



TUGAS AKHIR (ME43300)

RANCANG BANGUN SISTEM REFRIGERASI UNTUK *PRE-COOLING* AIR BAKU UNTUK PEMBUATAN ES BALOK

Annas Hafidzul Azis

0322040016

DOSEN PEMBIMBING:

Dr. Eng. MUH. ANIS MUSTAGHFIRIN, S.T., M.T.

PROJEK PRIYONGGO SUMANGUN L., S.T., M.T.

PROGRAM STUDI D4 TEKNIK PERMESINAN KAPAL

JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL

POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA

2026

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



PPNS POLITEKNIK
PERKAPALAN
NEGERI SURABAYA

TUGAS AKHIR (ME43300)

RANCANG BANGUN SISTEM REFRIGERASI UNTUK *PRE-COOLING* AIR BAKU UNTUK PEMBUATAN ES BALOK

Annas Hafidzul Azis
0322040016

DOSEN PEMBIMBING:

Dr. Eng. MUH. ANIS MUSTAGHFIRIN, S.T., M.T.
PROJEK PRIYONGGO SUMANGUN L., S.T., M.T.

PROGRAM STUDI D4 TEKNIK PERMESINAN KAPAL
JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA
2026

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN
TUGAS AKHIR

RANCANG BANGUN SISTEM REFRIGERASI UNTUK *PRE-COOLING*
AIR BAKU UNTUK PEMBUATAN ES BALOK

Disusun Oleh:
Annas Hafidzul Azis
0322040016

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Kelulusan
Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal
Jurusan Teknik Permesinan Kapal
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA

Disetujui oleh Tim penguji Tugas Akhir Tanggal Ujian : Juli 2026
Periode Wisuda : Oktober 2026

Menyetujui,

Dosen Penguji

1. Ir. Syafiuddin, S.T., M.T.
2. Burniadi Moballa, S.T., M.Sc., Ph.D.
3. Dr. Eng. Muh. Anis Mustaghfirin, S.T., M.T.
4. Niki Veranda Agil Permadi, S.Tr.T., M.Sc.

NIDN/NUPTK

(0013108705)
(0011097908)
(0005087206)
(1758776677130172)

Tanda Tangan

(.....)
(.....)
(.....)
(.....)

Dosen Pembimbing

1. Dr. Eng. Muh. Anis Mustaghfirin, S.T., M.T.
2. Projek Priyonggo Sumangun L., S.T., M.T.

NIDN

(0005087206)
(0016066111)

Tanda Tangan

(.....)
(.....)

Menyetujui
Ketua Jurusan,

Mengetahui
Koordinator Program Studi,



Dr. Ir. Priyo Agus Setiawan, S.T., M.T.
NIP.197708192005011001

Dr. Agung Purwana, S.T., M.T.
NIP.19761125005011003



PERNYATAAN BEBAS PLAGIAT

No. : F.WD I. 021

Date : 3 Nopember 2015

Rev. : 01

Page : 1 dari 1

Yang bertandatangan di bawah ini :

Nama : Annas Hafidzul Azis

NRP. : 0322040016

Jurusan/Prodi : Teknik Permesinan Kapal / D4 – Teknik Permesinan Kapal

Dengan ini menyatakan dengan sesungguhnya bahwa :

Tugas Akhir yang akan saya kerjakan dengan judul :

Rancang Bangun Sistem Refrigerasi Untuk *Pre-Cooling* Air Baku Untuk Pembuatan Es Balok

Adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain.

Apabila dikemudian hari terbukti terdapat plagiat dalam karya ilmiah tersebut, maka saya bersedia menerima **sanksi** sesuai ketentuan peraturan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan penuh tanggung jawab.

Surabaya, 25 Juli 2026
Yang membuat pernyataan,



(Annas Hafidzul Azis)
NRP. 0322040016

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis panjatkan kehadiran Allah SWT yang telah melimpahkan Rahmat dan Karunia-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini yang berjudul “Rancang Bangun Sistem Refrigerasi Untuk Pre Cooling Air Baku Untuk Pembuatan Es Balok”.

Tugas Akhir ini dilaksanakan untuk memenuhi salah satu syarat untuk menyelesaikan pendidikan sebagai Sarjana Terapan Teknik pada Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya. Sebagai bentuk rasa syukur, penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada :

1. Allah SWT atas berkat, rahmat, dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan aman, selamat, lancar, dan barokah.
2. Ibunda Sri Yanti dan Bapak Muh Ali sebagai orang tua yang senantiasa berkorban dengan tulus dan tidak pernah berhenti dalam memberikan dukungan baik moril maupun materil, serta dukungan fisik maupun psikis selama penulis menempuh masa studi di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
3. Seluruh keluarga yang memberikan dukungan kepada penulis selama menempuh masa studi di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
4. Bapak Rachmad Tri Soelistijono, S.T., M.T. selaku Direktur Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
5. Bapak Dr. Priyo Agus Setiawan, S.T., M.T. selaku Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal.
6. Bapak Dr. Agung Purwana, S.T., M.T. selaku Koordinator Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal.
7. Ibu Lely Pramesti, S.T., M.T. selaku Koordinator Tugas Akhir Program Studi Teknik Permesinan Kapal.
8. Bapak Dr. Eng Muh. Anis Mustaghfirin, S.T., M.T. selaku Pembimbing 1 yang memberikan arahan dan saran selama penulisan Tugas Akhir.

9. Bapak Projek Priyonggo S.L, S.T., M.T. selaku Pembimbing 2 yang memberikan arahan dan saran selama penulisan Tugas Akhir.
10. Bapak dan Ibu Dosen Pengajar yang telah memberikan ilmunya selama penulis melakukan studi di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
11. Seluruh rekan program studi teknik permesinan kapal angkatan 2022 atas bantuan dan kerja samanya selama menjalankan studi di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
12. Terima kasih buat orang yang ber NIM. 225040201111040 yang selalu memberikan suport tanpa henti dan tak pernah lelah untuk membantu saya untuk menyelesaikan Tugas Akhir .
13. Terima kasih segenap keluarga wartawati yang senantiasa memberikan dukungan serta motivasi kepada penulis selama masa perkuliahan dan Tugas Akhir.
14. Serta seluruh pihak yang terkait yang tidak dapat disebutkan satu persatu yang telah membantu kelancaran Tugas Akhir ini.

