,25	305,57	1719,62	375,14
130	304,78	300,73	309,37	321,87	322,14	306,85	328,43	307,92	326,66	306,82	320,35	306,04	1719,62	409,62
140	304,78	300,60	309,85	322,83	323,26	307,24	329,58	308,35	327,65	307,26	321,47	306,44	1754,10	375,14
150	305,90	300,60	310,33	323,73	324,09	307,47	330,36	308,72	328,36	307,67	322,30	306,74	1754,10	409,62
160	304,28	300,35	310,48	324,24	324,48	307,47	330,72	308,84	328,63	307,80	322,69	306,78	1754,10	409,62
170	304,47	300,66	310,49	324,56	324,81	307,52	331,02	308,78	328,96	307,69	323,02	306,78	1754,10	409,62
180	304,72	300,60	310,74	325,07	325,36	307,69	331,75	309,09	329,51	308,03	323,57	307,00	1754,10	375,14
190	304,28	300,29	310,71	325,26	325,42	307,74	331,57	309,32	329,51	308,34	323,63	307,18	1754,10	395,83
200	305,22	300,85	310,74	325,46	325,65	307,86	331,86	309,38	329,78	308,47	323,86	307,36	1754,10	395,83
210	306,03	300,85	311,05	325,90	326,20	307,96	332,59	309,45	330,28	308,49	324,40	307,40	1774,78	395,83
220	305,09	300,73	311,21	326,16	326,42	307,91	332,70	309,51	330,50	308,58	324,63	307,41	1774,78	395,83
230	305,53	300,79	311,15	326,16	326,53	307,69	332,77	309,33	330,55	308,48	324,74	307,29	1774,78	395,83
240	305,78	300,98	311,18	326,22	326,53	307,47	332,83	309,09	330,60	308,09	324,74	306,90	1774,78	395,83
250	304,78	300,85	311,31	326,35	326,87	307,24	333,13	308,84	330,88	307,67	325,08	306,49	1788,57	395,83
260	304,59	300,79	311,65	326,67	327,20	307,13	333,44	308,84	331,16	307,68	325,40	306,42	1788,57	395,83
270	305,90	300,98	311,83	326,80	327,36	307,13	333,79	308,84	331,37	307,75	325,57	306,49	1788,57	395,83
280	307,21	301,11	312,15	327,06	327,70	307,19	334,10	308,90	331,65	307,88	325,91	306,62	1788,57	395,83
290	306,84	300,98	312,23	327,06	328,09	307,35	334,52	309,03	331,98	308,06	326,30	306,84	1788,57	395,83
300	306,15	300,98	312,38	327,12	328,25	307,35	334,58	309,21	332,14	308,24	326,46	306,87	1788,57	395,83
310	304,91	300,85	312,67	327,31	328,42	307,41	334,77	309,15	332,26	308,16	326,63	306,89	1795,46	409,62
320	304,22	300,47	312,97	327,50	328,36	307,24	334,52	309,09	332,14	308,04	326,57	306,68	1788,57	395,83
330	305,59	300,79	313,22	327,63	328,31	307,19	334,52	309,03	332,20	308,04	326,52	306,68	1788,57	395,83
340	306,59	300,79	313,52	327,82	328,47	307,19	335,00	308,90	332,37	307,79	326,68	306,53	1788,57	395,83
350	305,71	300,98	313,51	327,70	328,64	307,24	334,94	309,03	332,47	308,11	326,85	306,80	1802,36	395,83
360	306,65	300,98	313,62	327,70	328,47	307,24	334,94	309,09	332,31	308,36	326,68	307,02	1802,36	395,83
370	304,10	300,60	313,65	327,63	328,53	307,24	334,76	309,09	332,37	308,30	326,74	306,96	1802,36	395,83
380	305,84	300,85	313,55	327,44	328,14	307,13	334,52	308,84	331,98	308,10	326,35	306,86	1788,57	395,83
390	304,41	300,85	313,49	327,31	328,31	307,19	334,52	308,90	332,09	308,15	326,52	306,91	1795,46	395,83
400	303,47	300,54	313,42	327,18	328,03	307,13	334,34	308,84	331,82	308,19	326,24	306,96	1795,46	395,83
410	304,59	300,98	313,21	326,93	327,86	307,07	334,34	308,73	331,76	308,08	326,07	306,89	1795,46	395,83
420	306,03	300,92	313,15	326,86	327,86	307,02	334,10	308,73	331,71	308,25	326,07	307,03	1795,46	395,83
430	303,97	300,73	313,14	326,86	327,86	307,07	334,16	308,73	331,71	308,22	326,07	307,04	1795,46	395,83
440	305,28	301,04	313,04	326,80	327,75	307,07	334,16	308,72	331,65	308,31	325,96	307,13	1795,46	395,83
450	304,41	301,11	312,84	326,67	327,92	307,13	334,34	308,34	331,76	308,51	326,13	307,68	1795,46	395,83
460	305,34	301,79	312,73	326,67	327,92	307,07	334,22	308,22	331,71	308,43	326,13	307,65	1754,10	395,83
470	305,85	301,47	312,78	326,86	328,09	307,13	334,40	308,22	331,92	308,40	326,30	307,66	1795,46	395,83
480	305,47	301,04	313,04	327,31	328,31	307,24	334,64	308,40	332,20	308,70	326,52	307,90	1795,46	395,83

4.2 Hasil Perhitungan

Data pengujian tanpa beban yang telah didapatkan dari Tabel 4.1 dan dikonversi satuannya pada Tabel 4.2, kemudian digunakan untuk menghitung dan menganalisis parameter yang dibutuhkan. Contoh perhitungan menggunakan parameter yang diperoleh pada menit ke-10.

4.2.1 Menentukan Properti Termodinamika

Sebelum melakukan proses perhitungan lebih lanjut, properti termodinamika baik pada proses psikrometri udara dan refrigeran perlu ditentukan terlebih dahulu. Properti termodinamika pada proses psikrometri dicari menggunakan *add-ins* Excel Coolprop, sedangkan pada refrigeran menggunakan *add-ins* Excel Refprop.

4.2.1.1 Menentukan Properti Termodinamika pada Proses Psikrometri

Properti termodinamika udara pada proses psikrometri ditentukan dengan *add-ins* Coolprop pada Excel berdasarkan *psychrometric chart*. Parameter entalpi, entropi, dan kelembapan relatif diperoleh berdasarkan temperatur bola kering dan temperatur bola basah.

A. Menentukan entalpi (h), entropi (s), dan kelembapan spesifik (ω) pada proses pemanasan sensibel di kondensor.

a. Sisi masuk kondensor

diketahui :

$$T_{DB,1a} = 294,99 \text{ K}$$

$$T_{WB,1a} = 291,51 \text{ K}$$

$$P_0 = 99,354 \text{ kPa}$$

dengan *add-ins* Coolprop pada Excel maka diperoleh:

$$h_{1a} = 53,454 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{1a} = 0,197 \text{ kJ/kgK}$$

$$\omega_{1a} = 0,0124 \text{ kg/kg}$$

b. Sisi keluar kondensor

diketahui :

$$T_{DB,2a} = 302,84 \text{ K}$$

$$T_{WB,2a} = 293,22 \text{ K}$$

$$P_0 = 99,354 \text{ kPa}$$

dengan *add-ins* Coolprop pada Excel maka diperoleh:

$$h_{2a} = 58,225 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{2a} = 0,213 \text{ kJ/kgK}$$

$$\omega_{2a} = 0,0111 \text{ kg/kg}$$

Entalpi udara pada proses pemanasan sensibel di kondensor yang diperoleh dari *add-ins* CoolProp disajikan pada Tabel 4.3.

Tabel 4.3 Entalpi Udara pada Proses Pemanasan Sensibel di Kondensor

Menit ke-	Temperatur Udara Melewati Kondensor (K)				Entalpi (kJ/kg)	
	Sisi Masuk		Sisi Keluar		h_{1a}	h_{2a}
	T_{DB}	T_{WB}	T_{DB}	T_{WB}		
10	294,99	291,73	302,84	293,22	53,454	58,225
20	296,21	292,51	306,39	294,43	56,014	62,415
30	298,60	294,41	309,90	296,38	62,640	69,722
40	301,15	296,52	313,45	298,38	70,654	77,870
50	305,76	298,64	316,96	300,32	79,370	86,479
60	306,54	300,83	318,21	302,33	89,413	96,333
70	309,31	302,94	318,93	304,21	100,003	106,428
80	312,15	304,73	320,46	305,73	109,749	115,156
90	315,20	305,45	323,58	306,40	113,827	119,096
100	317,81	305,73	324,57	306,52	115,372	119,788
110	319,70	306,02	326,13	306,89	116,979	122,013
120	321,03	306,41	327,40	307,37	119,299	125,065
130	322,14	306,85	328,43	307,92	122,012	128,598
140	323,26	307,24	329,58	308,35	124,437	131,395
150	324,09	307,47	330,36	308,72	125,880	133,870
160	324,48	307,47	330,72	308,84	125,856	134,689
170	324,81	307,52	331,02	308,78	126,182	134,252
180	325,36	307,69	331,75	309,09	127,252	136,363
190	325,42	307,74	331,57	309,32	127,600	138,070
200	325,65	307,86	331,86	309,38	128,348	138,470
210	326,20	307,96	332,59	309,45	129,021	138,914
220	326,42	307,91	332,70	309,51	128,653	139,346
230	326,53	307,69	332,77	309,33	127,180	138,004
240	326,53	307,47	332,83	309,09	125,729	136,323

Tabel 4.3 Entalpi Udara pada Proses Pemanasan Sensibel di Kondensor (lanjutan)

Menit ke-	Temperatur Udara Melewati Kondensor (K)				Entalpi (kJ/kg)	
	Sisi Masuk		Sisi Keluar		h_{1a}	h_{2a}
	T_{DB}	T_{WB}	T_{DB}	T_{WB}		
250	326,87	307,24	333,13	308,84	124,215	134,576
260	327,20	307,13	333,44	308,84	123,511	134,565
270	327,36	307,13	333,79	308,84	123,501	134,542
280	327,70	307,19	334,10	308,90	123,822	134,936
290	328,09	307,35	334,52	309,03	124,884	135,810
300	328,25	307,35	334,58	309,21	124,874	137,074
310	328,42	307,41	334,77	309,15	125,209	136,642
320	328,36	307,24	334,52	309,09	124,123	136,245
330	328,31	307,19	334,52	309,03	123,784	135,823
340	328,47	307,19	335,00	308,90	123,775	134,882
350	328,64	307,24	334,94	309,03	124,106	135,795
360	328,47	307,24	334,94	309,09	124,117	136,217
370	328,53	307,24	334,76	309,09	124,113	136,224
380	328,14	307,13	334,52	308,84	123,454	134,500
390	328,31	307,19	334,52	308,90	123,784	134,914
400	328,03	307,13	334,34	308,84	123,460	134,511
410	327,86	307,07	334,34	308,73	123,074	133,683
420	327,86	307,02	334,10	308,73	122,734	133,699
430	327,86	307,07	334,16	308,73	123,074	133,695
440	327,75	307,07	334,16	308,72	123,080	133,687
450	327,92	307,13	334,34	308,34	123,467	131,071
460	327,92	307,07	334,22	308,22	123,070	130,266
470	328,09	307,13	334,40	308,22	123,457	130,255
480	328,31	307,24	334,64	308,40	124,127	131,451

Entropi udara pada proses pemanasan sensibel di kondensor yang diperoleh dari *add-ins* CoolProp disajikan pada Tabel 4.4.

Tabel 4.4 Entropi Udara pada Proses Pemanasan Sensibel di Kondensor

Menit ke-	Temperatur Udara Melewati Kondensor (K)				Entropi (kJ/kgK)	
	Sisi Masuk		Sisi Keluar		s_{1a}	s_{2a}
	T_{DB}	T_{WB}	T_{DB}	T_{WB}		
10	294,99	291,73	302,84	293,22	0,197	0,213
20	296,21	292,51	306,39	294,43	0,206	0,227
30	298,60	294,41	309,90	296,38	0,229	0,251
40	301,15	296,52	313,45	298,38	0,256	0,278
50	305,76	298,64	316,96	300,32	0,285	0,307
60	306,54	300,83	318,21	302,33	0,319	0,340
70	309,31	302,94	318,93	304,21	0,354	0,374
80	312,15	304,73	320,46	305,73	0,386	0,402
90	315,20	305,45	323,58	306,40	0,399	0,415
100	317,81	305,73	324,57	306,52	0,404	0,417
110	319,70	306,02	326,13	306,89	0,408	0,424
120	321,03	306,41	327,40	307,37	0,416	0,433
130	322,14	306,85	328,43	307,92	0,425	0,445
140	323,26	307,24	329,58	308,35	0,432	0,454
150	324,09	307,47	330,36	308,72	0,437	0,462
160	324,48	307,47	330,72	308,84	0,437	0,464
170	324,81	307,52	331,02	308,78	0,438	0,463
180	325,36	307,69	331,75	309,09	0,441	0,470
190	325,42	307,74	331,57	309,32	0,442	0,475
200	325,65	307,86	331,86	309,38	0,445	0,476
210	326,20	307,96	332,59	309,45	0,447	0,478
220	326,42	307,91	332,70	309,51	0,446	0,479
230	326,53	307,69	332,77	309,33	0,441	0,475
240	326,53	307,47	332,83	309,09	0,436	0,469
250	326,87	307,24	333,13	308,84	0,431	0,463
260	327,20	307,13	333,44	308,84	0,428	0,463
270	327,36	307,13	333,79	308,84	0,428	0,463
280	327,70	307,19	334,10	308,90	0,429	0,464
290	328,09	307,35	334,52	309,03	0,433	0,467
300	328,25	307,35	334,58	309,21	0,433	0,471
310	328,42	307,41	334,77	309,15	0,434	0,470
320	328,36	307,24	334,52	309,09	0,430	0,468
330	328,31	307,19	334,52	309,03	0,429	0,467
340	328,47	307,19	335,00	308,90	0,429	0,464
350	328,64	307,24	334,94	309,03	0,430	0,467

Tabel 4.4 Entropi Udara pada Proses Pemanasan Sensibel di Kondensor (lanjutan)

Menit ke-	Temperatur Udara Melewati Kondensor (K)				Entropi (kJ/kgK)	
	Sisi Masuk		Sisi Keluar		s_{1a}	s_{2a}
	T_{DB}	T_{WB}	T_{DB}	T_{WB}		
360	328,47	307,24	334,94	309,09	0,430	0,468
370	328,53	307,24	334,76	309,09	0,430	0,468
380	328,14	307,13	334,52	308,84	0,428	0,463
390	328,31	307,19	334,52	308,90	0,429	0,464
400	328,03	307,13	334,34	308,84	0,428	0,463
410	327,86	307,07	334,34	308,73	0,427	0,460
420	327,86	307,02	334,10	308,73	0,426	0,460
430	327,86	307,07	334,16	308,73	0,427	0,460
440	327,75	307,07	334,16	308,72	0,427	0,460
450	327,92	307,13	334,34	308,34	0,428	0,451
460	327,92	307,07	334,22	308,22	0,427	0,449
470	328,09	307,13	334,40	308,22	0,428	0,449
480	328,31	307,24	334,64	308,40	0,430	0,452

Kelembapan spesifik udara pada proses pemanasan sensibel di kondensor yang diperoleh dari *add-ins* CoolProp disajikan pada Tabel 4.5.

Tabel 4.5 Kelembapan Spesifik Udara pada Proses Pemanasan Sensibel di Kondensor

Menit ke-	Temperatur Udara Melewati Kondensor (K)				Kelembapan Spesifik (kg/kg)	
	Sisi Masuk		Sisi Keluar		ω_{1a}	ω_{2a}
	T_{DB}	T_{WB}	T_{DB}	T_{WB}		
10	294,99	291,73	302,84	293,22	0,0124	0,0111
20	296,21	292,51	306,39	294,43	0,0129	0,0113
30	298,60	294,41	309,90	296,38	0,0145	0,0128
40	301,15	296,52	313,45	298,38	0,0166	0,0145
50	305,76	298,64	316,96	300,32	0,0182	0,0164
60	306,54	300,83	318,21	302,33	0,0218	0,0197
70	309,31	302,94	318,93	304,21	0,0248	0,0234
80	312,15	304,73	320,46	305,73	0,0274	0,0261
90	315,20	305,45	323,58	306,40	0,0277	0,0264
100	317,81	305,73	324,57	306,52	0,0273	0,0262
110	319,70	306,02	326,13	306,89	0,0271	0,0264
120	321,03	306,41	327,40	307,37	0,0275	0,0271
130	322,14	306,85	328,43	307,92	0,0281	0,0280

Tabel 4.5 Kelembapan Spesifik Udara pada Proses Pemanasan Sensibel di Kondensor (lanjutan)

Menit ke-	Temperatur Udara Melewati Kondensor (K)				Kelembapan Spesifik (kg/kg)	
	Sisi Masuk		Sisi Keluar		ω_{1a}	ω_{2a}
	T_{DB}	T_{WB}	T_{DB}	T_{WB}		
140	323,26	307,24	329,58	308,35	0,0285	0,0286
150	324,09	307,47	330,36	308,72	0,0288	0,0293
160	324,48	307,47	330,72	308,84	0,0286	0,0294
170	324,81	307,52	331,02	308,78	0,0286	0,0291
180	325,36	307,69	331,75	309,09	0,0288	0,0297
190	325,42	307,74	331,57	309,32	0,0289	0,0304
200	325,65	307,86	331,86	309,38	0,0291	0,0304
210	326,20	307,96	332,59	309,45	0,0291	0,0303
220	326,42	307,91	332,70	309,51	0,0289	0,0304
230	326,53	307,69	332,77	309,33	0,0283	0,0299
240	326,53	307,47	332,83	309,09	0,0277	0,0292
250	326,87	307,24	333,13	308,84	0,0270	0,0284
260	327,20	307,13	333,44	308,84	0,0266	0,0283
270	327,36	307,13	333,79	308,84	0,0265	0,0281
280	327,70	307,19	334,10	308,90	0,0265	0,0282
290	328,09	307,35	334,52	309,03	0,0267	0,0283
300	328,25	307,35	334,58	309,21	0,0267	0,0288
310	328,42	307,41	334,77	309,15	0,0267	0,0285
320	328,36	307,24	334,52	309,09	0,0263	0,0285
330	328,31	307,19	334,52	309,03	0,0262	0,0283
340	328,47	307,19	335,00	308,90	0,0262	0,0278
350	328,64	307,24	334,94	309,03	0,0262	0,0281
360	328,47	307,24	334,94	309,09	0,0263	0,0283
370	328,53	307,24	334,76	309,09	0,0263	0,0284
380	328,14	307,13	334,52	308,84	0,0262	0,0278
390	328,31	307,19	334,52	308,90	0,0262	0,0280
400	328,03	307,13	334,34	308,84	0,0262	0,0279
410	327,86	307,07	334,34	308,73	0,0261	0,0276
420	327,86	307,02	334,10	308,73	0,0260	0,0277
430	327,86	307,07	334,16	308,73	0,0261	0,0277
440	327,75	307,07	334,16	308,72	0,0262	0,0276
450	327,92	307,13	334,34	308,34	0,0263	0,0266
460	327,92	307,07	334,22	308,22	0,0261	0,0263
470	328,09	307,13	334,40	308,22	0,0262	0,0262
480	328,31	307,24	334,64	308,40	0,0264	0,0266

B. Menentukan entalpi (h), entropi (s), dan kelembapan spesifik (ω) pada proses pendinginan dengan dehumidifikasi di evaporator.

a. Sisi masuk evaporator

diketahui :

$$T_{DB,3a} = 299,32 \text{ K}$$

$$T_{WB,3a} = 290,00 \text{ K}$$

$$P_0 = 99,354 \text{ kPa}$$

dengan *add-ins* Coolprop pada Excel maka diperoleh:

$$h_{3a} = 47,811 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{3a} = 0,177 \text{ kJ/kgK}$$

$$\omega_{3a} = 0,0084 \text{ kg/kg}$$

b. Sisi keluar evaporator

diketahui :

$$T_{DB,4a} = 293,21 \text{ K}$$

$$T_{WB,4a} = 288,76 \text{ K}$$

$$P_0 = 99,354 \text{ kPa}$$

dengan *add-ins* Coolprop pada Excel maka diperoleh:

$$h_{4a} = 44,290 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{4a} = 0,166 \text{ kJ/kgK}$$

$$\omega_{4a} = 0,0095 \text{ kg/kg}$$

Entalpi udara pada proses pendinginan dengan humidifikasi di kondensor yang diperoleh dari *add-ins* CoolProp disajikan pada Tabel 4.6.