Penulis memohon maaf bila terdapat banyak kesalahan dalam penulisan ini. Penulis juga menyadari bahwa penulisan Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan. Oleh karena itu, penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun demi terciptanya penulisan Tugas Akhir yang lebih baik. Besar harapan penulis agar Tugas Akhir ini dapat memberikan manfaat bagi orang lain dan lingkungan sekitar.

Surabaya, 28 Juni 2026

Penulis

RANCANG BANGUN SISTEM REFRIGERASI UNTUK *PRE-COOLING* AIR BAKU UNTUK PEMBUATAN ES BALOK

Annas Hafidzul Azis

ABSTRAK

Penelitian ini bertujuan untuk merancang, memfabrikasi, dan menganalisis kinerja sistem refrigerasi dengan penambahan sistem *pre-cooling* menggunakan *heat exchanger* tipe *helical coil* pada mesin es balok. Penambahan sistem *pre-cooling* dilakukan untuk menurunkan temperatur air baku sebelum memasuki proses pembekuan sehingga beban pendinginan evaporator dapat dikurangi dan efisiensi sistem meningkat. Metode penelitian meliputi tahap perancangan, fabrikasi, instalasi, pengujian, dan analisis kinerja sistem berdasarkan data temperatur, tekanan, arus, tegangan, serta karakteristik perpindahan panas. Analisis dilakukan melalui perhitungan beban pendinginan, beban transmisi, koefisien perpindahan panas sisi dalam dan sisi luar, koefisien perpindahan panas menyeluruh (*overall heat transfer coefficient*), daya kompresor, *Coefficient of Performance* (COP), dan *Energy Efficiency Ratio* (EER). Hasil perhitungan menunjukkan bahwa koefisien perpindahan panas sisi luar sebesar $321,49 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, koefisien perpindahan panas sisi dalam berdasarkan diameter luar sebesar $260,74 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, koefisien perpindahan panas menyeluruh sebesar $144,08 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, serta laju perpindahan panas sebesar $166,35 \text{ W}$. Hasil tersebut menunjukkan bahwa sistem *pre-cooling* mampu meningkatkan proses perpindahan panas sehingga temperatur air baku dapat diturunkan sebelum proses pembekuan. Dengan demikian, beban kerja sistem refrigerasi menjadi lebih rendah, nilai COP dan EER meningkat, serta kinerja mesin es balok menjadi lebih efisien dibandingkan sistem tanpa penambahan *pre-cooling*.

Kata kunci: mesin es balok, sistem refrigerasi, *pre-cooling*, *heat exchanger*, *helical coil*, COP, EER.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Design and Construction of a Refrigeration System for Pre-Cooling of Raw Water for the Production of Ice Block

Annas Hafidzul Azis

ABSTRACT

This study aims to design, fabricate, and analyze the performance of a refrigeration system by incorporating a pre-cooling system using a helical coil heat exchanger in an ice block machine. The addition of the pre-cooling system is intended to reduce the temperature of the feed water before the freezing process, thereby decreasing the cooling load on the evaporator and improving the overall efficiency of the refrigeration system. The research methodology consisted of system design, fabrication, installation, testing, and performance analysis based on temperature, pressure, current, voltage, and heat transfer characteristics. The system performance was evaluated by calculating the cooling load, transmission heat load, inside and outside heat transfer coefficients, overall heat transfer coefficient, compressor power, Coefficient of Performance (COP), and Energy Efficiency Ratio (EER). The calculation results showed that the outside heat transfer coefficient was $321.49 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, the inside heat transfer coefficient based on the outer tube diameter was $260.74 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, the overall heat transfer coefficient was $144.08 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, and the heat transfer rate reached 166.35 W . These results indicate that the pre-cooling system effectively enhances the heat transfer process, allowing the feed water temperature to decrease before entering the freezing stage. Consequently, the refrigeration system experiences a lower cooling load, higher COP and EER values, and improved overall performance compared to a conventional system without a pre-cooling unit.

Keywords: *ice block machine, refrigeration system, pre-cooling, heat exchanger, helical coil, COP, EER.*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN TUGAS AKHIR.....	iii
PERNYATAAN BEBAS PLAGIAT	v
KATA PENGANTAR	vii
ABSTRAK.....	ix
ABSTRACT	xi
DAFTAR ISI	xiii
DAFTAR GAMBAR	xix
DAFTAR TABEL	xxi
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	2
1.4 Manfaat Penelitian	3
1.5 Batasan Masalah.....	3
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Perancangan	5
2.2 Mesin Es Balok	5
2.3 Sistem Refrigerasi	6
2.3.1 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap.....	7
2.4 Perpindahan Kalor.....	9
2.4.1 Konduksi	9
2.4.2 Konveksi	10

2.5	Komponen Penukar Panas Pada Mesin Es balok	11
2.5.1	Evaporator	12
2.5.2	Kondensor.....	14
2.5.3	Kompresor	15
2.5.4	Katup Ekspansi	16
2.5.5	<i>Heat Exchanger</i>	17
2.5.6	Refrigeran	18
2.6	Sistem <i>Pre-cooling</i>	18
2.7	Tahanan Thermal	19
2.8	Beban Pendingin.....	21
2.8.1	Beban Panas Produk	21
2.8.2	Beban Panas Transmisi.....	22
2.9	COP (<i>Coefficien Of Performance</i>)	28
2.10	Penelitian Perdana.....	28
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN		34
3.1	Sumber Data Penelitian	34
3.1.1	Data Primer.....	34
3.1.2	Data Sekunder	34
3.2	Objek Penelitian	35
3.3	Variabel Penelitian	35
3.4	Diagram Alir.....	35
3.5	Tahapan Penelitian	38
3.6	Tabel Pengujian	39
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN		41
4.1	Perencanaan Sistem Refrigerasi	41
4.2	Perhitungan dan Perancangan.....	41