Tabel 4.6 Entalpi Udara pada Proses Pendinginan dengan Dehumidifikasi di Evaporator

Menit ke-	Temperatur Udara Melewati Evaporator (K)				Entalpi (kJ/kg)	
	Sisi Masuk		Sisi Keluar		h_{3a}	h_{4a}
	T_{DB}	T_{WB}	T_{DB}	T_{WB}		
10	299,32	290,00	293,21	288,76	53,454	58,225
20	302,34	290,95	294,43	289,33	56,014	62,415
30	305,42	293,04	296,82	291,37	62,640	69,722
40	308,59	294,99	299,37	293,46	70,654	77,870
50	311,61	296,97	301,98	295,57	79,370	86,479
60	314,47	299,15	304,76	297,92	89,413	96,333
70	316,94	301,13	307,53	300,10	100,003	106,428
80	319,36	305,09	310,36	304,36	109,749	115,156
90	321,28	305,68	313,41	304,99	113,827	119,096
100	323,04	305,58	316,02	305,02	115,372	119,788
110	324,52	305,77	317,91	305,14	116,979	122,013
120	325,72	306,28	319,25	305,57	119,299	125,065
130	326,66	306,82	320,35	306,04	122,012	128,598
140	327,65	307,26	321,47	306,44	124,437	131,395
150	328,36	307,67	322,30	306,74	125,880	133,870
160	328,63	307,80	322,69	306,78	125,856	134,689
170	328,96	307,69	323,02	306,78	126,182	134,252
180	329,51	308,03	323,57	307,00	127,252	136,363
190	329,51	308,34	323,63	307,18	127,600	138,070
200	329,78	308,47	323,86	307,36	128,348	138,470
210	330,28	308,49	324,40	307,40	129,021	138,914
220	330,50	308,58	324,63	307,41	128,653	139,346
230	330,55	308,48	324,74	307,29	127,180	138,004
240	330,60	308,09	324,74	306,90	125,729	136,323
250	330,88	307,67	325,08	306,49	124,215	134,576
260	331,16	307,68	325,40	306,42	123,511	134,565
270	331,37	307,75	325,57	306,49	123,501	134,542
280	331,65	307,88	325,91	306,62	123,822	134,936
290	331,98	308,06	326,30	306,84	124,884	135,810
300	332,14	308,24	326,46	306,87	124,874	137,074
310	332,26	308,16	326,63	306,89	125,209	136,642
320	332,14	308,04	326,57	306,68	124,123	136,245
330	332,20	308,04	326,52	306,68	123,784	135,823
340	332,37	307,79	326,68	306,53	123,775	134,882

Tabel 4.6 Entalpi Udara pada Proses Pendinginan dengan Dehumidifikasi di Evaporator (lanjutan)

Menit ke-	Temperatur Udara Melewati Evaporator (K)				Entalpi (kJ/kg)	
	Sisi Masuk		Sisi Keluar		h_{3a}	h_{4a}
	T_{DB}	T_{WB}	T_{DB}	T_{WB}		
350	332,47	308,11	326,85	306,80	124,106	135,795
360	332,31	308,36	326,68	307,02	124,117	136,217
370	332,37	308,30	326,74	306,96	124,113	136,224
380	331,98	308,10	326,35	306,86	123,454	134,500
390	332,09	308,15	326,52	306,91	123,784	134,914
400	331,82	308,19	326,24	306,96	123,460	134,511
410	331,76	308,08	326,07	306,89	123,074	133,683
420	331,71	308,25	326,07	307,03	122,734	133,699
430	331,71	308,22	326,07	307,04	123,074	133,695
440	331,65	308,31	325,96	307,13	123,080	133,687
450	331,76	308,51	326,13	307,68	123,467	131,071
460	331,71	308,43	326,13	307,65	123,070	130,266
470	331,92	308,40	326,30	307,66	123,457	130,255
480	332,20	308,70	326,52	307,90	124,127	131,451

Entropi udara pada proses pendinginan dengan humidifikasi di kondensor yang diperoleh dari *add-ins* CoolProp disajikan pada Tabel 4.7.

Tabel 4.7 Entropi Udara pada Proses Pendinginan dengan Dehumidifikasi di Evaporator

Menit ke-	Temperatur Udara Melewati Evaporator (K)				Entropi (kJ/kgK)	
	Sisi Masuk		Sisi Keluar		s_{3a}	s_{4a}
	T_{DB}	T_{WB}	T_{DB}	T_{WB}		
10	299,32	290,00	293,21	288,76	0,177	0,166
20	302,34	290,95	294,43	289,33	0,187	0,171
30	305,42	293,04	296,82	291,37	0,210	0,193
40	308,59	294,99	299,37	293,46	0,233	0,217
50	311,61	296,97	301,98	295,57	0,259	0,243
60	314,47	299,15	304,76	297,92	0,290	0,275
70	316,94	301,13	307,53	300,10	0,320	0,307
80	319,36	305,09	310,36	304,36	0,390	0,379
90	321,28	305,68	313,41	304,99	0,401	0,390
100	323,04	305,58	316,02	305,02	0,398	0,390
110	324,52	305,77	317,91	305,14	0,402	0,392

Tabel 4.7 Entropi Udara pada Proses Pendinginan dengan Dehumidifikasi di Evaporator (lanjutan)

Temperatur Udara Melewati Evaporator (K)				Entropi (kJ/kgK)		
Sisi Masuk		Sisi Keluar		s_{3a}	s_{4a}	
T_{DB}	T_{WB}	T_{DB}	T_{WB}			
120	325,72	306,28	319,25	305,57	0,411	0,400
130	326,66	306,82	320,35	306,04	0,422	0,409
140	327,65	307,26	321,47	306,44	0,431	0,417
150	328,36	307,67	322,30	306,74	0,439	0,422
160	328,63	307,80	322,69	306,78	0,442	0,423
170	328,96	307,69	323,02	306,78	0,440	0,423
180	329,51	308,03	323,57	307,00	0,447	0,427
190	329,51	308,34	323,63	307,18	0,454	0,431
200	329,78	308,47	323,86	307,36	0,456	0,435
210	330,28	308,49	324,40	307,40	0,457	0,435
220	330,50	308,58	324,63	307,41	0,459	0,435
230	330,55	308,48	324,74	307,29	0,456	0,433
240	330,60	308,09	324,74	306,90	0,447	0,425
250	330,88	307,67	325,08	306,49	0,438	0,416
260	331,16	307,68	325,40	306,42	0,438	0,414
270	331,37	307,75	325,57	306,49	0,440	0,416
280	331,65	307,88	325,91	306,62	0,442	0,418
290	331,98	308,06	326,30	306,84	0,446	0,423
300	332,14	308,24	326,46	306,87	0,450	0,423
310	332,26	308,16	326,63	306,89	0,448	0,423
320	332,14	308,04	326,57	306,68	0,446	0,419
330	332,20	308,04	326,52	306,68	0,446	0,419
340	332,37	307,79	326,68	306,53	0,440	0,416
350	332,47	308,11	326,85	306,80	0,447	0,422
360	332,31	308,36	326,68	307,02	0,453	0,426
370	332,37	308,30	326,74	306,96	0,451	0,425
380	331,98	308,10	326,35	306,86	0,447	0,423
390	332,09	308,15	326,52	306,91	0,448	0,424
400	331,82	308,19	326,24	306,96	0,449	0,425
410	331,76	308,08	326,07	306,89	0,447	0,424
420	331,71	308,25	326,07	307,03	0,451	0,427
430	331,71	308,22	326,07	307,04	0,450	0,427
440	331,65	308,31	325,96	307,13	0,452	0,429
450	331,76	308,51	326,13	307,68	0,456	0,441
460	331,71	308,43	326,13	307,65	0,455	0,440
470	331,92	308,40	326,30	307,66	0,454	0,440
480	332,20	308,70	326,52	307,90	0,460	0,445

Kelembapan spesifik udara pada proses pendinginan dengan humidifikasi di kondensor yang diperoleh dari *add-ins* CoolProp disajikan pada Tabel 4.8.

Tabel 4.8 Kelembapan Spesifik Udara pada Proses Pendinginan dengan Dehumidifikasi di Evaporator

Menit ke-	Temperatur Udara Melewati Evaporator (K)				Kelembapan Spesifik (kg/kg)	
	Sisi Masuk		Sisi Keluar		ω_{3a}	ω_{4a}
	T_{DB}	T_{WB}	T_{DB}	T_{WB}		
10	299,32	290,00	293,21	288,76	0,0084	0,0095
20	302,34	290,95	294,43	289,33	0,0083	0,0097
30	305,42	293,04	296,82	291,37	0,0098	0,0112
40	308,59	294,99	299,37	293,46	0,0112	0,0129
50	311,61	296,97	301,98	295,57	0,0130	0,0148
60	314,47	299,15	304,76	297,92	0,0154	0,0174
70	316,94	301,13	307,53	300,10	0,0179	0,0200
80	319,36	305,09	310,36	304,36	0,0251	0,0274
90	321,28	305,68	313,41	304,99	0,0256	0,0275
100	323,04	305,58	316,02	305,02	0,0247	0,0264
110	324,52	305,77	317,91	305,14	0,0245	0,0259
120	325,72	306,28	319,25	305,57	0,0252	0,0263
130	326,66	306,82	320,35	306,04	0,0260	0,0269
140	327,65	307,26	321,47	306,44	0,0267	0,0274
150	328,36	307,67	322,30	306,74	0,0274	0,0277
160	328,63	307,80	322,69	306,78	0,0276	0,0277
170	328,96	307,69	323,02	306,78	0,0272	0,0275
180	329,51	308,03	323,57	307,00	0,0278	0,0278
190	329,51	308,34	323,63	307,18	0,0287	0,0282
200	329,78	308,47	323,86	307,36	0,0289	0,0286
210	330,28	308,49	324,40	307,40	0,0287	0,0285
220	330,50	308,58	324,63	307,41	0,0289	0,0284
230	330,55	308,48	324,74	307,29	0,0286	0,0280
240	330,60	308,09	324,74	306,90	0,0275	0,0271
250	330,88	307,67	325,08	306,49	0,0263	0,0259
260	331,16	307,68	325,40	306,42	0,0263	0,0256
270	331,37	307,75	325,57	306,49	0,0263	0,0257
280	331,65	307,88	325,91	306,62	0,0265	0,0259
290	331,98	308,06	326,30	306,84	0,0269	0,0262
300	332,14	308,24	326,46	306,87	0,0272	0,0262
310	332,26	308,16	326,63	306,89	0,0270	0,0262
320	332,14	308,04	326,57	306,68	0,0267	0,0257
330	332,20	308,04	326,52	306,68	0,0267	0,0258
340	332,37	307,79	326,68	306,53	0,0260	0,0253

Tabel 4.8 Kelembapan Spesifik Udara pada Proses Pendinginan dengan Dehumidifikasi di Evaporator (lanjutan)

Menit ke-	Temperatur Udara Melewati Evaporator (K)				Kelembapan Spesifik (kg/kg)	
	Sisi Masuk		Sisi Keluar		ω_{3a}	ω_{4a}
	T_{DB}	T_{WB}	T_{DB}	T_{WB}		
350	332,47	308,11	326,85	306,80	0,0268	0,0259
360	332,31	308,36	326,68	307,02	0,0275	0,0265
370	332,37	308,30	326,74	306,96	0,0273	0,0263
380	331,98	308,10	326,35	306,86	0,0270	0,0263
390	332,09	308,15	326,52	306,91	0,0270	0,0263
400	331,82	308,19	326,24	306,96	0,0273	0,0266
410	331,76	308,08	326,07	306,89	0,0270	0,0265
420	331,71	308,25	326,07	307,03	0,0275	0,0268
430	331,71	308,22	326,07	307,04	0,0274	0,0268
440	331,65	308,31	325,96	307,13	0,0276	0,0271
450	331,76	308,51	326,13	307,68	0,0281	0,0284
460	331,71	308,43	326,13	307,65	0,0279	0,0283
470	331,92	308,40	326,30	307,66	0,0278	0,0283
480	332,20	308,70	326,52	307,90	0,0284	0,0288

C. Menentukan entalpi (h) dan entropi (s) yang relatif terhadap lingkungan.

a. Titik 1a

diketahui:

$$T_{DB,1a} = 294,99 \text{ K}$$

$$\omega_{1a} = 0,0124 \text{ kg/kg}$$

$$P_0 = 99,354 \text{ kPa}$$

dengan *add-ins* Coolprop pada Excel maka diperoleh:

$$h'_{0,1a} = 59,687 \text{ kJ/kg}$$

$$s'_{0,1a} = 0,218 \text{ kJ/kgK}$$

b. Titik 3a

diketahui:

$$T_{DB,3a} = 299,32 \text{ K}$$

$$\omega_{3a} = 0,0084 \text{ kg/kg}$$

$$P_0 = 99,354 \text{ kPa}$$

dengan *add-ins* Coolprop pada Excel maka diperoleh:

$$h'_{0,3a} = 49,570 \text{ kJ/kg}$$

$$s'_{0,3a} = 0,183 \text{ kJ/kgK}$$

c. Titik 4a

diketahui:

$$T_{DB,4a} = 293,21 \text{ K}$$

$$\omega_{4a} = 0,0095 \text{ kg/kg}$$

$$P_0 = 99,354 \text{ kPa}$$

dengan *add-ins* Coolprop pada Excel maka diperoleh:

$$h'_{0,4a} = 52,31 \text{ kJ/kg}$$

$$s'_{0,4a} = 0,193 \text{ kJ/kgK}$$

Entalpi udara relatif terhadap lingkungan yang diperoleh dari *add-ins* CoolProp disajikan pada Tabel 4.9.

Tabel 4.9 Entalpi udara Relatif Terhadap Lingkungan

Menit ke-	Entalpi (kJ/kg)			
	$h'_{0,1a}$	$h'_{0,2a}$	$h'_{0,3a}$	$h'_{0,4a}$
10	59,687	56,378	49,570	52,310
20	61,322	57,244	49,690	53,048
30	66,072	61,503	53,916	57,458
40	72,221	66,713	58,315	62,575
50	77,244	72,743	63,891	68,670
60	86,718	81,462	70,348	75,462
70	94,247	90,582	76,734	82,060
80	102,681	99,323	96,811	102,578
90	103,317	99,758	97,941	102,603
100	102,497	99,800	95,823	100,261
110	101,922	100,172	95,155	98,716
120	102,615	101,656	96,700	99,525
130	103,606	103,525	98,413	100,591
140	104,831	105,074	100,141	101,840
150	106,571	107,878	103,129	103,957
160	104,421	106,586	101,963	102,057
170	104,601	106,041	101,121	101,877
180	105,337	107,621	102,977	102,913

Tabel 4.9 Entalpi udara Relatif Terhadap Lingkungan (lanjutan)

Menit ke-	Entalpi (kJ/kg)			
	$h'_{0,1a}$	$h'_{0,2a}$	$h'_{0,3a}$	$h'_{0,4a}$
190	105,157	109,013	104,598	103,507
200	106,651	110,097	106,145	105,384
210	107,599	110,637	106,602	105,949
220	106,007	109,937	105,964	104,737
230	104,903	109,019	105,692	104,300
240	103,740	107,576	103,275	102,109
250	100,841	104,492	99,213	98,135
260	99,607	103,962	98,779	97,157
270	100,806	104,957	100,368	98,801
280	102,156	106,413	102,282	100,599
290	102,406	106,444	102,718	101,122
300	101,500	106,889	102,950	100,390
310	100,343	104,953	101,042	99,031
320	98,602	104,089	99,640	97,069
330	99,772	105,132	100,993	98,588
340	100,653	104,765	100,230	98,513
350	99,875	104,789	101,306	99,120
360	101,053	106,198	104,113	101,648
370	98,291	103,686	100,986	98,485
380	99,886	104,101	101,893	100,166
390	98,526	102,989	100,580	98,733
400	97,509	101,784	100,167	98,388
410	98,486	102,162	100,699	99,351
420	99,673	103,950	103,394	101,739
430	97,831	101,702	101,000	99,593
440	99,332	103,082	103,042	101,693
450	98,618	99,415	103,377	104,087
460	99,210	99,734	103,878	104,864
470	99,955	100,079	103,994	105,310
480	99,982	100,593	105,256	106,259

Entropi udara relatif terhadap lingkungan yang diperoleh dari *add-ins* CoolProp disajikan pada Tabel 4.10.