4.3	Kalkulasi Perhitungan Beban Pendingin.....	41
4.3.1	Perhitungan Beban Panas produk.....	42
4.3.2	Beban Panas Transmisi	44
4.3.3	Perhitungan Panas Total.....	49
4.4	Kalkulasi Daya Compressor.....	50
4.5	Proses Fabrikasi dan Instalasi Sistem Refrigerasi.....	52
4.6	Pengujian Performansi Sistem Refrigerasi.....	55
4.7	Analisa Performa Sistem Refrigerasi	73
4.8	Perbandingan Hasil Perancangan Dan Hasil Pengujian.....	79
BAB 5	KESIMPULAN DAN SARAN	81
5.1	Kesimpulan	81
5.2	Saran.....	82
DAFTAR PUSTAKA		83
LAMPIRAN		87
Lampiran 1	Desain 3D.....	87
Lampiran 2	Skematik pre-cooling	89
Lampiran 3	Diagram p-h R134a	91
Lampiran 4	Suhu T1 pada posisi masuk kompresor.....	91
Lampiran 5	Suhu T2 pada posisi keluar kompresor	93
Lampiran 6	Suhu T3 pada posisi keluar kondensor.....	93
Lampiran 7	Suhu T4 pada posisi masuk evaporator.....	95
Lampiran 8	Nilai arus listrik pengujian	95
Lampiran 9	Tabel R134a	97
Lampiran 10	Diagram p-h menit 6	99
Lampiran 11	Diagram p-h menit 12	101

Lampiran 12 Diagram p-h menit 18.....	103
Lampiran 13 Diagram p-h menit 24.....	105
Lampiran 14 Diagram p-h menit 30.....	107
Lampiran 15 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 36,8 °C dan tekanan 7,2 bar menggunakan <i>peace software</i>	109
Lampiran 16 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 51,8 °C dan tekanan 10,7 bar menggunakan <i>peace software</i>	111
Lampiran 17 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 32 °C dan tekanan 10,7 bar menggunakan <i>peace software</i>	113
Lampiran 18 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 33,5 °C dan tekanan 6,9 bar menggunakan <i>peace software</i>	115
Lampiran 19 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 66,3 °C dan tekanan 11,8 bar menggunakan <i>peace software</i>	117
Lampiran 20 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 66,3 °C dan tekanan 11,8 bar menggunakan <i>peace software</i>	119
Lampiran 21 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 30 °C dan tekanan 6,5 bar menggunakan <i>peace software</i>	121
Lampiran 22 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 46,3 °C dan tekanan 12,5 bar menggunakan <i>peace software</i>	123
Lampiran 23 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 25,3 °C dan tekanan 5,3 bar menggunakan <i>peace software</i>	125
Lampiran 24 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 72,9 °C dan tekanan 12,8 bar menggunakan <i>peace software</i>	127
Lampiran 25 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 45,6 °C dan tekanan 12,8 bar menggunakan <i>peace software</i>	129
Lampiran 26 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 22,1 °C dan tekanan 5,1 bar menggunakan <i>peace software</i>	131

Lampiran 27 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 73,3 °C dan tekanan 13 bar menggunakan <i>peace software</i>	133
Lampiran 28 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 47,2 °C dan tekanan 13 bar menggunakan <i>peace software</i>	135
BIODATA PENULIS	137

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Siklus refrigerasi (Apriyanto, 2023)	6
Gambar 2.2 Siklus refrigerasi kompresi uap (Syahputra et al., 2021).....	7
Gambar 2.3 Skema perpindahan panas konduksi (Tawil & Ap, 2013)	9
Gambar 2.4 Skema perpindahan panas konveksi (Tawil & Ap, 2013)	11
Gambar 2.5 <i>Bare tube</i> (Mahmudi Ismail Nur et al., 2021).....	12
Gambar 2.6 <i>Plate-surface</i> (Mahmudi Ismail Nur et al., 2021).....	13
Gambar 2.7 <i>Finned tube</i> (Mahmudi Ismail Nur et al., 2021).....	13
Gambar 2.8 Water Cooled Condenser (Setiyo et al., 2024)	14
Gambar 2.9 <i>Air cooled condenser</i> (Setiyo et al., 2024).....	15
Gambar 2.10 <i>Evaporative condenser</i> (Setiyo et al., 2024).....	15
Gambar 2.11 Kompresor (Ambarita et al., 2016).....	16
Gambar 2.12 Katup ekspansi (Fazri & Maryanti, 2015)	16
Gambar 2.13 <i>Heat exchanger</i> (Sugiarto & Chalim, 2024).....	17
Gambar 2.14 Skematik <i>pre-cooling</i>	19
Gambar 2.15 Tahanan termal pada <i>double pipe</i> (Silva, 2022)	20
Gambar 2.16 Perpindahan panas dua area (Silva, 2022)	26
Gambar 3.1 Diagram alir penelitian	36
Gambar 3.2 Diagram alir penelitian lanjutan	37
Gambar 4.1 Desain sistem refrigerasi <i>pre-cooling</i>	42
Gambar 4.2 Diagram p-h hasil perancangan	51
Gambar 4.3 Diagram p-h pada pengujian menit ke-6.....	57
Gambar 4.4 Diagram p-h pada pengujian menit ke-12.....	60
Gambar 4.5 Diagram p-h pada pengujian menit ke-18.....	63
Gambar 4.6 Diagram p-h pada pengujian menit ke-24.....	67
Gambar 4.7 Diagram p-h pada pengujian menit ke-30.....	70
Gambar 4.8 Grafik perubahan daya kompresor terhadap waktu	74
Gambar 4.9 Grafik perubahan daya listrik terhadap waktu	75
Gambar 4.10 Grafik perubahan daya evaporator terhadap waktu	76
Gambar 4.11 Grafik perubahan daya kondensor terhadap waktu.....	77
Gambar 4.12 Grafik Time vs COPa, COPi, EES	78

Gambar 4.13 Grafik perbandingan hasil perancangan dan hasil pengujian. 79

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Rangkuman penelitian Terdahulu.....	32
Tabel 3.1 Spesifikasi Sistem <i>Pre-cooling</i>	34
Tabel 3.2 Tabel Pengujian	39
Tabel 4.1 Proses fabrikasi.....	52
Tabel 4. 2 Hasil Pengujian Sistem Pre-Cooling	56
Tabel 4.3 Analisa hasil perhitungan W_{comp} , $W_{listrik}$, Q_{evap} , Q_{cond} , COP_a , COP_i , ESS	73
Tabel 4.4 Perbandingan hasil perancangan dan hasil pengujian	79

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Mesin es balok adalah suatu mesin yang dirancang untuk mengubah bentuk air menjadi es yang berbentuk balok. Dalam kehidupan sehari-hari khususnya para nelayan yang mencari ikan, es balok menjadi kebutuhan yang sangat penting untuk menjaga ikan hasil tangkapan tetap dalam keadaan segar dan tidak membusuk. Para nelayan banyak yang memilih pengawetan dengan menggunakan es balok karena lebih mudah dan praktis (Giovanni et al., 2023).

Secara umum, produksi es balok di Indonesia masih didominasi oleh mesin es *direct* yaitu proses pendinginan secara langsung (*direct cooling*). Di mana evaporator secara langsung mendinginkan beban atau ruangan yang akan didinginkan. Sistem ini relatif sederhana, namun juga memiliki sejumlah kekurangan yang dapat mempengaruhi efisiensi proses pembekuan. Salah satu kelemahan yang sering dijumpai adalah perpindahan panas yang tidak merata, sehingga waktu pembekuan relatif lama dan konsumsi energi tinggi (Seftanda et al., 2023).

Seiring dengan meningkatnya kebutuhan industri dan tuntutan efisiensi energi, sistem produksi es balok dituntut untuk memiliki waktu pembekuan yang lebih singkat serta konsumsi energi yang lebih rendah. Kondisi tersebut merupakan pengembangan sistem pendingin alternatif, salah satunya yaitu dengan penerapan sistem pendingin tidak langsung (*indirect cooling*). Pada sistem ini, evaporator tidak langsung mendinginkan air atau beban pembekuan, melainkan mendinginkan fluida perantara seperti larutan garam (*brine*), yang kemudian disirkulasi menuju cetakan es. Sistem *indirect cooling* diketahui mampu menghasilkan distribusi temperatur yang lebih merata serta meningkatkan kesetabilan proses pembekuan dibandingkan sistem pendingin langsung (Rizkyana et al., 2023).

Meskipun penggunaan sistem pendinginan tidak langsung berbasis *brine* mampu meningkatkan performa pembekuan, penggunaan sistem refrigerasi mekanis secara terus menerus tetap menyebabkan konsumsi energi listrik yang

tinggi. Berbagai pendekatan untuk mengurangi beban kerja sistem refrigerasi telah dikaji, termasuk penerapan *pre-cooling*. Penelitian pada sistem mini *freezer* menunjukkan bahwa penambahan *pre-cooler* dapat meningkatkan *COP* aktual dan menurunkan konsumsi daya listrik dibandingkan sistem tanpa *pre-cooling* (Hidayat et al., 2023). Selain itu, studi Surya (2023) pada sistem *pre-cooling* juga menunjukkan bahwa teknik *pre-cooling* dapat mengurangi tenaga kompresor hingga sekitar 20%.

Penerapan sistem *pre-cooling* telah banyak digunakan pada sistem pendingin di industri seperti *chiller* dan sistem HVAC, dan terbukti mampu menurunkan beban kerja kompresor (Zhang et al., 2017). Namun demikian, kajian mengenai penerapan sistem *pre colling* sebagai pendingin tambahan pada mesin es balok masih terbatas.

Berdasarkan kondisi tersebut, diperlukan perancangan ulang sistem refrigerasi untuk *pre-cooling* air baku untuk pembuatan es balok sebagai pendingin tambahan. Penambahan sistem *pre-cooling* diharapkan dapat membantu proses pendinginan, menurunkan beban kerja kompresor, serta meningkatkan efisiensi energi tanpa melakukan perubahan besar pada sistem refrigerasi yang sudah ada.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan uraian latar belakang di atas, maka dapat dirumuskan beberapa rumusan masalah sebagai berikut :

1. Bagaimana rancangan sistem refrigerasi untuk *pre-cooling* air baku pada mesin es balok?
2. Bagaimana proses fabrikasi sistem refrigerasi *pre-cooling* air baku es balok sesuai desain yang telah direncanakan?
3. Bagaimana hasil analisis kinerja sistem *pre-cooling* terhadap temperatur air baku dan konsumsi energi?

1.3 Tujuan Penelitian

Berdasarkan perumusan masalah yang telah dijelaskan, tujuan penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Merancang sistem refrigerasi untuk *pre-cooling* air baku es balok guna menurunkan temperatur awal air sebelum proses pembekuan.
2. Melakukan fabrikasi dan perakitan sistem *pre-cooling* air es balok, termasuk pemasangan *heat exchanger* tipe *helical coil* dengan mesin es yang telah ada.
3. Menganalisis pengaruh sistem *pre-cooling* terhadap temperatur air baku dan konsumsi energi sistem refrigerasi.

1.4 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat yang didapat dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Untuk Mahasiswa diharapkan menambah wawasan, sehingga mahasiswa dapat mempelajari proses pembekuan es dengan menggunakan bantuan *pre-cooling* pada mesin es balok.
2. Untuk kampus, sebagai bahan ajar praktikum mahasiswa pada laboratorium fluida.
3. Untuk umum, sebagai bahan literatur atau referensi untuk pembelajaran pada mesin pembuat es.

1.5 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan sebagai arah serta acuan dalam penelitian tugas akhir ini sebagai berikut:

1. Penelitian ini difokuskan pada sistem *pre-cooling* air baku sebelum proses pembekuan es balok.
2. Sistem refrigerasi yang dipakai adalah sistem kompresi uap dengan penggunaan *heat exchanger* sebagai media perpindahan panas.
3. Analisa dibatasi pada parameter temperatur air baku, waktu pembekuan, dan konsumsi energi.
4. Penelitian ini tidak membahas aspek ekonomi secara rinci dan tidak membahas desain struktur bangunan mesin es balok.
5. Kondisi lingkungan diasumsikan sesuai kondisi konstan di kota Surabaya.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Perancangan