Tabel 4.10 Entropi udara Relatif Terhadap Lingkungan

Menit ke-	Entropi (kJ/kgK)			
	$s'_{0,1a}$	$s'_{0,2a}$	$s'_{0,3a}$	$s'_{0,4a}$
10	0,218	0,207	0,183	0,193
20	0,224	0,210	0,183	0,195
30	0,240	0,224	0,198	0,210
40	0,261	0,242	0,213	0,228
50	0,278	0,263	0,232	0,249
60	0,310	0,292	0,254	0,272
70	0,335	0,323	0,276	0,294
80	0,363	0,352	0,343	0,363
90	0,365	0,353	0,347	0,363
100	0,362	0,353	0,340	0,355
110	0,360	0,355	0,338	0,350
120	0,363	0,359	0,343	0,352
130	0,366	0,366	0,349	0,356
140	0,370	0,371	0,354	0,360
150	0,376	0,380	0,364	0,367
160	0,369	0,376	0,361	0,361
170	0,369	0,374	0,358	0,360
180	0,372	0,379	0,364	0,364
190	0,371	0,384	0,369	0,366
200	0,376	0,387	0,374	0,372
210	0,379	0,389	0,376	0,374
220	0,374	0,387	0,374	0,370
230	0,370	0,384	0,373	0,368
240	0,366	0,379	0,365	0,361
250	0,357	0,369	0,351	0,348
260	0,353	0,367	0,350	0,345
270	0,357	0,370	0,355	0,350
280	0,361	0,375	0,361	0,356
290	0,362	0,375	0,363	0,358
300	0,359	0,377	0,364	0,355
310	0,355	0,370	0,357	0,351
320	0,349	0,368	0,353	0,344
330	0,353	0,371	0,357	0,349
340	0,356	0,370	0,355	0,349
350	0,354	0,370	0,358	0,351
360	0,357	0,374	0,368	0,359
370	0,348	0,366	0,357	0,349
380	0,354	0,368	0,360	0,354
390	0,349	0,364	0,356	0,350

Tabel 4.10 Entropi udara Relatif Terhadap Lingkungan (lanjutan)

Menit ke-	Entropi (kJ/kgK)			
	$s'_{0,1a}$	$s'_{0,2a}$	$s'_{0,3a}$	$s'_{0,4a}$
400	0,346	0,360	0,355	0,349
410	0,349	0,361	0,356	0,352
420	0,353	0,367	0,365	0,360
430	0,347	0,360	0,357	0,353
440	0,352	0,364	0,364	0,360
450	0,349	0,352	0,365	0,368
460	0,351	0,353	0,367	0,370
470	0,354	0,354	0,367	0,372
480	0,354	0,356	0,371	0,375

D. Menentukan volume spesifik udara (v_a) pada sisi keluar kondensor.

diketahui:

$$T_{DB,2a} = 302,84 \text{ K}$$

$$T_{WB,2a} = 293,22 \text{ K}$$

$$P_0 = 99,354 \text{ kPa}$$

dengan *add-ins* Coolprop pada Excel maka diperoleh:

$$v_a = 0,8902 \text{ m}^3/\text{kg}$$

E. Menentukan panas spesifik udara (c_p) yang melewati ruang pengering

dengan:

$$T_{DB,2a} = 302,84 \text{ K}$$

$$T_{WB,2a} = 293,22 \text{ K}$$

$$T_{DB,3a} = 299,32 \text{ K}$$

$$T_{WB,3a} = 293,21 \text{ K}$$

Temperatur *dryer* digunakan untuk mencari panas jenis udara (c_p).

Temperatur *dryer* dapat dihitung menggunakan rata-rata temperatur masuk dan keluar pada ruang pengering

$$T_{DB,dryer} = \frac{T_{DB,2a} + T_{DB,3a}}{2} = \frac{302,84 + 299,32}{2} = 301,08 \text{ K}$$

$$T_{WB,dryer} = \frac{T_{WB,2a} + T_{WB,3a}}{2} = \frac{293,22 + 293,21}{2} = 291,61 \text{ K}$$

Dengan *add-ins* Coolprop pada Excel maka diperoleh:

$$c_p = 1,025 \text{ kJ/kgK}$$

4.2.1.2 Menentukan Properti Termodinamika pada Siklus Kompresi Uap

A. Menentukan entalpi dan entropi pada titik 1

Pada titik 1, refrigeran keluar dari evaporator dan memasuki kompresor dalam keadaan *saturated vapor* bertekanan rendah. Entalpi dan entropi di titik 1 (h_1) ditentukan melalui tabel saturasi refrigeran atau dengan bantuan *add-ins* Refprop pada Excel. Parameter yang digunakan adalah tekanan (P) dan kualitas atau keadaan refrigeran (Q) sebagai berikut.

$$\begin{aligned} P_1 &= 202,78 + 99,35 \\ &= 302,03 \text{ kPa} \\ Q &= 1 \text{ (saturated vapor)} \end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned} h_1 &= 392,829 \text{ kJ/kg} \\ s_1 &= 1,733 \text{ kJ/kgK} \end{aligned}$$

B. Menentukan entalpi dan entropi pada titik 2

Pada titik 2, refrigeran bertekanan tinggi keluar dari kompresor dan memasuki kondensor dengan keadaan *superheated vapor*. Pada kondisi ideal dengan kompresi isentropik pada diagram T-s, maka entropi pada titik 1 sama dengan entropi pada titik 2 ($s_1 = s_2$). Pada kondisi ideal isentropik, nilai entalpi pada titik 2 dapat ditentukan dengan tabel *superheated vapor* atau dengan *add-ins* Refprop sebagai berikut.

$$\begin{aligned} P_2 &= 995,67 + 99,35 \\ &= 1094,92 \text{ kPa} \\ s_{2s} = s_1 &= 1,733 \text{ kJ/kgK} \end{aligned}$$

maka:

$$h_{2s} = 425,977 \text{ kJ/kg}$$

Kondisi ideal isentropis ini tidak dapat digunakan untuk analisis eksergi. Maka, harus digunakan nilai entalpi dan entropi pada kondisi aktual non-isentropik. Untuk mendapatkan nilai-nilai tersebut, diperlukan pendekatan efisiensi isentropik kompresor yang diasumsikan sebesar 75%. Dengan asumsi efisiensi maka nilai entalpi aktual di titik 2 (h_{2a}) dapat diperoleh sebagai berikut

$$h_{2,\text{act}} = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{\text{comp}}}$$

$$h_{2,\text{act}} = 392,829 + \frac{425,977 - 392,829}{0,75}$$

$$h_{2,\text{act}} = 437,027 \text{ kJ/kg}$$

Nilai $h_{2,\text{act}}$ dapat digunakan untuk menentukan entropi aktual pada titik 2 sebagai berikut.

dengan:

$$P_2 = 1094,92 \text{ kPa}$$

$$h_{2,\text{act}} = 437,027 \text{ kJ/kg}$$

maka:

$$s_{2s} = 1,767 \text{ kJ/kgK}$$

C. Menentukan entalpi dan entropi pada titik 3

Pada titik 3, refrigeran keluar dari kondensor dan memasuki katup ekspansi dengan keadaan *saturated liquid*. Tekanan pada kondensor adalah konstan (isobarik), maka tekanan pada titik 3 sama dengan tekanan pada titik 2. Entalpi dan entropi di titik 3 ditentukan melalui tabel saturasi refrigeran dengan bantuan *add-ins* Refprop pada Excel. Parameter yang digunakan adalah tekanan (P) dan kualitas atau keadaan refrigeran (Q) sebagai berikut.

$$P_3 = P_2 = 1094,92 \text{ kPa}$$

$$Q = 0 \text{ (saturated liquid)}$$

maka:

$$h_3 = 255,256 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3 = 1,187 \text{ kJ/kgK}$$

D. Menentukan entalpi dan entropi pada titik 4

Pada titik 4, refrigeran keluar dari katup ekspansi dan memasuki evaporator dengan keadaan *mixture*. Diagram P-h menunjukkan nilai entalpi pada titik 4 sama dengan entalpi pada titik 3 ($h_4 = h_3$) dan tekanan pada titik 4 sama dengan tekanan pada titik 1 ($P_4 = P_1$). Nilai entalpi dan entropi dapat ditentukan sebagai berikut.

$$P_4 = P_1 = 1094,92 \text{ kPa}$$

$$h_4 = h_3 = 255,256 \text{ kJ/kg}$$

maka:

$$s_4 = 1,211 \text{ kJ/kgK}$$

Nilai properti termodinamika yang meliputi entalpi dan entropi refrigeran pada siklus kompresi uap dirangkum dan disajikan pada Tabel 4.11 dan Tabel 4.12.

Tabel 4.11 Entalpi Refrigeran pada Siklus Kompresi Uap

Menit ke-	Tekanan Absolut (kPa)		Entalpi (kJ/kg)				
	P_1	P_2	h_1	h_{2s}	$h_{2,act}$	h_3	h_4
10	202,78	995,67	392,829	425,977	437,027	255,256	255,256
20	216,56	1099,09	393,841	427,698	438,984	260,819	260,819
30	237,25	1168,04	395,261	428,478	439,550	264,352	264,352
40	271,72	1250,78	397,406	429,193	439,789	268,430	268,430
50	271,72	1374,88	397,406	431,161	442,413	274,260	274,260
60	306,20	1478,31	399,326	432,049	442,957	278,891	278,891
70	340,67	1581,73	401,064	432,909	443,524	283,344	283,344
80	340,67	1616,20	401,064	433,349	444,110	284,793	284,793
90	375,14	1650,67	402,653	433,318	443,540	286,226	286,226
100	375,14	1685,15	402,653	433,737	444,098	287,642	287,642
110	375,14	1719,62	402,653	434,146	444,644	289,044	289,044
120	375,14	1719,62	402,653	434,146	444,644	289,044	289,044
130	409,62	1719,62	404,116	433,739	443,614	289,044	289,044
140	375,14	1754,10	402,653	434,547	445,178	290,431	290,431
150	409,62	1754,10	404,116	434,139	444,147	290,431	290,431
160	409,62	1754,10	404,116	434,139	444,147	290,431	290,431
170	409,62	1754,10	404,116	434,139	444,147	290,431	290,431
180	375,14	1754,10	402,653	434,547	445,178	290,431	290,431
190	395,83	1754,10	403,545	434,296	444,547	290,431	290,431
200	395,83	1754,10	403,545	434,296	444,547	290,431	290,431
210	395,83	1774,78	403,545	434,532	444,861	291,256	291,256

Tabel 4.11 Entalpi Refrigeran pada Siklus Kompresi Uap (lanjutan)

Menit ke-	Tekanan Absolut (kPa)		Entalpi (kJ/kg)				
	P_1	P_2	h_1	h_{2s}	$h_{2,act}$	h_3	h_4
	220	395,83	1774,78	403,545	434,532	444,861	291,256
230	395,83	1774,78	403,545	434,532	444,861	291,256	291,256
240	395,83	1774,78	403,545	434,532	444,861	291,256	291,256
250	395,83	1788,57	403,545	434,688	445,069	291,804	291,804
260	395,83	1788,57	403,545	434,688	445,069	291,804	291,804
270	395,83	1788,57	403,545	434,688	445,069	291,804	291,804
280	395,83	1788,57	403,545	434,688	445,069	291,804	291,804
290	395,83	1788,57	403,545	434,688	445,069	291,804	291,804
300	395,83	1788,57	403,545	434,688	445,069	291,804	291,804
310	409,62	1795,46	404,116	434,607	444,771	292,077	292,077
320	395,83	1788,57	403,545	434,688	445,069	291,804	291,804
330	395,83	1788,57	403,545	434,688	445,069	291,804	291,804
340	395,83	1788,57	403,545	434,688	445,069	291,804	291,804
350	395,83	1802,36	403,545	434,842	445,274	292,349	292,349
360	395,83	1802,36	403,545	434,842	445,274	292,349	292,349
370	395,83	1802,36	403,545	434,842	445,274	292,349	292,349
380	395,83	1788,57	403,545	434,688	445,069	291,804	291,804
390	395,83	1795,46	403,545	434,765	445,172	292,077	292,077
400	395,83	1795,46	403,545	434,765	445,172	292,077	292,077
410	395,83	1795,46	403,545	434,765	445,172	292,077	292,077
420	395,83	1795,46	403,545	434,765	445,172	292,077	292,077
430	395,83	1795,46	403,545	434,765	445,172	292,077	292,077
440	395,83	1795,46	403,545	434,765	445,172	292,077	292,077
450	395,83	1795,46	403,545	434,765	445,172	292,077	292,077
460	395,83	1754,10	403,545	434,296	444,547	290,431	290,431
470	395,83	1795,46	403,545	434,765	445,172	292,077	292,077
480	395,83	1795,46	403,545	434,765	445,172	292,077	292,077

Tabel 4.12 Entropi Refrigeran pada Siklus Kompresi Uap

Menit ke-	Tekanan Absolut (kPa)		Entropi (kJ/kgK)				
	P_1	P_2	s_1	s_{2s}	$s_{2,act}$	s_3	s_4
	10	202,78	995,67	1,733	1,733	1,767	1,187
20	216,56	1099,09	1,732	1,732	1,766	1,204	1,230
30	237,25	1168,04	1,730	1,730	1,764	1,215	1,241
40	271,72	1250,78	1,728	1,728	1,760	1,228	1,253
50	271,72	1374,88	1,728	1,728	1,762	1,245	1,274
60	306,20	1478,31	1,726	1,726	1,759	1,259	1,287
70	340,67	1581,73	1,725	1,725	1,756	1,273	1,300
80	340,67	1616,20	1,725	1,725	1,756	1,277	1,306
90	375,14	1650,67	1,723	1,723	1,753	1,281	1,308
100	375,14	1685,15	1,723	1,723	1,754	1,285	1,313

Tabel 4.12 Entropi Refrigeran pada Siklus Kompresi Uap (lanjutan)

Menit ke-	Tekanan Absolut (kPa)		Entropi (kJ/kgK)				
	P_1	P_2	s_1	s_{2s}	$s_{2,act}$	s_3	s_4
110	375,14	1719,62	1,723	1,723	1,754	1,289	1,318
120	375,14	1719,62	1,723	1,723	1,754	1,289	1,318
130	409,62	1719,62	1,722	1,722	1,751	1,289	1,315
140	375,14	1754,10	1,723	1,723	1,754	1,293	1,323
150	409,62	1754,10	1,722	1,722	1,751	1,293	1,320
160	409,62	1754,10	1,722	1,722	1,751	1,293	1,320
170	409,62	1754,10	1,722	1,722	1,751	1,293	1,320
180	375,14	1754,10	1,723	1,723	1,754	1,293	1,323
190	395,83	1754,10	1,723	1,723	1,753	1,293	1,321
200	395,83	1754,10	1,723	1,723	1,753	1,293	1,321
210	395,83	1774,78	1,723	1,723	1,753	1,296	1,324
220	395,83	1774,78	1,723	1,723	1,753	1,296	1,324
230	395,83	1774,78	1,723	1,723	1,753	1,296	1,324
240	395,83	1774,78	1,723	1,723	1,753	1,296	1,324
250	395,83	1788,57	1,723	1,723	1,753	1,297	1,326
260	395,83	1788,57	1,723	1,723	1,753	1,297	1,326
270	395,83	1788,57	1,723	1,723	1,753	1,297	1,326
280	395,83	1788,57	1,723	1,723	1,753	1,297	1,326
290	395,83	1788,57	1,723	1,723	1,753	1,297	1,326
300	395,83	1788,57	1,723	1,723	1,753	1,297	1,326
310	409,62	1795,46	1,722	1,722	1,752	1,298	1,326
320	395,83	1788,57	1,723	1,723	1,753	1,297	1,326
330	395,83	1788,57	1,723	1,723	1,753	1,297	1,326
340	395,83	1788,57	1,723	1,723	1,753	1,297	1,326
350	395,83	1802,36	1,723	1,723	1,753	1,299	1,328
360	395,83	1802,36	1,723	1,723	1,753	1,299	1,328
370	395,83	1802,36	1,723	1,723	1,753	1,299	1,328
380	395,83	1788,57	1,723	1,723	1,753	1,297	1,326
390	395,83	1795,46	1,723	1,723	1,753	1,298	1,327
400	395,83	1795,46	1,723	1,723	1,753	1,298	1,327
410	395,83	1795,46	1,723	1,723	1,753	1,298	1,327
420	395,83	1795,46	1,723	1,723	1,753	1,298	1,327
430	395,83	1795,46	1,723	1,723	1,753	1,298	1,327
440	395,83	1795,46	1,723	1,723	1,753	1,298	1,327
450	395,83	1795,46	1,723	1,723	1,753	1,298	1,327
460	395,83	1754,10	1,723	1,723	1,753	1,293	1,321
470	395,83	1795,46	1,723	1,723	1,753	1,298	1,327
480	395,83	1795,46	1,723	1,723	1,753	1,298	1,327

4.2.2 Menentukan Nilai Parameter Pendukung

Parameter pendukung sangat dibutuhkan dalam analisis pada penelitian ini. Parameter pendukung yang dibutuhkan yaitu: (1) Luas permukaan saluran udara efektif dan (2) Laju aliran massa udara.