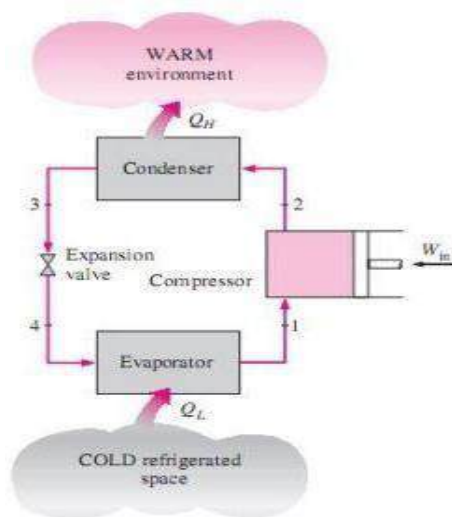
Perancangan merupakan penentuan proses dan data yang diperlukan oleh sistem baru. Manfaat tahap perancangan sistem ini memberikan gambaran rancangan bangun yang lengkap sebagai pedoman bagi programmer dan mengembangkan aplikasi. Sesuai dengan komponen sistem yang dikomputerisasikan, maka yang harus didesain dalam tahap ini mencakup *hardware* atau *software*, *database* dan aplikasi. Proses perancangan bisa melibatkan pengembangan beberapa model sistem pada tingkat abstraksi yang berbeda-beda. Perancangan adalah sebuah proses untuk mendefinisikan sesuatu yang akan dikerjakan dengan menggunakan teknik yang bervariasi serta didalamnya melibatkan deskripsi mengenai arsitektur serta detail komponen dan juga keterbatasan yang akan dialami dalam proses pengerjaannya. Berdasarkan beberapa pendapat di atas dapat disimpulkan bahwa perancangan adalah tahap setelah analisis yang tujuannya untuk menghasilkan rancangan yang memenuhi kebutuhan yang ditentukan selama tahap analisis (Ananta, 2020).

2.2 Mesin Es Balok

Mesin es balok merupakan salah satu jenis mesin refrigerasi yang berfungsi untuk membekukan air menjadi es berbentuk balok melalui proses pendinginan sehingga mencapai suhu di bawah titik beku air. Mesin ini banyak digunakan pada sektor perikanan dan industri pengolahan hasil laut karena es balok mampu menjaga kesegaran ikan dalam waktu yang relatif lama selama proses penyimpanan dan distribusi. Penggunaan es balok dinilai lebih praktis dan ekonomis karena memiliki kapasitas pendinginan yang besar, tidak memerlukan teknologi penyimpanan yang kompleks. Menurut Rizkyana (2023), mesin es balok bekerja berdasarkan prinsip sistem refrigerasi yang memanfaatkan siklus kompresi uap untuk menyerap panas dari air didalam cetakan hingga terbentuk es padat, sehingga es balok masih menjadi media pendingin utama yang banyak digunakan oleh nelayan dan industri perikanan di Indonesia.

2.3 Sistem Refrigerasi

Refrigerasi adalah proses pengambilan kalor atau panas dari satu benda atau ruang untuk menurunkan temperatur. Kalor adalah salah satu bentuk dari energi, Sehingga mengambil kalor suatu benda ekuivalen dengan mengambil sebagian energi dari molekul-molekulnya. Pada aplikasi tata udara, kalor yang diambil berasal dari udara. Untuk mengambil kalor dari udara, maka udara harus bersentuhan dengan suatu bahan atau *fabric* yang memiliki temperatur yang lebih rendah (Apriyanto, 2023). Prinsip kerja sistem refrigerasi tersebut berlangsung melalui siklus kompresi uap yang terdiri atas kompresor, kondensor, alat ekspansi, dan evaporator. Siklus refrigerasi tersebut ditunjukkan pada Gambar 2.1.

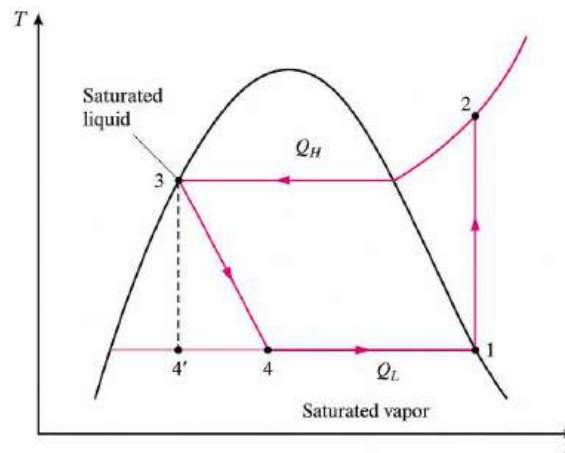


Gambar 2.1 Siklus refrigerasi (Apriyanto, 2023)

Sistem refrigerasi dapat dibedakan berdasarkan besar kapasitas pendinginnya dengan satuan TOR (*Ton of Refrigeration*). TOR adalah satuan untuk kapasitas kemampuan proses pendinginan yang mengacu pada panas yang mampu memindahkan dari material yang didinginkan yang besarnya setara dengan efek pendinginan yang diakibatkan oleh 1 ton es bersuhu 32 °F (0 °C) yang meleleh (berubah fasa *solid* ke *liquid*) selama 24 jam. 1 TOR akan memiliki nilai setara dengan 12.000 BTU/hour atau 3517 Watts (Tawil & Ap, 2013.).

2.3.1 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap

Daur refrigerasi kompresi uap merupakan daur yang terbanyak digunakan dalam daur refrigerasi. Pada daur ini udara ditekan kemudian diembunkan menjadi cairan, lalu tekanannya diturunkan agar cairan tersebut dapat menguap kembali. Untuk mendinginkan suatu ruang, ruang tersebut harus dikenakan kepada suatu fluida yang lebih dingin dari temperatur ruang yang diinginkan. Dengan demikian energi sebagai panas dapat dipindahkan dari suatu ruang dingin ke fluida yang lebih dingin tersebut, keadaan ini akan mempertahankan temperatur ruang dingin tersebut terhadap perpindahan energi sebagai panas yang keluar dari lingkungan yang hangat melalui dinding ruang yang terisolasi (Syahputra et al., 2021). Siklus daur kompresi uap ditunjukkan pada Gambar 2.2.



Gambar 2.2 Siklus refrigerasi kompresi uap (Syahputra et al., 2021)

Berdasarkan Gambar 2.2 yang menjelaskan proses terbentuk uap standart sebagai berikut:

- Titik 1 – 2, proses kompresi *isentropic*
- Titik 2 – 3, proses kalor pada tekanan konstan (*isobaric*) pada kondesor
- Titik 3 – 4, penurunan tekanan pada katup ekspansi
- Titik 4 – 1, penyerapan kalor pada tekanan konstan pada evaporator Proses penyerapan kalor pada temperatur dan tekanan tetap atau rendah terjadi di evaporator dengan refrigeran berfase campuran yang masuk dari ekspansi pada tekanan P_1 dengan entalpi h_4 . Beban pendingin evaporator didefinisikan sebagai sejumlah panas yang diserap dalam satuan waktu.