4.2.2.1 Luas Penampang Saluran Udara (*Ducting*) Efektif

Luas penampang saluran udara efektif perlu diketahui untuk menghitung laju aliran massa udara. Permukaan *tray* terdapat lubang kecil yang sangat banyak. Untuk mengakomodasi luas lubang tersebut, tinggi *tray* yang digunakan dianggap setengah dari tinggi aslinya. Luas penampang efektif dihitung menggunakan Persamaan 3.16 berdasarkan dimensi pada Tabel 3.4.

$$A_{\text{eff}} = A_{\text{ch}} - (A_{\text{tray}} \cdot n)$$

$$A_{\text{eff}} = 0,455 \cdot 0,470 - (0,440 \cdot 0,050 \cdot 3)$$

$$A_{\text{eff}} = 0,148 \text{ m}^2$$

4.2.2.4 Laju Aliran Massa Udara

Nilai kecepatan udara, volume spesifik udara, dan luas permukaan efektif yang telah didapatkan kemudian digunakan untuk menghitung laju aliran massa udara. Kecepatan udara diukur menggunakan anemometer dan diperoleh sebesar 1,5 m/s. Nilai ini dianggap sama pada semua titik sepanjang waktu pengujian. Laju aliran massa udara dihitung menggunakan Persamaan 3.17.

$$\dot{m}_a = \frac{A_{\text{ef}} \cdot V_a}{v_a}$$

$$\dot{m}_a = \frac{0,148 \cdot 1,5}{0,8902}$$

$$\dot{m}_a = 0,2494 \text{ kg/s}$$

4.2.3 Analisis Energi

Berdasarkan properti termodinamika yang telah didapatkan, pada bagian ini diuraikan analisis energi. Perhitungan energi bertujuan untuk mengidentifikasi daya yang diberikan dan laju perpindahan panas pada setiap komponen dan sistem keseluruhan.

4.2.3.1 Daya Kipas

Daya (\dot{W}_{fan}) dianggap konstan dan sama selama pengujian sebesar 40 W atau 0,04 kW.

4.2.3.2 Daya kompresor

Daya yang dilakukan kompresor dihitung menggunakan Persamaan 2.10.

$$\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_{\text{comp}} = 0,0065(437,027 - 393,829)$$

$$\dot{W}_{\text{comp}} = 0,289 \text{ kW}$$

4.2.3.3 Laju Kalor yang Dilepaskan Kondensor

Laju energi panas yang dilepas oleh kondensor dapat ditinjau dari sisi udara dan refrigeran. Laju energi panas yang dilepas oleh kondensor pada sisi udara dapat digunakan untuk mencari laju aliran massa refrigeran dengan asumsi tidak ada panas yang terbuang melalui pipa tembaga. Maka, laju energi panas yang dilepas oleh kondensor pada sisi udara ekuivalen pada sisi refrigeran. Kestimbangan laju energi panas yang dilepas oleh kondensor pada sisi udara dapat dihitung menggunakan Persamaan 3.1.

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_r(h_2 - h_3) = \dot{m}_a(h_{2a} - h_{1a})$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_a(h_{2a} - h_{1a})$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = 0,2494(58,225 - 53,454)$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = 1,190 \text{ kW}$$

Maka dengan kestimbangan energi pada kondensor, laju aliran laju aliran massa refrigeran dapat dihitung sebagai berikut.

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cond,a}}}{h_2 - h_3}$$

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \frac{1,190}{437,027 - 255,256}$$

$$\dot{m}_{\text{ref}} = 0,0065 \text{ kg/s}$$

4.2.3.4 Laju Kalor yang Diserap Evaporator

Laju energi panas yang diserap oleh evaporator dapat ditinjau dari sisi udara dan refrigeran dengan Persamaan 3.3. Pada sisi refrigeran dapat dihitung sebagai berikut.

$$\dot{Q}_{\text{evap,ref}} = \dot{m}_r(h_1 - h_4)$$

$$\dot{Q}_{\text{evap,ref}} = 0,0065 (392,829 - 255,256)$$

$$\dot{Q}_{\text{evap,ref}} = 0,900 \text{ kW}$$

Pada sisi udara pengujian tanpa beban, jumlah air yang terkondensasi sangat sedikit sehingga komponen perhitungan sisi air kondensat dapat diabaikan terlebih dahulu.

$$\dot{Q}_{\text{evap,air}} = \dot{m}_a(h_{3a} - h_{4a})$$

$$\dot{Q}_{\text{evap,air}} = 0,2494 (47,811 - 44,290)$$

$$\dot{Q}_{\text{evap,air}} = 0,878 \text{ kW}$$

Berbeda pada kondensor, laju perpindahan energi panas di evaporator pada sisi udara dan refrigeran berbeda. Selisih nilai \dot{Q} pada evaporator sebagai kalor dehumidifikasi. Maka \dot{Q}_{dh} dapat dihitung sebagai berikut.

$$\dot{Q}_{\text{dh}} = \dot{Q}_{\text{evap,ref}} - \dot{Q}_{\text{evap,air}}$$

$$\dot{Q}_{\text{dh}} = 0,900 - 0,878$$

$$\dot{Q}_{\text{dh}} = 0,022 \text{ kW}$$

4.2.3.5 Laju Energi Panas pada Ruang Pengering

Laju energi panas udara pada pengering dihitung menggunakan Persamaan 3.7.

$$\dot{Q}_{\text{dryer}} = \dot{m}_a c_p \Delta T_{\text{dryer}}$$

$$\dot{Q}_{\text{dryer}} = 0,2494 \cdot 1,025 \cdot 3,52$$

$$\dot{Q}_{\text{dryer}} = 0,899 \text{ kW}$$

4.2.3.6 Total Energi Panas pada Sistem

Total energi pada sistem dihitung dengan menggunakan Persamaan 3.9

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{total}} &= \dot{Q}_{\text{dryer}} + \dot{Q}_{\text{VCRC}} = \dot{Q}_{\text{dryer}} + (\dot{Q}_{\text{cond}} + \dot{Q}_{\text{dh}}) \\ \dot{Q}_{\text{total}} &= 0,899 + (1,190 + 0,022) \\ \dot{Q}_{\text{total}} &= 2,111 \text{ kW}\end{aligned}$$

4.2.3.7 Laju Kehilangan Energi Panas

Laju kehilangan energi panas dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan 3.11.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{loss}} &= \dot{Q}_{\text{total}} - \dot{W}_{\text{total}} \\ \dot{Q}_{\text{loss}} &= 2,111 - 0,329 \\ \dot{Q}_{\text{loss}} &= 1,782 \text{ kW}\end{aligned}$$

4.2.3.8 Coefficient of Performance Energi

Perhitungan *coefficient of performance* terdiri dari dua bagian, yaitu COP pada keseluruhan sistem *heat pump dryer* dan COP pada sistem siklus kompresi uap.

A. COP Keseluruhan Sistem *Heat Pump Dryer*

COP pada keseluruhan sistem *heat pump dryer* dapat dihitung menggunakan Persamaan 3.12.

$$\begin{aligned}COP_{\text{system}} &= \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{\dot{W}_{\text{comp}} + \dot{W}_{\text{fan}}} \\ COP_{\text{system}} &= \frac{1,190}{0,289 + 0,040} \\ COP_{\text{system}} &= 3,61\end{aligned}$$

B. COP Siklus Kompresi Uap

COP pada keseluruhan sistem sistem siklus kompresi uap dapat dihitung menggunakan Persamaan 3.13.

$$\begin{aligned}COP_{\text{VCRC}} &= \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{\dot{W}_{\text{comp}}} \\ COP_{\text{VCRC}} &= \frac{1,190}{0,289} \\ COP_{\text{VCRC}} &= 4,11\end{aligned}$$

Hasil perhitungan pada keseluruhan analisis energi dirangkum pada Tabel 4.13.

Tabel 4.13 Hasil Analisis Energi

Menit ke-	Daya (kW)		Laju Perpindahan Panas (kW)							COP	
	\dot{W}_{comp}	\dot{W}_{fan}	\dot{Q}_{cond}	\dot{Q}_{evap}	\dot{Q}_{dh}	\dot{Q}_{dryer}	$\dot{Q}_{total,VCRC}$	$\dot{Q}_{total,system}$	\dot{Q}_{loss}	COP_{system}	COP_{VCRC}
10	0,289	0,040	1,190	0,878	0,022	0,899	1,212	2,111	1,782	3,68	4,19
20	0,400	0,040	1,577	1,168	0,009	1,024	1,587	2,610	2,171	3,61	3,97
30	0,435	0,040	1,721	1,284	0,002	1,118	1,723	2,842	2,367	3,63	3,96
40	0,428	0,040	1,729	1,253	0,048	1,199	1,777	2,976	2,509	3,80	4,16
50	0,450	0,040	1,679	1,219	0,011	1,306	1,691	2,997	2,507	3,45	3,76
60	0,431	0,040	1,620	1,157	0,032	0,911	1,652	2,563	2,092	3,51	3,83
70	0,396	0,040	1,492	1,035	0,062	0,482	1,555	2,037	1,601	3,57	3,93
80	0,336	0,040	1,245	0,852	0,057	0,268	1,301	1,569	1,193	3,46	3,87
90	0,312	0,040	1,201	0,823	0,066	0,554	1,267	1,820	1,468	3,60	4,06
100	0,266	0,040	1,004	0,663	0,074	0,367	1,078	1,445	1,139	3,52	4,06
110	0,307	0,040	1,138	0,761	0,070	0,385	1,208	1,593	1,246	3,48	3,93
120	0,350	0,040	1,297	0,894	0,053	0,399	1,350	1,749	1,359	3,46	3,86
130	0,377	0,040	1,475	0,999	0,099	0,420	1,574	1,994	1,577	3,78	4,18
140	0,426	0,040	1,551	1,075	0,050	0,456	1,601	2,057	1,591	3,43	3,76
150	0,462	0,040	1,775	1,240	0,073	0,472	1,849	2,321	1,818	3,68	4,00
160	0,510	0,040	1,960	1,376	0,073	0,491	2,033	2,525	1,974	3,69	3,98

Tabel 4.13 Hasil Analisis Energi (lanjutan)

Menit ke-	Daya (kW)		Laju Perpindahan Panas (kW)							COP	
	\dot{W}_{comp}	\dot{W}_{fan}	\dot{Q}_{cond}	\dot{Q}_{evap}	\dot{Q}_{dh}	\dot{Q}_{dryer}	$\dot{Q}_{total,VCRC}$	$\dot{Q}_{total,system}$	\dot{Q}_{loss}	COP_{system}	COP_{VCRC}
170	0,466	0,040	1,790	1,226	0,098	0,486	1,888	2,373	1,867	3,73	4,05
180	0,554	0,040	2,015	1,406	0,055	0,526	2,070	2,596	2,002	3,49	3,74
190	0,616	0,040	2,314	1,625	0,074	0,484	2,388	2,872	2,216	3,64	3,88
200	0,595	0,040	2,235	1,560	0,080	0,489	2,315	2,804	2,169	3,65	3,89
210	0,586	0,040	2,180	1,520	0,073	0,541	2,253	2,795	2,168	3,60	3,84
220	0,633	0,040	2,355	1,648	0,074	0,517	2,428	2,945	2,272	3,61	3,83
230	0,642	0,040	2,385	1,671	0,073	0,521	2,459	2,979	2,298	3,61	3,83
240	0,629	0,040	2,337	1,631	0,077	0,522	2,414	2,935	2,267	3,61	3,84
250	0,619	0,040	2,286	1,595	0,072	0,527	2,358	2,884	2,225	3,58	3,81
260	0,660	0,040	2,437	1,705	0,071	0,532	2,509	3,040	2,340	3,58	3,80
270	0,659	0,040	2,432	1,702	0,071	0,565	2,504	3,068	2,370	3,58	3,80
280	0,663	0,040	2,446	1,712	0,072	0,572	2,518	3,089	2,387	3,58	3,80
290	0,650	0,040	2,401	1,679	0,072	0,590	2,473	3,062	2,372	3,58	3,80
300	0,726	0,040	2,678	1,893	0,060	0,567	2,738	3,305	2,539	3,58	3,77
310	0,668	0,040	2,510	1,758	0,084	0,584	2,593	3,177	2,469	3,66	3,88
320	0,721	0,040	2,663	1,870	0,072	0,553	2,735	3,288	2,526	3,59	3,79
330	0,717	0,040	2,645	1,857	0,072	0,540	2,717	3,257	2,501	3,59	3,79
340	0,661	0,040	2,439	1,703	0,076	0,613	2,515	3,128	2,428	3,59	3,81

Tabel 4.13 Hasil Analisis Energi (lanjutan)

Menit ke-	Daya (kW)		Laju Perpindahan Panas (kW)							COP	
	\dot{W}_{comp}	\dot{W}_{fan}	\dot{Q}_{cond}	\dot{Q}_{evap}	\dot{Q}_{dh}	\dot{Q}_{dryer}	$\dot{Q}_{total,VCRC}$	$\dot{Q}_{total,system}$	\dot{Q}_{loss}	COP_{system}	COP_{VCRC}
350	0,700	0,040	2,566	1,794	0,071	0,575	2,637	3,213	2,472	3,56	3,77
360	0,725	0,040	2,656	1,859	0,072	0,613	2,727	3,340	2,575	3,57	3,76
370	0,726	0,040	2,659	1,867	0,067	0,559	2,726	3,285	2,519	3,56	3,76
380	0,658	0,040	2,429	1,697	0,074	0,590	2,503	3,093	2,395	3,59	3,80
390	0,665	0,040	2,447	1,710	0,072	0,566	2,518	3,084	2,379	3,57	3,79
400	0,661	0,040	2,431	1,699	0,072	0,589	2,503	3,091	2,390	3,57	3,79
410	0,635	0,040	2,335	1,629	0,071	0,601	2,407	3,007	2,333	3,57	3,79
420	0,657	0,040	2,415	1,687	0,071	0,558	2,486	3,044	2,348	3,57	3,79
430	0,636	0,040	2,339	1,631	0,071	0,572	2,410	2,982	2,306	3,57	3,79
440	0,635	0,040	2,336	1,629	0,072	0,587	2,407	2,994	2,319	3,57	3,79
450	0,456	0,040	1,676	1,159	0,062	0,602	1,738	2,340	1,845	3,51	3,81
460	0,422	0,040	1,588	1,085	0,080	0,587	1,668	2,255	1,792	3,61	3,95
470	0,408	0,040	1,499	1,020	0,071	0,578	1,570	2,149	1,701	3,51	3,85
480	0,439	0,040	1,613	1,103	0,071	0,571	1,685	2,256	1,777	3,52	3,84

4.2.4 Analisis Eksergi

Analisis eksergi dilakukan untuk mengkaji tingkat kerugian termodinamika di dalam sistem. Melalui nilai laju destruksi eksergi, irreversibilitas relatif, dan efisiensi eksergi pada setiap komponen dan sistem dapat dievaluasi. Sehingga, dapat diketahui kerugian eksergi terbesar pada sistem.

4.2.4.1 Aliran Eksergi atau Eksergi Spesifik

Eksergi spesifik pada sisi refrigeran dan sisi udara keduanya dapat hitung dengan menggunakan Persamaan 2.4.

A. Eksergi Spesifik pada Sisi Refrigeran

- a. Eksergi Spesifik pada Sisi Refrigeran di Titik 1

$$e_{x,1} = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0)$$

$$e_{x,1} = (329,829 - 427,027) - 301,04(1,733 - 1,911)$$

$$e_{x,1} = 19,195 \text{ kJ/kg}$$

- b. Eksergi Spesifik pada Sisi Refrigeran di Titik 2

$$e_{x,2} = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0)$$

$$e_{x,2} = (437,027 - 427,027) - 301,04(1,767 - 1,911)$$

$$e_{x,2} = 53,115 \text{ kJ/kg}$$

- c. Eksergi Spesifik pada Sisi Refrigeran di Titik 3

$$e_{x,3} = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0)$$

$$e_{x,3} = (255,256 - 427,027) - 301,04(1,187 - 1,911)$$

$$e_{x,3} = 46,083 \text{ kJ/kg}$$

- d. Eksergi Spesifik pada Sisi Refrigeran di Titik 4

$$e_{x,4} = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0)$$

$$e_{x,4} = (255,256 - 427,027) - 301,04(1,211 - 1,911)$$

$$e_{x,4} = 38,841 \text{ kJ/kg}$$

Hasil perhitungan eksergi spesifik setiap titik pada sisi refrigeran disajikan pada Tabel 4.14.

Tabel 4.14 Eksergi Spesifik Refrigeran pada Setiap Titik

Menit ke-	Eksergi Spesifik (kJ/kg)			
	$e_{x,1}$	$e_{x,2}$	$e_{x,3}$	$e_{x,4}$
10	19,195	53,115	46,083	38,841
20	20,612	55,363	46,630	38,803
30	22,601	56,735	47,255	39,456
40	25,549	58,247	48,060	40,560
50	25,748	60,566	49,244	40,563
60	28,276	62,092	49,818	41,259
70	30,469	63,449	50,170	41,692
80	30,787	64,199	51,362	42,551
90	32,754	64,506	51,384	43,179
100	32,828	65,029	51,767	43,278
110	32,792	65,449	51,801	43,042
120	32,754	65,417	51,681	42,927
130	34,483	65,207	51,364	43,432
140	32,655	65,775	51,518	42,504
150	34,707	65,838	52,223	43,998
160	34,384	65,561	51,204	43,024
170	34,421	65,593	51,323	43,138
180	32,643	65,765	51,480	42,468
190	33,672	65,612	51,204	42,708
200	33,858	65,770	51,794	43,272
210	34,021	66,168	52,395	43,689
220	33,832	66,008	51,805	43,126
230	33,920	66,083	52,081	43,389
240	33,970	66,125	52,238	43,539
250	33,771	66,127	51,673	42,896
260	33,733	66,095	51,555	42,783
270	33,995	66,317	52,373	43,564
280	34,261	66,544	53,197	44,350
290	34,185	66,480	52,964	44,127
300	34,045	66,360	52,530	43,714
310	34,508	66,183	51,785	43,273
320	33,660	66,033	51,324	42,563
330	33,932	66,264	52,179	43,379
340	34,134	66,436	52,807	43,977
350	33,956	66,455	52,316	43,404
360	34,147	66,617	52,904	43,965
370	33,636	66,184	51,313	42,449
380	33,983	66,307	52,336	43,528
390	33,697	66,150	51,474	42,654

Tabel 4.14 Eksergi Spesifik Refrigeran pada Setiap Titik (lanjutan)

Menit ke-	Eksergi Spesifik (kJ/kg)			
	$e_{x,1}$	$e_{x,2}$	$e_{x,3}$	$e_{x,4}$
400	33,513	65,995	50,891	42,098
410	33,733	66,181	51,586	42,761
420	34,021	66,425	52,485	43,618
430	33,611	66,077	51,201	42,393
440	33,870	66,297	52,016	43,171
450	33,697	66,150	51,474	42,654
460	33,882	65,790	51,870	43,344
470	33,985	66,394	52,373	43,511
480	33,908	66,329	52,135	43,284

B. Eksergi Spesifik pada Sisi Udara

a. Eksergi Spesifik pada Sisi Udara di Titik 1a

$$e_{x,1a} = (h_{1a} - h'_{0,1a}) - T_0(s_{1a} - s'_{0,1a})$$

$$e_{x,1a} = (53,454 - 59,687) - 301,04(0,197 - 0,218)$$

$$e_{x,1a} = 0,0631 \text{ kJ/kg}$$

b. Eksergi Spesifik pada Sisi Udara di Titik 2a

$$e_{x,2a} = (h_{2a} - h'_{0,2a}) - T_0(s_{2a} - s'_{0,2a})$$

$$e_{x,2a} = (58,225 - 56,378) - 301,04(0,213 - 0,207)$$

$$e_{x,2a} = 0,0056 \text{ kJ/kg}$$

c. Eksergi Spesifik pada Sisi Udara di Titik 3a

$$e_{x,3a} = (h_{3a} - h'_{0,3a}) - T_0(s_{3a} - s'_{0,3a})$$

$$e_{x,3a} = (47,811 - 49,570) - 301,04(0,177 - 0,183)$$

$$e_{x,3a} = 0,0050 \text{ kJ/kg}$$

d. Eksergi Spesifik pada Sisi Udara di Titik 4a

$$e_{x,4a} = (h_{4a} - h'_{0,4a}) - T_0(s_{4a} - s'_{0,4a})$$

$$e_{x,4a} = (44,290 - 52,310) - 301,04(0,166 - 0,193)$$

$$e_{x,4a} = 0,1058 \text{ kJ/kg}$$

Hasil perhitungan eksergi spesifik setiap titik pada sisi udara disajikan pada Tabel 4.15.

Tabel 4.15 Eksergi Spesifik Udara pada Setiap Titik

Menit ke-	Eksergi Spesifik (kJ/kg)			
	$e_{x,1a}$	$e_{x,2a}$	$e_{x,3a}$	$e_{x,4a}$
10	0,0631	0,0056	0,0050	0,1058
20	0,0455	0,0430	0,0017	0,0825
30	0,0187	0,1072	0,0208	0,0445
40	0,0038	0,1951	0,0593	0,0183
50	0,0074	0,2921	0,1045	0,0050
60	0,0117	0,3396	0,1845	0,0011
70	0,0521	0,3828	0,2866	0,0235
80	0,0775	0,3788	0,3254	0,0420
90	0,1691	0,5605	0,4302	0,1144
100	0,2518	0,5973	0,5049	0,1839
110	0,3428	0,7104	0,6035	0,2626
120	0,4192	0,8130	0,6942	0,3301
130	0,5085	0,9295	0,7955	0,4099
140	0,5749	1,0207	0,8684	0,4699
150	0,5558	0,9916	0,8365	0,4528
160	0,6854	1,1596	0,9848	0,5706
170	0,6941	1,1682	0,9942	0,5785
180	0,7145	1,2093	1,0184	0,5973
190	0,7494	1,2355	1,0571	0,6296
200	0,6992	1,1762	1,0010	0,5839
210	0,6802	1,1656	0,9735	0,5664
220	0,7606	1,2613	1,0696	0,6403
230	0,7362	1,2257	1,0362	0,6183
240	0,7178	1,2064	1,0174	0,6010
250	0,8121	1,3233	1,1222	0,6871
260	0,8494	1,3691	1,1625	0,7216
270	0,7644	1,2771	1,0669	0,6438
280	0,6953	1,1847	0,9805	0,5808
290	0,7478	1,2547	1,0383	0,6290
300	0,8088	1,3255	1,1108	0,6852
310	0,9160	1,4626	1,2301	0,7841
320	0,9662	1,5079	1,2829	0,8305
330	0,8545	1,3722	1,1630	0,7274
340	0,7914	1,3198	1,0884	0,6687
350	0,8695	1,3995	1,1759	0,7415
360	0,7872	1,3102	1,0822	0,6663
370	0,9890	1,5436	1,3155	0,8529
380	0,8234	1,3470	1,1238	0,6995
390	0,9466	1,4872	1,2613	0,8135

Tabel 4.15 Eksergi Spesifik Udara pada Setiap Titik (lanjutan)

Menit ke-	Eksergi Spesifik (kJ/kg)			
	$e_{x,1a}$	$e_{x,2a}$	$e_{x,3a}$	$e_{x,4a}$
400	1,0008	1,5653	1,3253	0,8642
410	0,8978	1,4512	1,2161	0,7686
420	0,7889	1,2912	1,0858	0,6687
430	0,9469	1,4963	1,2692	0,8147
440	0,8372	1,3675	1,1461	0,7134
450	0,9169	1,4663	1,2352	0,7892
460	0,8448	1,3636	1,1467	0,7224
470	0,8189	1,3310	1,1196	0,6982
480	0,8639	1,3909	1,1777	0,7405

4.2.4.2 Laju Destruksi Eksergi (\dot{I})

A. Laju Destruksi Eksergi pada Kompresor

Laju destruksi eksergi pada kompresor dapat dihitung dengan Persamaan 2.12.

$$\begin{aligned}\dot{I}_{\text{comp}} &= \dot{W}_{\text{comp}} + \dot{m}_{\text{ref}}(e_{x,1} - e_{x,2}) \\ \dot{I}_{\text{comp}} &= 0,289 + 0,0065(19,195 - 53,115) \\ \dot{I}_{\text{comp}} &= 0,0673 \text{ kW}\end{aligned}$$

B. Laju Destruksi Eksergi pada Kondensor

Laju destruksi eksergi pada kondensor dapat dihitung dengan Persamaan 3.2.

$$\begin{aligned}\dot{I}_{\text{cond}} &= \dot{m}_{\text{ref}}(e_{x,2} - e_{x,3}) + \dot{m}_a(e_{x,1a} - e_{x,2a}) \\ \dot{I}_{\text{cond}} &= 0,0065(53,115 - 46,083) + 0,2494(0,0631 - 0,0056) \\ \dot{I}_{\text{cond}} &= 0,0603 \text{ kW}\end{aligned}$$

C. Laju Destruksi Eksergi pada Katup Ekspansi

Laju destruksi eksergi pada katup ekspansi dapat dihitung dengan Persamaan 2.20.

$$\begin{aligned}\dot{I}_{\text{ev}} &= \dot{m}_{\text{ref}}(e_{x,3} - e_{x,4}) \\ \dot{I}_{\text{ev}} &= 0,0065(46,083 - 38,841) \\ \dot{I}_{\text{ev}} &= 0,0474 \text{ kW}\end{aligned}$$

D. Laju Destruksi Eksergi pada Evaporator

Laju destruksi eksergi pada evaporator dapat dihitung dengan Persamaan 3.4.

$$\begin{aligned} \dot{I}_{\text{evap}} &= \dot{m}_{\text{ref}}(e_{x,4} - e_{x,1}) + \dot{m}_a(e_{x,3a} - e_{x,4a}) \\ \dot{I}_{\text{evap}} &= 0,0065(8,841 - 9,195) + 0,2494(0,0050 - 0,1058) \\ \dot{I}_{\text{evap}} &= 0,1034 \text{ kW} \end{aligned}$$

E. Laju Destruksi Eksergi pada Pengering

Laju destruksi eksergi pada pengering dapat dihitung dengan Persamaan 3.7.

$$\begin{aligned} \dot{I}_{\text{ch}} &= \dot{m}_a(e_{x,2a} - e_{x,3a}) \\ \dot{I}_{\text{ch}} &= 0,2494(0,0056 - 0,0050) \\ \dot{I}_{\text{ch}} &= 0,0002 \text{ kW} \end{aligned}$$

F. Laju Destruksi Eksergi pada Kipas

Laju destruksi eksergi pada kipas sirkulasi dapat dihitung dengan Persamaan 3.6.

$$\begin{aligned} \dot{I}_{\text{fan}} &= \dot{W}_{\text{fan}} + \dot{m}_a(e_{x,4a} - e_{x,1a}) \\ \dot{I}_{\text{fan}} &= 0,040 + 0,2494(0,1058 - 0,0631) \\ \dot{I}_{\text{fan}} &= 0,0506 \text{ kW} \end{aligned}$$

G. Total Laju Destruksi Eksergi

Total laju destruksi eksergi pada komponen *heat pump dryer* dapat dihitung dengan Persamaan 2.25.

$$\begin{aligned} \dot{I}_{\text{total}} &= \dot{I}_{\text{comp}} + \dot{I}_{\text{cond}} + \dot{I}_{\text{ev}} + \dot{I}_{\text{evap}} + \dot{I}_{\text{ch}} + \dot{I}_{\text{fan}} \\ \dot{I}_{\text{total}} &= 0,0673 + 0,0603 + 0,0474 + 0,1034 + 0,0002 + 0,0506 \\ \dot{I}_{\text{total}} &= 0,3293 \text{ kW} \end{aligned}$$

Hasil perhitungan laju destruksi eksergi pada setiap komponen mesin pengering disajikan pada Tabel 4.16.

Tabel 4.16 Laju Destruksi Eksergi pada Setiap Komponen

Menit ke -	Laju Destruksi Eksergi (kW)						
	\dot{i}_{comp}	\dot{i}_{cond}	\dot{i}_{ev}	\dot{i}_{evap}	\dot{i}_{dryer}	\dot{i}_{fan}	\dot{i}_{total}
10	0,0673	0,0603	0,0474	0,1034	0,0002	0,0506	0,3293
20	0,0920	0,0779	0,0693	0,1411	0,0102	0,0491	0,4396
30	0,0998	0,0716	0,0766	0,1598	0,0210	0,0463	0,4751
40	0,0977	0,0569	0,0757	0,1613	0,0325	0,0435	0,4677
50	0,1018	0,0458	0,0867	0,1715	0,0443	0,0395	0,4895
60	0,0969	0,0445	0,0845	0,1711	0,0363	0,0375	0,4708
70	0,0883	0,0469	0,0790	0,1657	0,0224	0,0334	0,4356
80	0,0753	0,0309	0,0688	0,1571	0,0123	0,0318	0,3763
90	0,0697	0,0110	0,0626	0,1515	0,0297	0,0275	0,3521
100	0,0593	0,0066	0,0545	0,1400	0,0210	0,0246	0,3059
110	0,0683	0,0167	0,0641	0,1520	0,0242	0,0219	0,3471
120	0,0778	0,0259	0,0730	0,1667	0,0267	0,0200	0,3900
130	0,0837	0,0378	0,0757	0,1717	0,0300	0,0179	0,4168
140	0,0943	0,0435	0,0904	0,1876	0,0339	0,0166	0,4663
150	0,1028	0,0604	0,0950	0,1926	0,0345	0,0171	0,5024
160	0,1129	0,0778	0,1043	0,2021	0,0388	0,0145	0,5504
170	0,1031	0,0610	0,0953	0,1937	0,0386	0,0144	0,5061
180	0,1224	0,0766	0,1173	0,2210	0,0422	0,0141	0,5936
190	0,1361	0,1089	0,1276	0,2302	0,0394	0,0135	0,6556
200	0,1318	0,0974	0,1236	0,2286	0,0387	0,0145	0,6346
210	0,1301	0,0885	0,1235	0,2269	0,0423	0,0149	0,6263
220	0,1401	0,1075	0,1331	0,2370	0,0422	0,0135	0,6734
230	0,1422	0,1096	0,1350	0,2391	0,0418	0,0140	0,6816
240	0,1394	0,1035	0,1323	0,2374	0,0417	0,0142	0,6685
250	0,1367	0,1028	0,1309	0,2321	0,0444	0,0124	0,6593
260	0,1457	0,1166	0,1395	0,2411	0,0455	0,0118	0,7003
270	0,1460	0,1083	0,1398	0,2450	0,0463	0,0134	0,6990
280	0,1475	0,1053	0,1412	0,2490	0,0449	0,0148	0,7027
290	0,1446	0,1003	0,1384	0,2457	0,0476	0,0139	0,6904
300	0,1609	0,1283	0,1541	0,2624	0,0471	0,0129	0,7657
310	0,1476	0,1167	0,1399	0,2420	0,0510	0,0110	0,7082
320	0,1590	0,1366	0,1522	0,2541	0,0494	0,0102	0,7615
330	0,1587	0,1294	0,1519	0,2588	0,0460	0,0121	0,7567
340	0,1468	0,1009	0,1405	0,2488	0,0508	0,0131	0,7009
350	0,1549	0,1209	0,1495	0,2539	0,0491	0,0119	0,7402
360	0,1608	0,1233	0,1552	0,2618	0,0500	0,0135	0,7647
370	0,1597	0,1368	0,1541	0,2548	0,0501	0,0101	0,7656
380	0,1458	0,1063	0,1396	0,2446	0,0491	0,0127	0,6981
390	0,1466	0,1157	0,1410	0,2416	0,0497	0,0107	0,7053
400	0,1452	0,1157	0,1396	0,2377	0,0528	0,0100	0,7011

Tabel 4.16 Laju Destruksi Eksergi pada Setiap Komponen (lanjutan)

Menit ke -	Laju Destruksi Eksergi (kW)						
	\dot{I}_{comp}	\dot{I}_{cond}	\dot{I}_{ev}	\dot{I}_{evap}	\dot{I}_{dryer}	\dot{I}_{fan}	\dot{I}_{total}
410	0,1400	0,1008	0,1346	0,2362	0,0518	0,0116	0,6750
420	0,1455	0,1093	0,1399	0,2432	0,0452	0,0135	0,6966
430	0,1399	0,1063	0,1345	0,2342	0,0500	0,0109	0,6759
440	0,1404	0,1011	0,1349	0,2372	0,0487	0,0127	0,6750
450	0,1005	0,0396	0,0966	0,1964	0,0509	0,0119	0,4958
460	0,0937	0,0289	0,0878	0,1911	0,0478	0,0130	0,4624
470	0,0903	0,0244	0,0868	0,1862	0,0466	0,0134	0,4476
480	0,0970	0,0335	0,0933	0,1951	0,0469	0,0128	0,4786

4.2.4.3 Irreversibilitas Relatif (RI)

Irreversibilitas relatif merupakan nilai dari perbandingan irrversibilitas atau laju destruksi eksergi pada komponen yang ditinjau dengan total laju destruksi eksergi pada sistem. Nilai ini digunakan untuk mengetahui komponen yang berkontribusi dalam destruksi eksergi terbesar pada sistem. Irreversibilatas relatif pada setiap komponen dihitung menggunakan Persamaan 2.31.

A. Irreversibilitas Relatif pada Kompresor

Irreversibilitas relatif pada kompresor dapat dihitung sebagai berikut.

$$RI_{comp} = \frac{\dot{I}_{comp}}{\dot{I}_{total}}$$

$$RI_{comp} = \frac{0,0673}{0,3293}$$

$$RI_{comp} = 20,43\%$$

B. Irreversibilitas Relatif pada Kondensor

Irreversibilitas relatif pada kondensor dapat dihitung sebagai berikut.

$$RI_{cond} = \frac{\dot{I}_{cond}}{\dot{I}_{total}}$$

$$RI_{cond} = \frac{0,0603}{0,3293}$$

$$RI_{cond} = 18,33\%$$

C. Irreversibilitas Relatif pada Katup Ekspansi

Irreversibilitas relatif pada katup ekspansi dapat dihitung sebagai berikut.

$$RI_{ev} = \frac{\dot{I}_{ev}}{\dot{I}_{total}}$$

$$RI_{ev} = \frac{0,0474}{0,3293}$$

$$RI_{ev} = 14,40\%$$

D. Irreversibilitas Relatif pada Evaporator

Irreversibilitas relatif pada evaporator dapat dihitung sebagai berikut.

$$RI_{evap} = \frac{\dot{I}_{evap}}{\dot{I}_{total}}$$

$$RI_{evap} = \frac{0,1034}{0,3293}$$

$$RI_{evap} = 31,42\%$$

E. Irreversibilitas Relatif pada Ruang Pengering

Irreversibilitas relatif pada ruang pengering dapat dihitung sebagai berikut.

$$RI_{ch} = \frac{\dot{I}_{ch}}{\dot{I}_{total}}$$

$$RI_{ch} = \frac{0,0002}{0,3293}$$

$$RI_{ch} = 0,05\%$$

F. Irreversibilitas Relatif pada Kipas

Irreversibilitas relatif pada kipas sirkulasi dapat dihitung sebagai berikut.

$$RI_{fan} = \frac{\dot{I}_{fan}}{\dot{I}_{total}}$$

$$RI_{fan} = \frac{0,0506}{0,3293}$$

$$RI_{fan} = 15,38\%$$

Hasil perhitungan nilai irreversibilitas relatif disajikan pada Tabel 4.17.