Besarnya beban pendinginan evaporator (Q_{evap}) ditentukan dengan rumus:

$$Q_{evap} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (2.1)$$

$$\dot{m} = \frac{Q_{evap}}{(h_1 - h_4)} \quad (2.2)$$

Di mana:

Q_{evap} : laju penyerapan kalor pada evaporator (kW)

h_1 : entalpi pada titik 1 (kJ/kg)

h_4 : entalpi pada titik 4 (kJ/kg)

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

Uap refrigeran jenuh kemudian dikompresikan ke tekanan kondensor P₂ oleh kompresor. Proses kompresi berlangsung pada kondisi *adiabatic* dan terjadi secara *isentropic* dan tekanan P₁ menjadi P₂. Secara teoritis besarnya kerja kompresi dinyatakan dalam rumus:

$$w_{comp} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.3)$$

Di mana:

w_{comp} : kerja kompresor (kW)

h_1 : entalpi pada titik 1 (kJ/kg)

h_2 : entalpi pada titik 2 (kJ/kg)

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

Kemudian, refrigeran mengalir melalui kondensor. Kondensor merupakan bagian dari sistem yang berguna untuk melepaskan panas dari refrigeran, sehingga terjadi perubahan dari kondisi *superheated* menjadi *saturated* atau *subcooled liquid*, dengan sejumlah kalor yang dilepaskan dari entalpi h_2 menjadi h_3 .

$$Q_{cond} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad (2.4)$$

Di mana:

Q_{cond} : laju pelepasan kalor kondensor (kW)

h_2 : entalpi pada titik 2 (kJ/kg)

h_3 : entalpi pada titik 3 (kJ/kg)

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

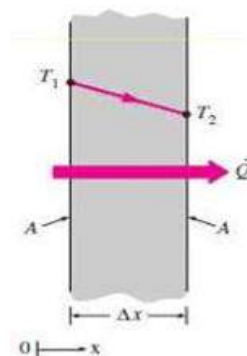
Selanjutnya, refrigeran pada *state* 3 masuk alat ekspansi dan berekspansi ke tekanan evaporator. Tekanan refrigeran turun dalam ekspansi yang ireversibel dan dibarengi dengan adanya kenaikan entropi jenis. Refrigeran keluar katup ekspansi pada titik 4 akan berubah fase menjadi uap menuju siklus evaporasi kembali.

2.4 Perpindahan Kalor

Bila dalam suatu sistem terdapat gradien suhu atau bila dua sistem yang temperaturnya berbeda disinggungkan, maka akan terjadi perpindahan energi. Proses di mana transport energi itu berlangsung disebut sebagai perpindahan kalor. Perpindahan energi dalam bentuk kalor adalah selalu dari medium bertemperatur tinggi ke medium bertemperatur rendah dan perpindahan kalor tersebut akan berhenti ketika kedua medium telah mencapai temperatur yang sama (setimbang) (Tawil & Ap, 2013). Kalor dapat dipindahkan dalam dua jenis cara yang berbeda yaitu konduksi dan konveksi.

2.4.1 Konduksi

Konduksi adalah perpindahan kalor yang terjadi melalui pergolakan molekuler suatu material tanpa diikuti perpindahan material secara utuh. Perpindahan panas secara konduksi dapat dijelaskan sebagai energi 5 sebenarnya ditransfer dari satu molekul ke molekul lainnya. Ketika suatu molekul bergerak lebih cepat, hal itu menyebabkan molekul-molekul didekatnya juga bergerak dengan cara yang sama. Skema perpindahan panas secara konduksi dapat dilihat pada Gambar 2.3.



Gambar 2.3 Skema perpindahan panas konduksi (Tawil & Ap, 2013)

Hubungan ini menyatakan q , laju aliran panas dengan cara konduksi dalam suatu bahan, sama dengan hasil kali tiga besaran sebagai berikut:

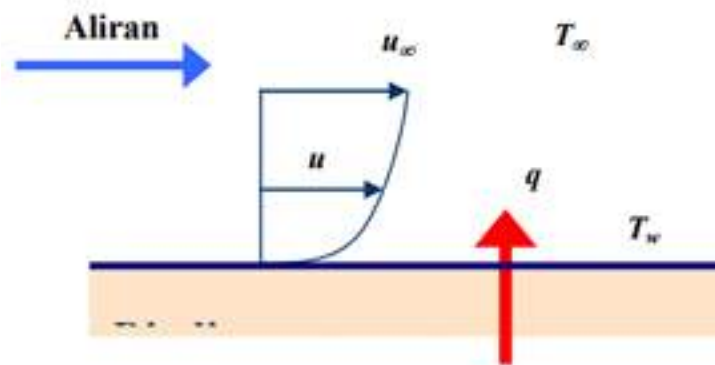
1. Konduktivitas termal bahan (k)
2. dT/dx yang merupakan gradien suhu pada luas penampang melalui mana panas mengalir dengan cara konduksi, yang harus diukur tegak lurus terhadap arah aliran panas (A)
3. Penampang tersebut yaitu laju perubahan suhu T terhadap jarak dalam arah aliran panas x persamaan dasar untuk konduksi

$$Q = -K \frac{dT}{dx} \quad (2.5)$$

Untuk konsistensi dimensi pada persamaan di atas Q dinyatakan dalam Watt, luas A dalam m^2 , konduktivitas termal k adalah sifat bahan dan menunjukkan jumlah panas yang mengalir melintasi satu satuan luas jika gradien suhu satu. Satuan k adalah $W/m.K$. Nilai konduktivitas termal k sebenarnya umumnya dipengaruhi oleh suhu (T).

2.4.2 Konveksi

Konveksi adalah perpindahan panas energi panas dari suatu tempat ke tempat lain karena adanya aliran fluida yang melewati suatu material tertentu. melalui gerakan massa dari fluida seperti air atau udara, ketika fluida yang dipanaskan bergerak menjauhi sumber panas dan menuju daerah dengan temperatur lebih rendah dengan membawa energi. Perpindahan panas konveksi merupakan perpindahan dari material padat menuju ke cair atau gas yang bergerak mengenaunya. Proses perpindahan panas ini akan melibatkan kombinasi efek konduksi dan pergerakan fluidanya. Berikut skema perpindahan panas secara konveksi dapat dilihat pada Gambar 2.4.