Tabel 4.17 Irreversibilitas Relatif Setiap Komponen

Menit ke-	RI_{comp}	RI_{cond}	RI_{ev}	RI_{evap}	RI_{dryer}	RI_{fan}
10	20,43%	18,33%	14,40%	31,42%	0,05%	15,38%
20	20,93%	17,73%	15,76%	32,10%	2,32%	11,18%
30	21,00%	15,08%	16,13%	33,64%	4,42%	9,74%
40	20,90%	12,17%	16,18%	34,49%	6,96%	9,30%
50	20,79%	9,36%	17,71%	35,02%	9,05%	8,06%
60	20,58%	9,44%	17,95%	36,35%	7,71%	7,97%
70	20,28%	10,77%	18,13%	38,03%	5,13%	7,66%
80	20,00%	8,22%	18,29%	41,76%	3,27%	8,46%
90	19,80%	3,11%	17,79%	43,04%	8,43%	7,82%
100	19,39%	2,15%	17,80%	45,77%	6,87%	8,03%
110	19,67%	4,81%	18,46%	43,80%	6,96%	6,30%
120	19,94%	6,64%	18,71%	42,75%	6,85%	5,12%
130	20,08%	9,07%	18,16%	41,20%	7,20%	4,30%
140	20,22%	9,34%	19,38%	40,23%	7,28%	3,55%
150	20,46%	12,03%	18,91%	38,33%	6,86%	3,41%
160	20,51%	14,14%	18,95%	36,71%	7,05%	2,64%
170	20,38%	12,06%	18,83%	38,27%	7,62%	2,84%
180	20,62%	12,90%	19,77%	37,24%	7,11%	2,37%
190	20,75%	16,61%	19,46%	35,10%	6,01%	2,07%
200	20,77%	15,34%	19,47%	36,02%	6,09%	2,29%
210	20,77%	14,13%	19,73%	36,23%	6,76%	2,38%
220	20,81%	15,96%	19,76%	35,20%	6,27%	2,01%
230	20,86%	16,08%	19,80%	35,08%	6,13%	2,06%
240	20,85%	15,48%	19,79%	35,51%	6,24%	2,13%
250	20,74%	15,59%	19,86%	35,20%	6,73%	1,88%
260	20,80%	16,66%	19,92%	34,43%	6,50%	1,69%
270	20,89%	15,50%	20,00%	35,06%	6,63%	1,92%
280	20,99%	14,99%	20,09%	35,43%	6,39%	2,10%
290	20,94%	14,53%	20,05%	35,58%	6,89%	2,01%

Tabel 4.17 Irreversibilitas Relatif Setiap Komponen (lanjutan)

Menit ke-	RI_{comp}	RI_{cond}	RI_{ev}	RI_{evap}	RI_{dryer}	RI_{fan}
300	21,02%	16,75%	20,12%	34,27%	6,16%	1,68%
310	20,84%	16,47%	19,76%	34,17%	7,20%	1,56%
320	20,88%	17,94%	19,99%	33,37%	6,49%	1,34%
330	20,97%	17,10%	20,07%	34,20%	6,07%	1,59%
340	20,94%	14,39%	20,05%	35,50%	7,25%	1,86%
350	20,93%	16,33%	20,20%	34,30%	6,63%	1,61%
360	21,03%	16,13%	20,30%	34,24%	6,54%	1,76%
370	20,85%	17,87%	20,13%	33,28%	6,54%	1,32%
380	20,88%	15,23%	20,00%	35,04%	7,03%	1,83%
390	20,79%	16,40%	19,99%	34,26%	7,04%	1,52%
400	20,72%	16,50%	19,92%	33,91%	7,53%	1,42%
410	20,74%	14,94%	19,94%	34,99%	7,67%	1,71%
420	20,88%	15,69%	20,08%	34,92%	6,49%	1,94%
430	20,70%	15,72%	19,91%	34,66%	7,40%	1,61%
440	20,79%	14,98%	19,99%	35,13%	7,22%	1,89%
450	20,26%	7,98%	19,48%	39,61%	10,27%	2,39%
460	20,26%	6,26%	18,99%	41,33%	10,35%	2,81%
470	20,16%	5,44%	19,39%	41,60%	10,42%	2,99%
480	20,27%	7,00%	19,49%	40,76%	9,81%	2,68%

4.2.4.4 Efisiensi Eksergi (ψ)

Efisiensi eksergi merupakan perbandingan antara laju eksergi keluaran dengan laju eksergi masukan. Perhitungan efisiensi eksergi terdiri dari dua bagian, yaitu efisiensi eksergi pada keseluruhan sistem *heat pump dryer* dan efisiensi eksergi pada sistem siklus kompresi uap. Efisiensi eksergi pada keseluruhan sistem *heat pump dryer* dapat dihitung menggunakan Persamaan 3.14.

$$\psi_{\text{system}} = 1 - \frac{\sum \dot{I}_{\text{system}}}{\dot{W}_{\text{comp}} + \dot{W}_{\text{fan}}}$$

$$\psi_{\text{system}} = 1 - \frac{0,3293}{0,289 + 0,040}$$

$$\psi_{\text{system}} = 0\%$$

Efisiensi eksergi pada sistem siklus kompresi uap dapat dihitung menggunakan Persamaan 3.15.

$$\psi_{\text{VCRC}} = 1 - \frac{\sum \dot{I}_{\text{VCRC}}}{W_{\text{comp}}}$$

$$\psi_{\text{VCRC}} = 1 - \frac{0,0673 + 0,0603 + 0,0474 + 0,1034}{0,289}$$

$$\psi_{\text{VCRC}} = 3,73\%$$

Efisiensi eksergi pada keseluruhan sistem dan pada sistem siklus kompresi uap disajikan dalam Tabel 4.18.

Tabel 4.18 Efisiensi Eksergi pada Keseluruhan Sistem dan Siklus Kompresi Uap

Menit ke-	ψ_{system}	ψ_{VCRC}	Menit ke-	ψ_{system}	ψ_{VCRC}
10	0%	3,73%	250	0%	2,71%
20	0%	4,83%	260	0%	2,63%
30	0%	6,27%	270	0%	3,00%
40	0%	8,42%	280	0%	2,98%
50	0%	9,74%	290	0%	3,30%
60	0%	7,85%	300	0%	2,76%
70	0%	3,97%	310	0%	3,30%
80	0%	1,23%	320	0%	2,72%
90	0%	5,52%	330	0%	2,51%
100	0%	2,09%	340	0%	3,61%
110	0%	1,97%	350	0%	3,00%
120	0%	1,91%	360	0%	3,24%
130	0%	2,11%	370	0%	2,78%
140	0%	2,47%	380	0%	3,32%

Tabel 4.18 Efisiensi Eksergi pada Keseluruhan Sistem dan Siklus Kompresi Uap
(lanjutan)

Menit ke-	ψ_{system}	ψ_{VCRC}	Menit ke-	ψ_{system}	ψ_{VCRC}
150	0%	2,50%	390	0%	3,07%
160	0%	2,61%	400	0%	3,44%
170	0%	2,77%	410	0%	3,67%
180	0%	2,94%	420	0%	2,86%
190	0%	2,11%	430	0%	3,29%
200	0%	2,22%	440	0%	3,38%
210	0%	2,94%	450	0%	5,00%
220	0%	2,48%	460	0%	4,93%
230	0%	2,46%	470	0%	4,91%
240	0%	2,54%	480	0%	4,51%

4.3 Pembahasan

Pembahasan meliputi destruksi eksergi pada setiap komponen, urutan irreversibilitas dari terbesar yang ditentukan dengan irreversibilitas relatif, dan perbandingan COP energi dengan efisiensi eksergi. Analisis juga dilakukan untuk mengidentifikasi komponen yang paling berkontribusi pada destruksi eksergi .

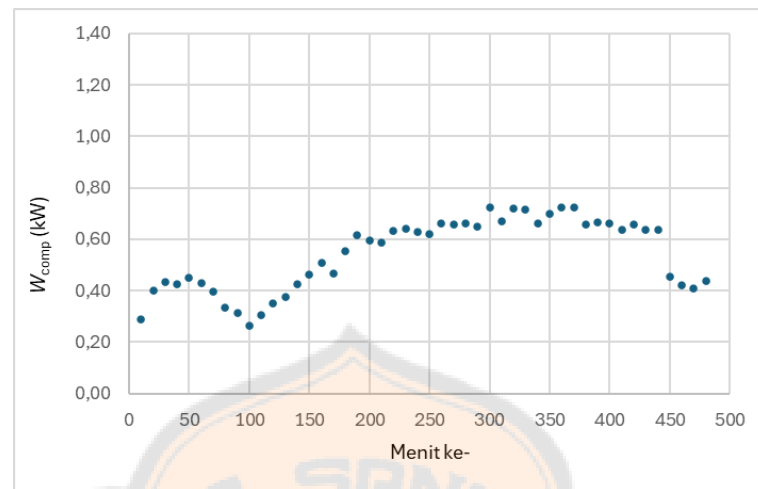
4.3.1 Destruksi Eksergi pada Setiap Komponen

Analisis destruksi eksergi sangat penting untuk mengetahui seberapa besar potensi energi yang hilang selama proses pengeringan berlangsung. Berikut ini merupakan penjelasan mengenai tingkat destruksi eksergi pada setiap komponen *heat pump dryer*.

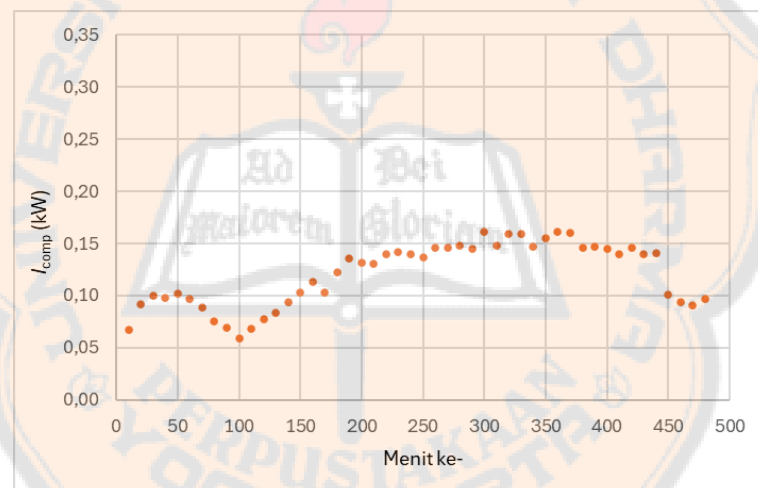
4.3.1.1 Destruksi Eksergi pada Kompresor

Kompresor merupakan komponen penggerak utama yang mengonsumsi daya listrik terbesar. Proses kompresi rentan terhadap kehilangan potensi kerja. Laju destruksi eksergi pada kompresor merepresentasikan seberapa besar energi listrik sebagai masukan yang tidak dapat dikonversi menjadi peningkatan kesediaan eksergi pada refrigeran. Dincer & Rosen, (2015) menjelaskan bahwa destruksi eksergi pada kompresor disebabkan oleh proses kompresi aktual yang bersifat non-isentropik. Hal ini dipicu oleh gesekan mekanis internal, rugi-rugi

elektrik pada motor penggerak, dan pelepasan panas dari *casing* kompresor ke lingkungan sekitar.



Gambar 4.1 Grafik Daya Kompresor



Gambar 4.2 Grafik Laju Destruksi Eksergi pada Kompresor

Merujuk pada Gambar 4.1 sisi energi dan Gambar 4.2 sisi eksergi, keduanya memiliki pola yang identik. Kesamaan pola ini mengindikasikan bahwa destruksi eksergi pada kompresor sejalan dengan daya kompresor. Keadaan operasional kompresor awal pengujian di menit ke-10 hingga menit ke-50 menunjukkan peningkatan nilai laju destruksi yang naik mendekati 0,100 kW sebelum turun ke titik terendah 0,0593 kW di menit ke-100. Fluktuasi ini merupakan karakteristik pada kondisi transien. Pada fase transien ini, refrigeran

dan katup ekspansi sedang mencari titik keseimbangan aliran massa dengan beban termal pada kondensor dan evaporator yang belum stabil.

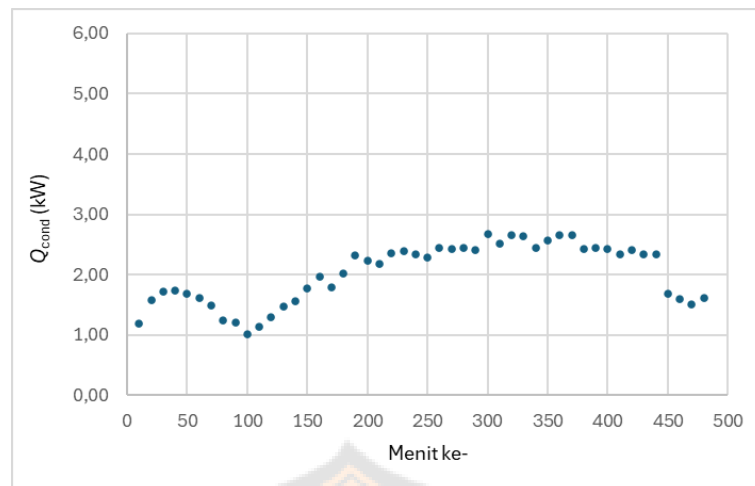
Setelah menit ke-100, daya dan destruksi eksergi kompresor mengalami peningkatan yang signifikan. Peningkatan kedua parameter tersebut berlangsung seiring dengan peningkatan temperatur udara di dalam ruang pengering. Pada kondisi ini, tekanan *discharge* kompresor (P_2) juga meningkat. Dincer & Rosen (2015) menjelaskan bahwa peningkatan rasio tekanan akan memaksa kompresor mengonsumsi daya listrik yang lebih tinggi. Peningkatan daya kompresor dan temperatur *discharge* refrigeran turut serta menyebabkan peningkatan destruksi eksergi.

Daya kompresor relatif stabil di rentang 0,60 – 0,72 kW, sedangkan destruksi eksergi stabil di rentang 0,12 – 0,16 kW yang di mulai dari menit ke-190 hingga menit ke-440. Perubahan nilai destruksi yang tidak terlalu signifikan mengindikasikan bahwa laju perpindahan panas di dalam sistem tertutup telah mencapai *steady state*. Energi panas yang dilepaskan oleh kondensor telah seimbang. Pada kondisi ini, destruksi eksergi pada kompresor mencapai titik maksimalnya.

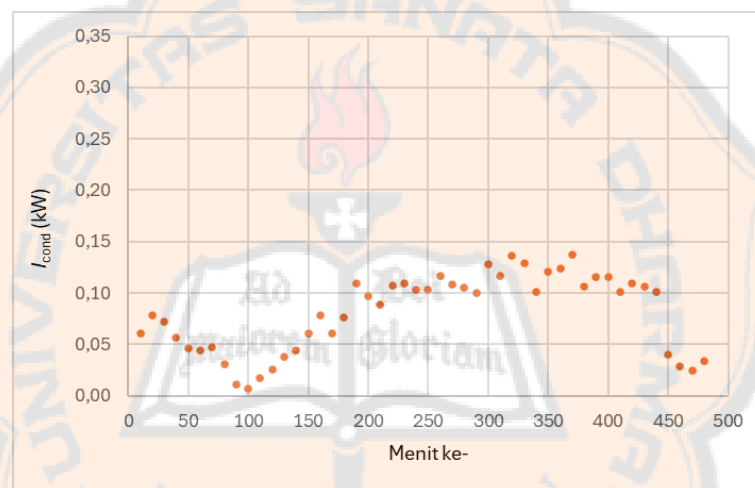
Pada menit ke-450, kedua parameter turun drastis. Hal ini mengindikasikan berkurangnya beban panas pada sistem menjelang akhir pengujian. Pada fase ini, kebutuhan kapasitas refrigerasi menurun sehingga daya kompresor turun seiring berkurangnya laju aliran massa refrigeran.

4.3.1.2 Destruksi Eksergi pada Kondensor

Kondensor berfungsi melepaskan panas untuk memanaskan udara pengering. Ketidaksempurnaan proses perpindahan panas pada komponen ini sangat mempengaruhi efisiensi sistem. Laju destruksi eksergi pada kondensor merupakan representasi dari kerugian termodinamika akibat irreversibilitas perpindahan panas antara refrigeran dengan udara.



Gambar 4.3 Grafik Laju Energi Panas yang Dilepaskan pada Kondensor



Gambar 4.4 Grafik Laju Destruksi Eksergi pada Kondensor

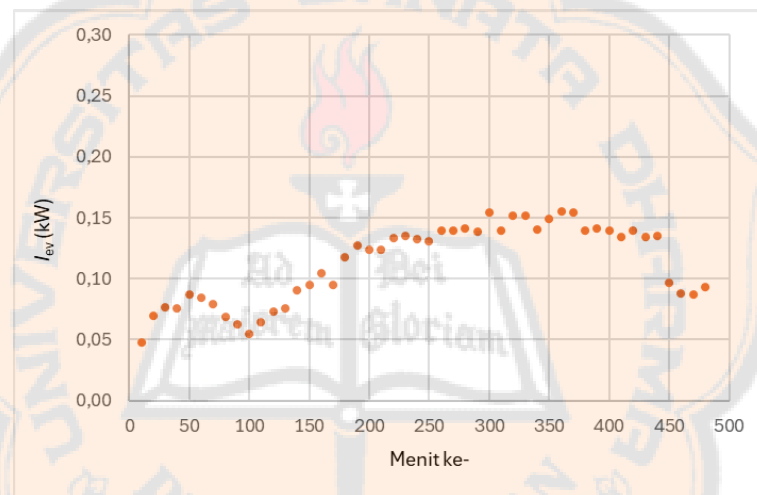
Merujuk pada Gambar 4.3 sisi energi dan Gambar 4.4 sisi eksergi, keduanya memiliki pola yang hampir identik. Grafik laju perpindahan panas mengalami penurunan hingga 1,004 kW, sedangkan pada destruksi eksergi mengalami penurunan yang lebih curam hingga 0,0066 kW pada menit ke-100. Laju perpindahan panas naik bertahap mencapai 2,663 kW di menit ke-370. Di periode yang sama, laju destruksi eksergi mencapai maksimal sebesar 0,1368 kW.

Pada fase *steady state*, peningkatan energi panas dan destruksi eksergi sejalan dengan peningkatan temperatur kondensor saat mencapai beban maksimal. Pada sistem tertutup, udara terus disirkulasikan kembali melewati kondensor setelah melalui evaporator. Sistem meningkatkan tekanan dan

temperatur refrigeran untuk menjaga temperatur kerja, hal ini menyebabkan perbedaan temperatur yang besar antara refrigeran dan udara pengering. Menjelang akhir pengujian di menit ke-450, keduanya mengalami penurunan yang signifikan. Laju perpindahan panas turun menjadi sekitar 1,55 kW dan laju destruksi eksnerginya turun menjadi sekitar 0,02 kW.

4.3.1.3 Destruksi Eksergi pada Katup Ekspansi

Katup ekspansi yang digunakan pada penelitian ini merupakan pipa kapiler. Proses ekspansi bersifat isoentalpi, namun tidak isentropik. Destruksi eksergi pada katup ekspansi terjadi tanpa adanya perpindahan panas maupun kerja yang berguna. Destruksi eksergi pada katup ekspansi diakibatkan oleh penurunan tekanan oleh proses ekspansi atau *throttling* secara tiba-tiba.

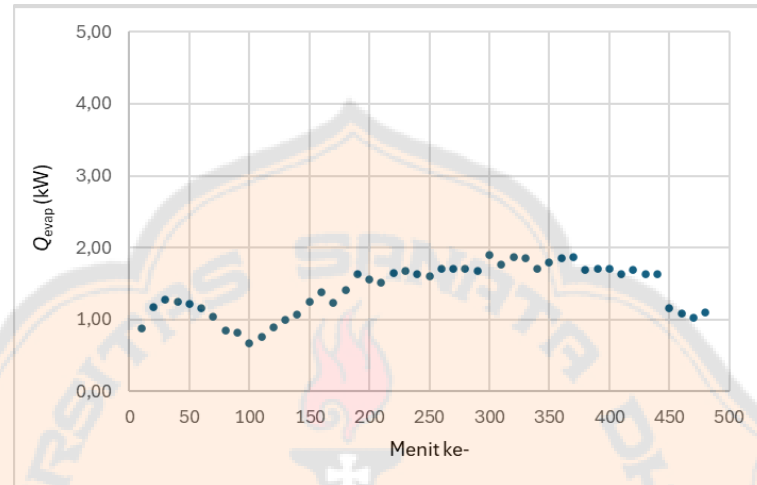


Gambar 4.5 Grafik Laju Destruksi Eksergi pada Katup Ekspansi

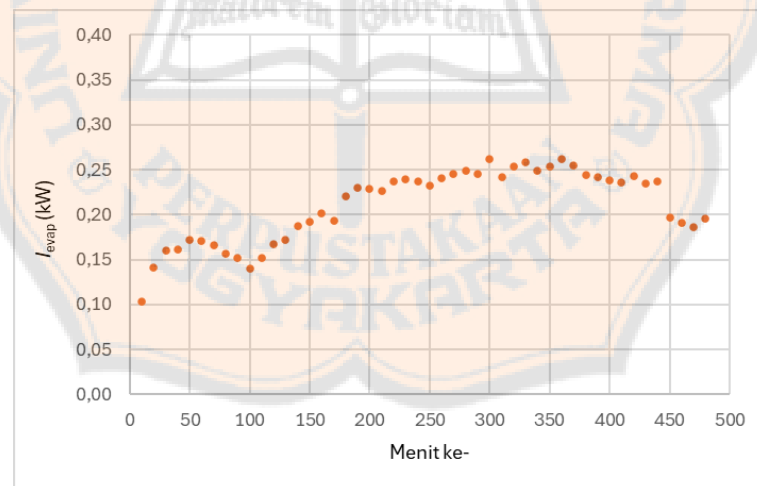
Grafik pada Gambar 4.5 menunjukkan nilai laju destruksi eksergi yang fluktuatif di menit awal. Setelah menit ke-100, laju destruksi eksergi naik bertahap yang mengindikasikan sistem secara perlahan mencapai beban penuh. Nilai maksimum destruksi eksergi sebesar 0,1552 kW pada menit ke-360. Nilai ini mendekati nilai laju destruksi eksergi maksimum pada kompresor. Sesuai dengan temuan Balaraman et al., (2025), *expansion device* memberikan kontribusi destruksi eksergi yang sebanding dengan komponen lainnya. Menjelang akhir pengujian di menit ke-450, laju destruksi eksergi pada katup ekspansi turun signifikan hingga 0,1063 kW.

4.3.1.4 Destruksi Eksergi pada Evaporator

Evaporator merupakan komponen sebagai proses pendinginan yang disertai dengan dehumidifikasi udara pada sistem *heat pump dryer*. Pada sistem *heat pump dryer* ini, evaporator menjadi komponen dengan kontribusi destruksi eksergi paling besar. Laju destruksi eksergi sejalan dengan laju panas yang diserap evaporator.



Gambar 4.6 Grafik Laju Energi Panas yang Diserap pada Evaporator



Gambar 4.7 Grafik Laju Destruksi Eksergi pada Evaporator

Gambar 4.6 menunjukkan laju panas yang diserap evaporator turun drastis ke 0,663 kW. Namun grafik pada Gambar 4.7 menunjukkan penurunan destruksi eksergi yang tidak terlalu dalam, mencapai 0,140 kW. Laju panas yang diserap evaporator meningkat secara konsisten mencapai 1,893 kW setelah menit ke-100, diikuti oleh laju destruksi eksergi yang mencapai 0,2624 kW pada

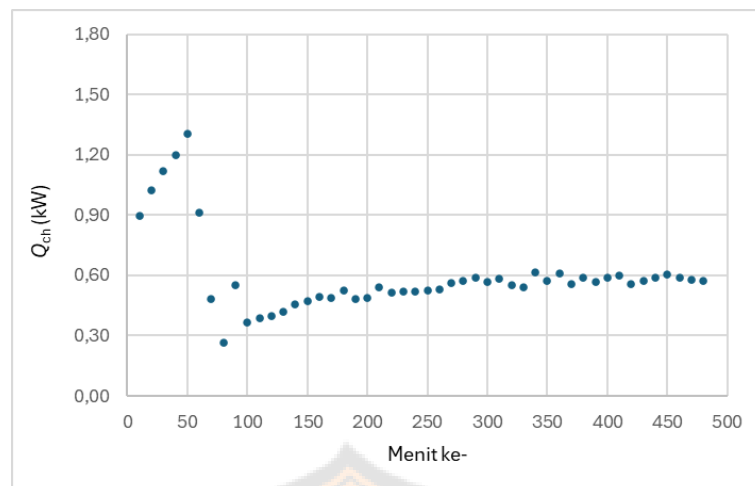
menit ke-300. Kenaikan ini mengindikasikan adanya peningkatan kapasitas refrigerasi sistem seiring menuju kondisi beban penuh. Artinya, refrigeran pada evaporator menyerap lebih banyak panas dari udara pengering yang bersirkulasi.

Nilai laju destruksi eksergi pada evaporator lebih besar daripada komponen lainnya. Pada penelitian *heat pump dryer* dengan variasi *baseline* yang dilakukan oleh Balaraman et al., (2025), evaporator merupakan sumber destruksi eksergi terbesar dalam sistem. Tingginya destruksi eksergi pada evaporator disebabkan oleh perbedaan suhu yang besar antara udara dan refrigeran serta adanya perubahan fase akibat dehumidifikasi.

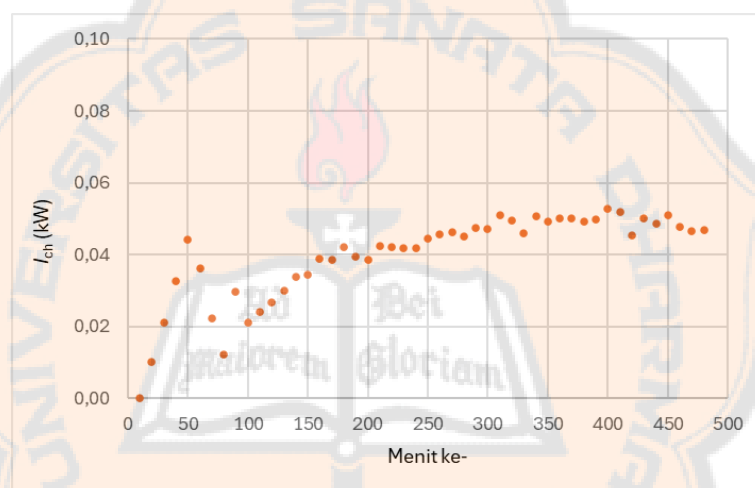
Sama halnya dengan komponen kompresi uap yang lain, pada fase *steady state* terjadi fluktuasi nilai laju destruksi eksergi yang kecil. Temuan ini mengindikasikan bahwa fluktuasi ini bersifat sistemik akibat ketidakstabilan beban pengering atau fluktuasi temperatur udara sirkulasi. Menjelang akhir pengujian di menit ke-450, penurunan tajam terjadi pada laju penyerapan panas. Disisi lain, laju destruksi eksergi turun lebih landai.

4.3.1.5 Destruksi Eksergi pada Ruang Pengering

Ruang pengering merupakan komponen tempat berlangsungnya sirkulasi udara panas. Pada kondisi tanpa beban, tidak ada material yang menyerap energi panas untuk menguapkan air. Maka, pada keadaan tersebut tidak ada eksergi yang dimanfaatkan untuk proses pengeringan. Oleh karena itu, laju destruksi eksergi pada ruang pengering direpresentasikan sebagai rugi-rugi panas (*heat loss*) yang menembus dinding insulasi ruang pengering menuju lingkungan.



Gambar 4.8 Grafik Laju Perpindahan Energi Panas pada Ruang Pengering



Gambar 4.9 Grafik Laju Destruksi Eksergi pada Ruang Pengering

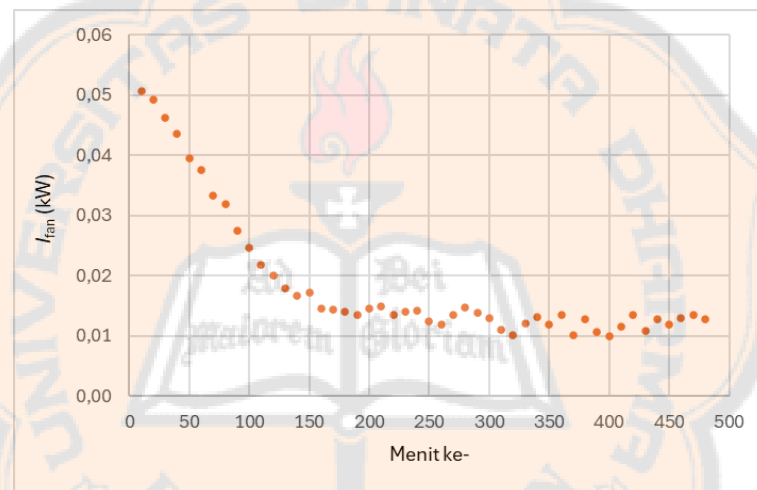
Dari kedua grafik pada Gambar 4.8 dan Gambar 4.9, keduanya memiliki pola lonjakan yang tajam di awal. Laju energi panas naik signifikan dari 0,899 kW ke 1,306 kW pada menit ke-50. Pada waktu yang sama, laju destruksi eksergi melonjak dari 0,0002 kW ke 0,0443 kW. Lonjakan ini merupakan respon pemanasan awal pada ruang pengering. Pada menit-menit awal, dinding dan tray pengering masih dalam keadaan dingin sehingga menyerap panas dalam jumlah besar dari udara sirkulasi panas. Keadaan ini menghasilkan laju panas tertinggi, sedangkan laju destruksi eksergi yang mendekati nol naik dengan cepat.

Setelah naik signifikan pada menit ke-50, laju perpindahan panas dan laju destruksi turun drastis menjadi masing-masing sebesar 0,266 kW dan 0,0593

kW. Penurunan tajam ini terjadi karena ruang pengering telah mencapai temperatur kerja, sehingga tidak lagi menyerap panas sebanyak fase pemanasan awal. Mulai menit ke-100, kedua parameter mencapai kondisi yang jauh lebih stabil. Laju energi panas stabil di rentang 0,367 – 0,613 kW dengan fluktuasi yang relatif kecil. Laju destruksi eksergi naik perlahan dari 0,0210 kW hingga stabil di rentang 0,0422 – 0,0528 kW.

4.3.1.6 Destruksi Eksergi pada Kipas Sirkulasi

Kipas sirkulasi berfungsi untuk memindahkan dan mendistribusikan udara panas ke seluruh ruang pengering dan melintasi *heat exchanger* dalam sistem tertutup. Kipas merupakan komponen kerja mekanik tanpa adanya perpindahan panas yang signifikan.



Gambar 4.10 Laju Destruksi Eksergi pada Kipas Sirkulasi

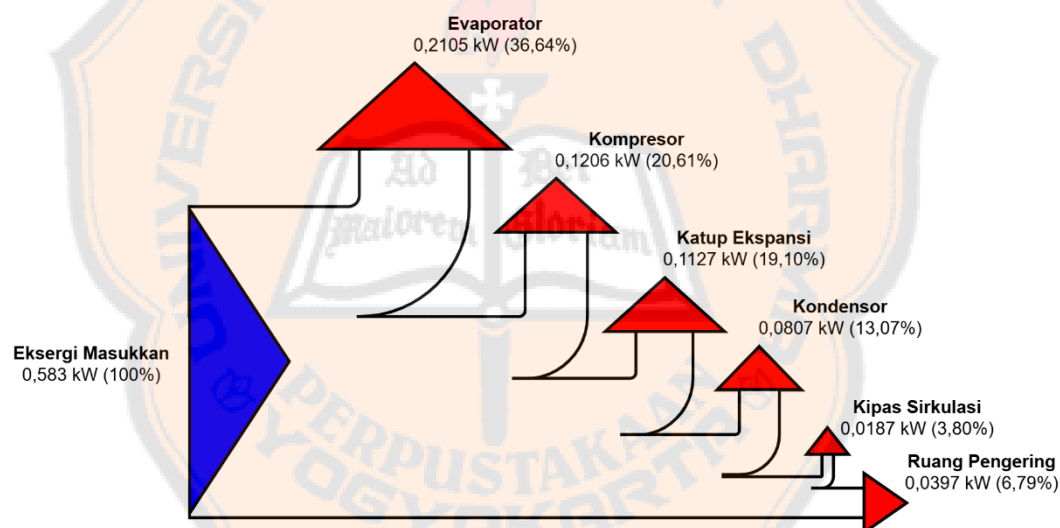
Dari grafik pada Gambar 4.10, keadaan operasional kipas sirkulasi selama pengujian menunjukkan perilaku yang sangat berbeda dibandingkan komponen lainnya. Daya kipas diasumsikan konstan sepanjang pengujian dan berputar dengan kecepatan yang tetap, maka satu-satunya variabel yang mempengaruhi laju destruksi ekserginya adalah kondisi udara. Kondisi udara yang masuk dan keluar kipas bergantung pada temperatur dan kelembapan udara sirkulasi relatif terhadap temperatur lingkungan.

Laju destruksi eksergi dimulai dari nilai tertinggi sebesar 0,0506 kW, lalu turun secara konsisten hingga mencapai 0,0145 kW pada menit ke-160. Setelah menit ke-160, laju destruksi eksergi stabil di rentang 0,01 – 0,0148 kW dengan

fluktuasi kecil. Destruksi eksergi pada kipas sirkulasi disebabkan oleh gesekan pada motor listrik dan hambatan aliran udara.

4.3.2 Kontribusi Destruksi Eksergi setiap Komponen

Besarnya kontribusi destruksi eksergi pada setiap komponen ditunjukkan oleh *Relative Irreversibility (RI)* yang didapatkan dengan membandingkan nilai laju destruksi eksergi pada komponen dengan nilai laju destruksi total. Irreversibilitas relatif merepresentasikan kontribusi destruksi eksergi pada setiap komponen yang dinyatakan dalam persentase. Urutan kontribusi destruksi eksergi dari terbesar ke terkecil adalah : evaporator, kompresor, katup ekspansi, kondensor, ruang pengering, dan kipas sirkulasi. Distribusi eksergi masukan dan irreversibilitas setiap komponen disajikan melalui diagram Grassman pada Gambar 4.11.



Gambar 4.11 Diagram Grassman Destruksi Eksergi

Evaporator menempati posisi tertinggi dengan kontribusi destruksi eksergi sebesar 36,64%. Hal ini disebabkan oleh perbedaan temperatur yang besar antara udara sirkulasi yang panas dengan temperatur refrigeran. Tingginya destruksi eksergi pada evaporator juga disebabkan oleh perpindahan panas akibat dehumidifikasi.

Kompresor memberikan kontribusi destruksi eksergi di urutan kedua sebesar 20,61%. Destruksi eksergi bersumber dari proses kompresi non-isentropik akibat gesekan mekanik dan *heat loss* dari *casing* kompresor ke

lingkungan. Pada *hermetic compressor*, motor listrik dan mekanisme kompresi berada dalam satu wadah tertutup (*shell*) yang menyebabkan penambahan panas oleh motor listrik.

Katup ekspansi berada pada posisi ketiga dengan kontribusi sebesar 19,10% yang hampir setara dengan kompresor. Hal ini disebabkan oleh proses *throttling* yang seluruhnya irreversibel, tidak ada kerja yang dihasilkan, tidak ada perpindahan panas, namun terjadi penurunan tekanan yang signifikan.

Kondensor berada di urutan keempat dengan kontribusi sebesar 13,07%. Meskipun kondensor melepaskan panas dengan jumlah besar ke udara, proses yang terjadi merupakan perpindahan panas sensibel dari refrigeran tanpa melibatkan perpindahan massa. Mekanisme ini menghasilkan destruksi eksergi yang lebih rendah dibandingkan evaporator yang mengalami perpindahan panas dan perpindahan massa secara bersamaan.