Gambar 2.4 Skema perpindahan panas konveksi (Tawil & Ap, 2013)

Ada 2 macam perpindahan panas konveksi

1. Perpindahan panas konveksi paksa (*forced convection*): perpindahan panas yang terjadi ketika fluida dipaksa mengalir melewati permukaan perpindahan kalor menggunakan alat bantu, seperti pompa, kipas, atau blower.
2. Perpindahan panas konveksi alami (*natural convection*): terjadi karena fluida dikarenakan proses pemanasan, berubah densitasnya (kerapatannya), dan bergerak naik.

Dengan kompleksitas dari mekanisme konveksi, besar perpindahan panas akan memiliki proposional dengan perbedaan temperatur dan bisa didekati dengan hukum pendingin *newton's law*:

$$Q_c = h_c A \Delta T \quad (2.6)$$

Di mana :

Q_c : Laju perpindahan panas dengan cara konveksi (W/m²K)

A : Luas perpindahan panas (m²)

ΔT : Perbedaan suhu (°C)

h_c : Koefisien perpindahan panas (W/m²K)

2.5 Komponen Penukar Panas Pada Mesin Es balok

Sistem refrigerasi merupakan suatu rangkaian komponen yang bekerja secara terpadu untuk memindahkan panas dari suatu ruang atau produk ke lingkungan sekitarnya. sistem refrigerasi bekerja dengan prinsip siklus kompresi uap yang melibatkan beberapa komponen utama dan komponen pendukung.

2.5.1 Evaporator

Evaporator adalah media pemindah energi panas melalui permukaan agar refrigeran cair menguap dan menyerap panas dari udara produk yang sudah ada di dalam ruangan tersebut. Pada pabrik es evaporator disebut *vandemper* (Mahmudi Ismail Nu, 2021). Dilihat dari konstruksinya evaporator dapat dibagi menjadi 3 yaitu:

1. *Bare tube*

Bare tube evaporator merupakan jenis evaporator yang terdiri atas pipa tanpa sirip (*plain tube*) sehingga refrigeran cair mengalir dan menguap secara langsung di dalam pipa. Evaporator ini umumnya berbentuk pipa lurus maupun lilitan (*coil*) dan banyak menggunakan material tembaga karena memiliki konduktivitas termal yang tinggi, tahan terhadap korosi, serta mudah dibentuk. Selama proses refrigerasi, refrigeran menyerap kalor dari fluida atau media yang didinginkan melalui dinding pipa hingga mengalami perubahan fase dari cair menjadi uap. Konstruksi yang sederhana menjadikan *bare tube* evaporator mudah dipasang, dibersihkan, dan dirawat. Sehingga banyak diterapkan pada sistem refrigerasi seperti mesin pembuat es, *water chiller*, dan sistem *pre-cooling* yang menggunakan air sebagai media pendingin. Bentuk *bare tube* evaporator ditunjukkan pada Gambar 2.5.



Gambar 2.5 *Bare tube* (Mahmudi Ismail Nur et al., 2021)

2. *Plate surface*

Evaporator permukaan plat atau *plate-surface* dirancang dengan berbagai jenis. Beberapa diantaranya dengan menggunakan dua plat tipis yang dipres dan dilas sedemikian sehingga membentuk alur untuk mengalirkan refrigerant,

seperti Gambar 2.6. Cara lainnya menggunakan pipa yang dipasang diantara dua plat tipis kemudian dipress dan dilas.



Gambar 2.6 *Plate-surface* (Mahmudi Ismail Nur et al., 2021)

3. *Finned tube*

Evaporator jenis *finned tube* adalah evaporator *bare-tube* tetapi dilengkapi dengan sirip-sirip yang terbuat dari plat tipis alumunium yang dipasang disepanjang pipa untuk menambah luas permukaan perpindahan panas. Sirip-sirip alumunium ini berfungsi sebagai permukaan transfer panas sekunder. Jarak antar sirip disesuaikan dengan kapasitas evaporatornya. evaporator finned tube ditunjukkan pada Gambar 2.7.



Gambar 2.7 *Finned tube* (Mahmudi Ismail Nur et al., 2021)

2.5.2 Kondensor

Kondensor merupakan komponen sistem refrigerasi yang akan merubah fase refrigeran dari uap tak jenuh menjadi cair akibat adanya pelepasan kalor di lingkungan (temperatur rendah) oleh refrigeran (temperatur tinggi) (Setiyo et al., 2024). kondensor dibagi ada beberapa macam, yaitu :

1. Kondensor berpendingin air (*Water Cooled Condenser*)

Kondensor ini digunakan pada sistem yang skala besar untuk keperluan komersil di lokasi yang terdapat air bersih. Kondensor ini menjadi pilihan yang ekonomis bila terdapat suplai air bersih mudah dan murah. Pada umumnya kondensor seperti ini berbentuk tabung yang di dalamnya berisi pipa (*tubes*) tempat mengalirnya air pendingin seperti Gambar 2.8.



Gambar 2.8 Water Cooled Condenser (Setiyo et al., 2024)

2. Kondensor berpendingin udara (*Air Cooled Condenser*)

Kondensor dengan media udara sebagai *cooling* mediumnya biasanya digunakan pada sistem berskala rendah dan sedang dengan kapasitas hingga 20 ton refrigerasi. Gambar 2.9 merupakan peralatan AC (*Air Conditioner*) untuk keperluan rumah tinggal atau digunakan pada lokasi di mana air bersih sulit diperoleh. Untuk melayani kebutuhan skala yang lebih besar biasanya digunakan *multiple air cooled condenser*. Udara sebagai pendingin kondensor mengalir secara alamiah atau dialiri paksa oleh *fan*. Kulkas pada umumnya menggunakan kondensor berpendingin udara secara alamiah yang umum

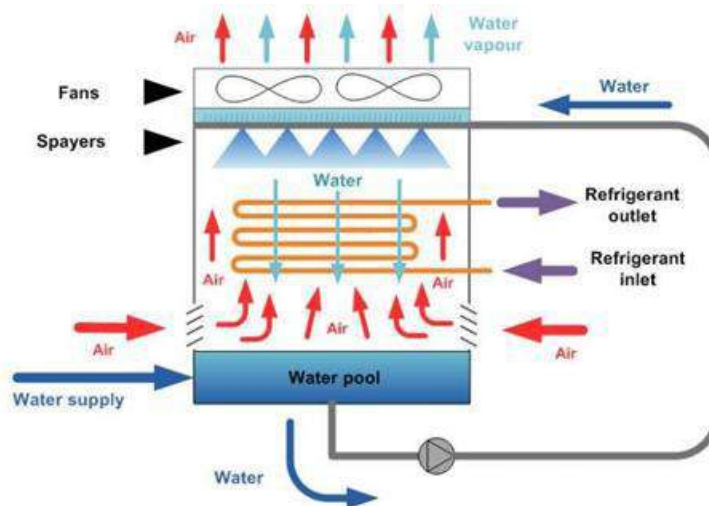
disebut sebagai kondensor statis.