Ruang pengering dan kipas sirkulasi memberikan kontribusi yang relatif rendah, dengan *RI* masing-masing sebesar 6,79% dan 3,80%. Pada kondisi tanpa beban, eksergi berguna tidak dimanfaatkan untuk menguapkan air pada material. Sehingga, destruksi eksergi yang muncul hanya berasal dari kebocoran panas (*heat loss*) melalui dinding pengering ke lingkungan. Di sisi lain, kipas hanya melakukan kerja untuk mengatasi rugi gesek aliran udara pada sistem tertutup.

4.3.3 Efisiensi Eksergi

Efisiensi yang dihitung pada penelitian ini terdiri dari efisiensi eksergi pada keseluruhan sistem dan pada sistem siklus kompresi uap. Efisiensi eksergi kemudian dibandingkan dengan COP energi.

4.3.3.1 Efisiensi Eksergi pada Keseluruhan Sistem *Heat Pump Dryer*

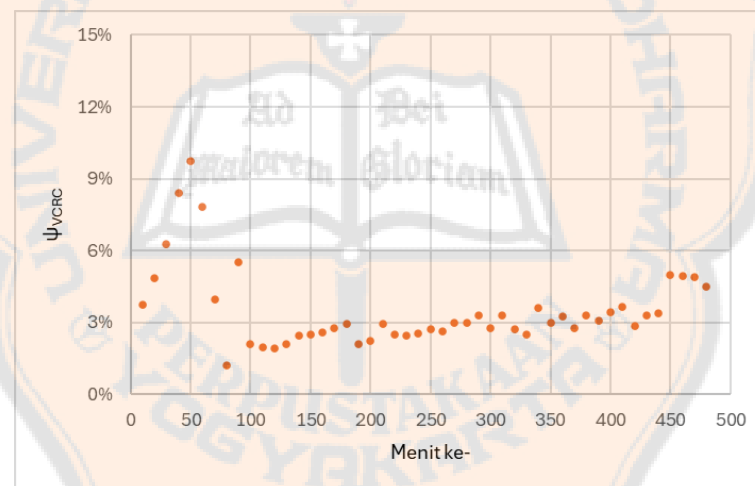
Efisiensi eksergi pada keseluruhan sistem *heat pump dryer* diperoleh dengan membandingkan laju eksergi produk terhadap laju eksergi masukan yang diberikan ke sistem. Pada penelitian ini pengujian dilakukan dalam kondisi tanpa beban, sistem dioperasikan tanpa material yang dikeringkan di dalam ruang pengering. Pada kondisi ini, tidak terjadi proses penguapan air dari material. Akibatnya, tidak ada perpindahan eksergi yang menghasilkan keluaran

berguna (*useful exergy output*). Eksergi produk pada sistem *heat pump dryer* adalah eksergi yang berhasil dipindahkan ke material untuk menguapkan kandungan airnya.

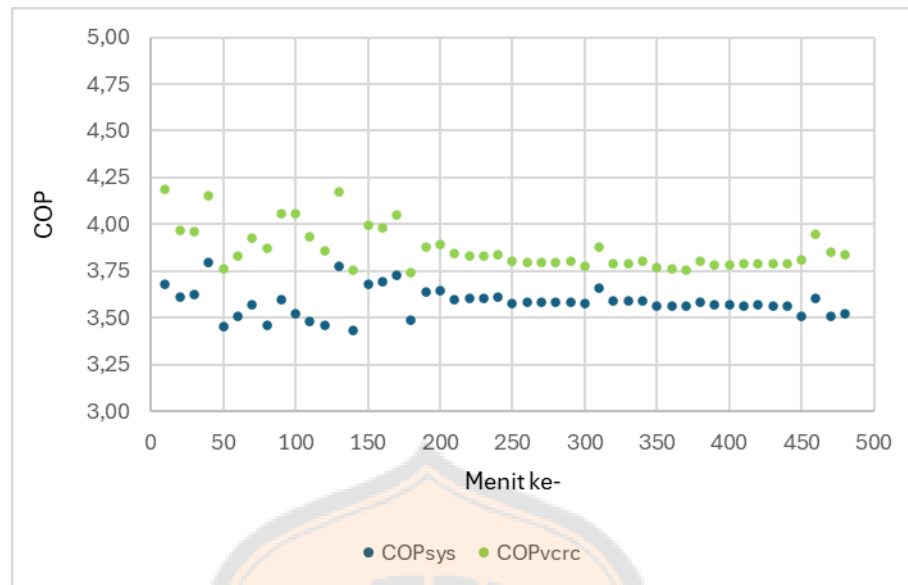
Pada kesetimbangan sistem tertutup, seluruh eksergi yang diinput oleh kompresor dan kipas sirkulasi seluruhnya diubah menjadi destruksi eksergi pada seluruh komponen sistem. Dengan tidak adanya beban pengeringan, seluruh proses yang berlangsung dalam sistem hanya menghasilkan entropi tanpa disertai pemanfaatan eksergi oleh produk.

4.3.3.2 Efisiensi Eksergi pada Sistem Siklus Kompresi Uap

Efisiensi eksergi pada sistem siklus kompresi uap sepanjang pengujian tanpa beban disajikan pada Gambar 4.12 dan dibandingkan dengan COP energi pada grafik Gambar 4.13. Keduanya memiliki pola yang hampir sama dengan fluktuasi tajam di menit awal kemudian stabil dengan fluktuasi kecil. Efisiensi eksergi pada mesin kompresi uap sangat kecil dengan rentang 1,23 – 9,74%.



Gambar 4.12 Grafik Efisiensi Eksergi pada Sistem Siklus Kompresi Uap



Gambar 4.13 Grafik *Coefficient of Performance* Energi

Tingginya nilai COP berbanding terbalik dengan efisiensi eksergi yang rendah. COP hanya mengukur kuantitas energi yang berhasil dipindahkan oleh sistem. Di sisi lain, efisiensi eksergi merepresentasikan kualitas energi dan seberapa besar energi yang dapat dimanfaatkan. Dilihat dari sisi energi, terbukti sistem kompresi uap bekerja dengan sangat baik dalam memindahkan energi panas. Hal ini ditunjukkan oleh nilai COP dengan rentang 3,7 – 4,19. Angka ini menandakan bahwa sistem mampu memindahkan panas ke ruang pengering secara optimal dibandingkan dengan daya listrik kompresor yang dikonsumsi.

Merujuk pada persamaan termodinamika yang diuraikan oleh Dincer & Rosen (2007), efisiensi eksergi ditentukan oleh eksergi yang dimanfaatkan terhadap eksergi yang diberikan. Pada pengujian tanpa beban, tidak adanya material yang dikeringkan di dalam ruang pengering menyebabkan nilai eksergi yang bermanfaat sangat kecil hingga bernilai hampir nol. Eksergi masukan merupakan panas yang dihembuskan melalui ruang pengering. Pada kondisi tanpa beban pengeringan, energi panas hanya bersirkulasi dan sebagian hilang ke lingkungan sebagai *heat loss*. Tanpa adanya penyerapan eksergi oleh beban pengeringan, hampir seluruh potensi eksergi bermanfaat diubah menjadi destruksi eksergi. Tingginya total destruksi eksergi pada sistem siklus kompresi uap menyebabkan rendahnya efisiensi ekserginya.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil penelitian dan analisis eksergi pada *heat pump dryer* berbasis kompresi uap dengan sistem udara tertutup, maka dapat disimpulkan sebagai berikut.

1. Efisiensi eksergi pada sistem keseluruhan sistem *heat pump dryer* diperoleh sebesar 0% yang berlaku selama pengujian. Hal ini disebabkan karena pada keadaan tanpa beban tidak ada eksergi yang dimanfaatkan. Sebaliknya, seluruh potensi eksergi yang diberikan ke sistem hancur menjadi entropi. Efisiensi eksergi pada sistem kompresi uap berkisar antara 1,23 – 9,74%. Dengan efisiensi eksergi maksimum pada menit ke-50 (fase transien).
2. Laju destruksi eksergi pada setiap komponen sebagai berikut: a) kompresor, dengan rentang 59,3 – 160,9 W; b) kondensor, dengan rentang 6,6 – 136,8 W; c) katup ekspansi, dengan rentang 47,4 – 155,2 W; d) evaporator, dengan rentang 103,4 – 262,4 W; e) ruang pengering, dengan rentang 0,02 – 52,8 W; dan f) kipas sirkulasi, dengan rentang 10 – 50,6 W.
3. Berdasarkan perolehan laju destruksi eksergi dan ireversibilitas relatif terbesar, komponen dengan kontribusi ireversibilitas terbesar adalah evaporator. Laju destruksi eksergi rata-rata sebesar 210,5 W atau 36,64% dari total laju destruksi eksergi pada keseluruhan sistem. Hal ini disebabkan karena perbedaan temperatur yang besar antara udara panas yang dihasilkan kondensor dengan refrigeran dingin. Sehingga, urutan kontribusi destruksi eksergi dari yang terbesar yaitu: evaporator, kompresor, katup ekspansi, kondensor, ruang pengering, dan kipas sirkulasi.

5.2 Saran

Dengan mempertimbangkan hasil penelitian serta keterbatasan yang ada selama proses penelitian, berikut saran untuk pengembangan penelitian selanjutnya.

1. Perlu dilakukan optimasi desain evaporator, kondensor, dan aliran udara (*ducting*) untuk meningkatkan laju perpindahan panas pada ruang pengering dan meningkatkan efisiensi eksergi.
2. Perlu dilakukan optimasi alat ukur terutama pada sensor temperatur bola basah supaya lebih akurat dan reliabel.
3. Perlu ditambahkan alat pembacaan dan penyimpanan data (*data logging*) tekanan secara otomatis untuk mempermudah pengambilan data.



DAFTAR PUSTAKA

- Ali, M., Saeed, M., & Mohammad, K. (2011). *Evaluation of energy consumption in different drying methods. Energy Conversion and Management, 52, 1192–1199.*
- Balaraman, A., Rahman, M. A., Ziviani, D., & Warsinger, D. M. (2025). *Exergy Analysis of a Convective Heat Pump Dryer Integrated with a Membrane Energy Recovery Ventilator. Entropy, 27(2).* <https://doi.org/10.3390/e27020197>
- Bell, I. H., Wronski, J., Quoilin, S., & Lemort, V. (2014). *Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop. Industrial and Engineering Chemistry Research, 53(6), 2498–2508.* <https://doi.org/10.1021/ie4033999>
- Bobbo, S., Lombardo, G., Menegazzo, D., Vallese, L., & Fedele, L. (2024). *A Technological Update on Heat Pumps for Industrial Applications. In Energies (Vol. 17, Number 19). Multidisciplinary Digital Publishing Institute (MDPI).* <https://doi.org/10.3390/en17194942>
- Cao, X., Zhang, J., Shao, L.-L., & Li, Z.-Y. (2021). *Process simulation and analysis of a closed-loop heat pump clothes dryer. Applied Thermal Engineering, 199.*
- Cengel, Y. A., Boles. Michael A, & Kanoglu, M. (2019). *Thermodynamics : An Engineering Approach (Ninth Edition).* McGraw-Hill Education.
- Dincer, I., & Rosen, M. A. (2007). *Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development.* Elsevier Inc.
- Dincer, I., & Rosen, M. A. (2015). *Exergy Analysis of Heating, Refrigerating and Air Conditioning : Methods and Applications.* Elsevier Inc.
- Gatley, D. P. (2013). *Understanding Psychrometrics (Third Edition).* ASHRAE.
- Hermawan, I. (2018). *Analisis Energi dan Eksergi Pengering Pakaian Sistem Pompa Kalor. Jurnal Teknovasi, 05, (1–7).*
- Hermawan, I., & Mulia. (2015). *Analisis Energi dan Eksergi Pengeringan Pisang Memanfaatkan Panas dari Kondensor AC (Air Conditioner). Jurnal Teknovasi, 02, 63–72.*
- Intang, A., & Nursiwan. (2017). *Analisa Eksergi Sistem Pompa Panas Pengering Pakaian Kapasitas 7 kg pada AC ¾ PK.*
- Lemmon, E. W., Bell, I. H., Huber, M. L., & McLinden, M. O. (2018). *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology.* <https://doi.org/https://doi.org/10.18434/T4/1502528>

Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2011). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics (Seventh Edition)*. John Wiley & Sons, Inc.

Mujumdar, A. S. (2006). *Handbook of Industrial Drying (Third Edition)*.

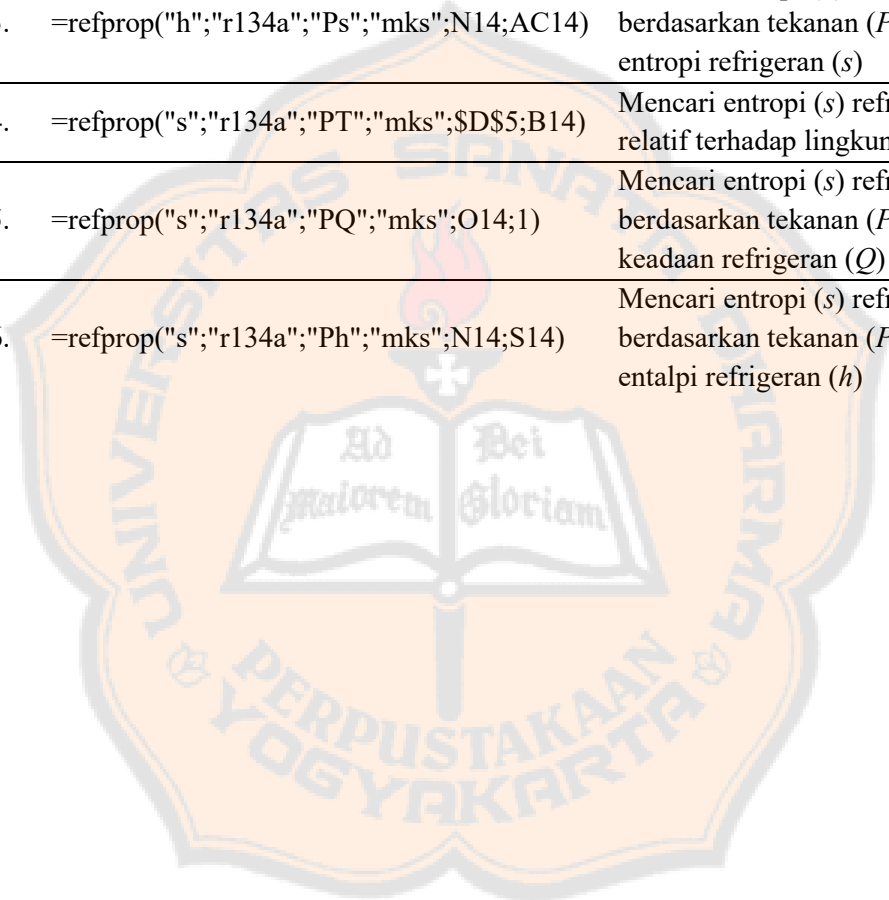
Nandhini, R., Sivaprakash, B., & Rajamohan, N. (2022). *Waste heat recovery at low temperature from heat pumps, power cycles and integrated systems – Review on system performance and environmental perspectives. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 52*.



LAMPIRAN

Lampiran 1 Sintak *Add-ins* Refprop untuk Mencari Properti Termodinamika Refrigeran

No.	Sintak	Keterangan
1.	=refprop("h";"r134a";"PT";"mks";\$D\$5;B14)	Mencari entalpi (h) refrigeran relatif terhadap lingkungan
2.	=refprop("h";"r134a";"PQ";"mks";O14;1)	Mencari entalpi refrigeran berdasarkan tekanan (P) dan keadaan refrigeran (Q)
3.	=refprop("h";"r134a";"Ps";"mks";N14;AC14)	Mencari entalpi (h) refrigeran berdasarkan tekanan (P) dan entropi refrigeran (s)
4.	=refprop("s";"r134a";"PT";"mks";\$D\$5;B14)	Mencari entropi (s) refrigeran relatif terhadap lingkungan
5.	=refprop("s";"r134a";"PQ";"mks";O14;1)	Mencari entropi (s) refrigeran berdasarkan tekanan (P) dan keadaan refrigeran (Q)
6.	=refprop("s";"r134a";"Ph";"mks";N14;S14)	Mencari entropi (s) refrigeran berdasarkan tekanan (P) dan entalpi refrigeran (h)



Lampiran 2 Sintak Add-ins CoolProp untuk Mencari Properti Termodinamika Udara

No.	Sintak	Keterangan
1.	=HAPropsSI("W";"Tdb";F14;"Twb";G14;"P";\$D\$5*1000)	Mencari kelembapan spesifik (W) udara berdasarkan T_{DB} , T_{WB} , dan tekanan atmosfer (P)
2.	=HAPropsSI("H";"Tdb";\$T304;"W";U304;"P";\$D\$5*1000)/1000	Mencari entalpi udara (H) relatif terhadap lingkungan berdasarkan kelembapan spesifik (W), temperatur lingkungan (T_{DB}), dan tekanan atmosfer (P)
3.	=HAPropsSI("S";"Tdb";\$T304;"W";U304;"P";\$D\$5*1000)/1000	Mencari entropi udara (S) relatif terhadap lingkungan berdasarkan kelembapan spesifik (W), temperatur lingkungan (T_{DB}), dan tekanan atmosfer (P)
4.	=HAPropsSI("H";"Tdb";F14;"Twb";G14;"P";\$D\$5*1000)/1000	Mencari entalpi udara (H) setiap titik berdasarkan T_{DB} , T_{WB} , tekanan atmosfer (P)
5.	=HAPropsSI("S";"Tdb";F14;"Twb";G14;"P";\$D\$5*1000)/1000	Mencari entalpi udara (S) setiap titik berdasarkan T_{DB} , T_{WB} , tekanan atmosfer (P)
6.	=HAPropsSI("V";"Tdb";H14;"Twb";I14;"P";\$D\$5*1000)	Mencari volume spesifik udara (V) berdasarkan T_{DB} , T_{WB} , tekanan atmosfer (P)
7.	=HAPropsSI("C";"Tdb";CC14;"Twb";CD14;"P";\$D\$5*1000)/1000	Mencari panas spesifik udara (C) berdasarkan T_{DB} , T_{WB} , tekanan atmosfer (P)

Lampiran 3 *Heat Pump Dryer* yang Digunakan pada Penelitian