Gambar 2.9 Air cooled condenser (Setiyo et al., 2024)

3. Kondensor pendingin campuran (*Evaporative Condenser*)

Kondensor jenis ini merupakan kombinasi dari kondensor berpendingin udara dan kondensor berpendingin air. Koil kondensor ini diletakkan berdekatan dengan media pendinginnya yang berupa udara tekan dan air yang disemprotkan melalui suatu lubang *nozzle* seperti Gambar 2.10.



Gambar 2.10 *Evaporative condenser* (Setiyo et al., 2024)

2.5.3 Kompresor

Kompresor merupakan jantung dari suatu sistem refrigerasi karena pada unit kompresor melakukan kerja untuk mengalirkan refrigeran dengan tujuan

digunakan untuk menaikkan suatu tekanan fluida (udara/gas). *Inlet pressure* dapat berbagai harga, mulai dari tekanan vakum hingga tekanan positif yang tinggi (Ambarita et al., 2016). kompresor pada sistem refrigerasi ditunjukkan pada Gambar 2.11.



Gambar 2.11 Kompresor (Ambarita et al., 2016)

2.5.4 Katup Ekspansi

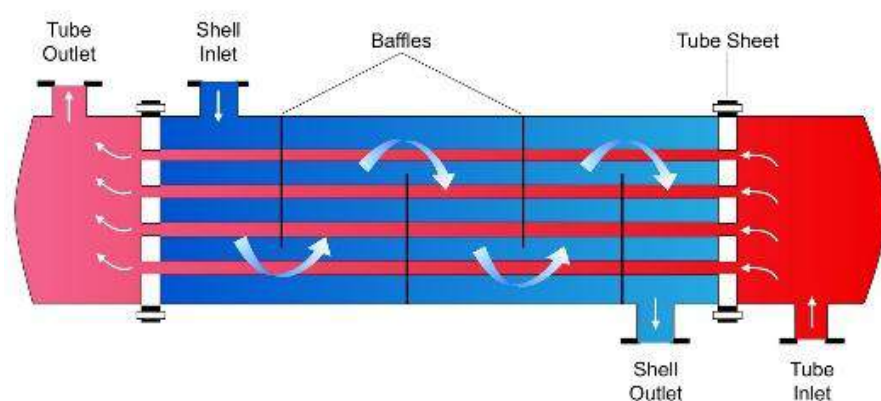
Katup ekspansi, digunakan untuk mempertahankan tekanan yang stabil pada sisi keluarnya yang akan masuk pada komponen evaporator. Jika tekanan turun di bawah batas kendali maka katup tersebut akan membuka lebih lebar, begitu pun juga sebaliknya jika tekanan berada di atas batas kendali maka katup akan menutup. Pada unit ini refrigeran terjadi penurunan tekanan yang mengakibatkan penurunan temperatur dengan nilai entropi konstan (Fazri & Maryanti, 2015). katup ekspansi pada sistem refrigerasi ditunjukkan pada Gambar 2.12.



Gambar 2.12 Katup ekspansi (Fazri & Maryanti, 2015)

2.5.5 Heat Exchanger

Heat exchanger shell and tube merupakan salah satu jenis penukar panas yang paling umum digunakan dalam proses industri. Alat penukar panas ini terdiri dari sebuah bejana dengan berbagai ukuran di dalamnya dan terdapat sejumlah tabung, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.13. Penerapan *heat exchanger* yaitu dapat digunakan sebagai proses memanaskan, mendinginkan ruangan, dan proses kimia berupa plant besar. *Heat exchanger* memiliki fleksibilitas yang sangat luas, terutama cocok untuk industri pengolahan makanan dan minuman dan industri lainnya. Penggunaan *heat exchanger shell and tube* yang umum digunakan memiliki beberapa keunggulan antara lain konstruksi yang kokoh, perawatan yang mudah, serta struktur terpisah yang memudahkan perawatan. Komponen utama penyusun *Heat Exchanger* dengan tipe *shell and tube* adalah *tube*, *baffle*, *shell*, *front head*, *rear head*, dan *nozzle*. Aliran fluida yang digunakan adalah aliran searah (*parallel flow*) atau berlawanan (*counter flow*). Penggunaan *baffle* akan membuat luas kontak fluida dalam dengan dinding *tube* makin besar sehingga perpindahan panas diantara kedua fluida meningkat, *baffle* juga berfungsi untuk menjaga supaya *tube shell* tidak melengkung dan mengurangi adanya getaran oleh fluida yang lewat (Sugiarto & Chalim, 2024).



Gambar 2.13 *Heat exchanger* (Sugiarto & Chalim, 2024)

Soegijarto & Arsana (2021) melakukan penelitian mengenai efektivitas dan koefisien perpindahan panas pada *heat exchanger* jenis *tube in tube* dan *shell and tube*. Jenis fluida yang digunakan yaitu campuran fluida aseton – air. Hasil yang didapatkan efektivitas *counterflow heat exchanger* pada *tube in tube* memiliki nilai 0.18 dan *shell and tube* memiliki nilai 0.25. Sehingga *heat exchanger* jenis *shell and tube* memiliki nilai efektivitas yang lebih tinggi dibandingkan *heat exchanger tube in tube*. juga melakukan penelitian menggunakan *shell and tube heat exchanger* dengan aliran *counterflow* didapatkan hasil efektivitas sebesar 0.95 dengan menggunakan fluida gliserin dan methanol yang bertujuan untuk mengetahui pengaruh suhu, laju alir fluida panas, dan konsentrasi bahan *coolant* terhadap nilai efektivitas terbaik pada *heat exchanger*.

2.5.6 Refrigeran

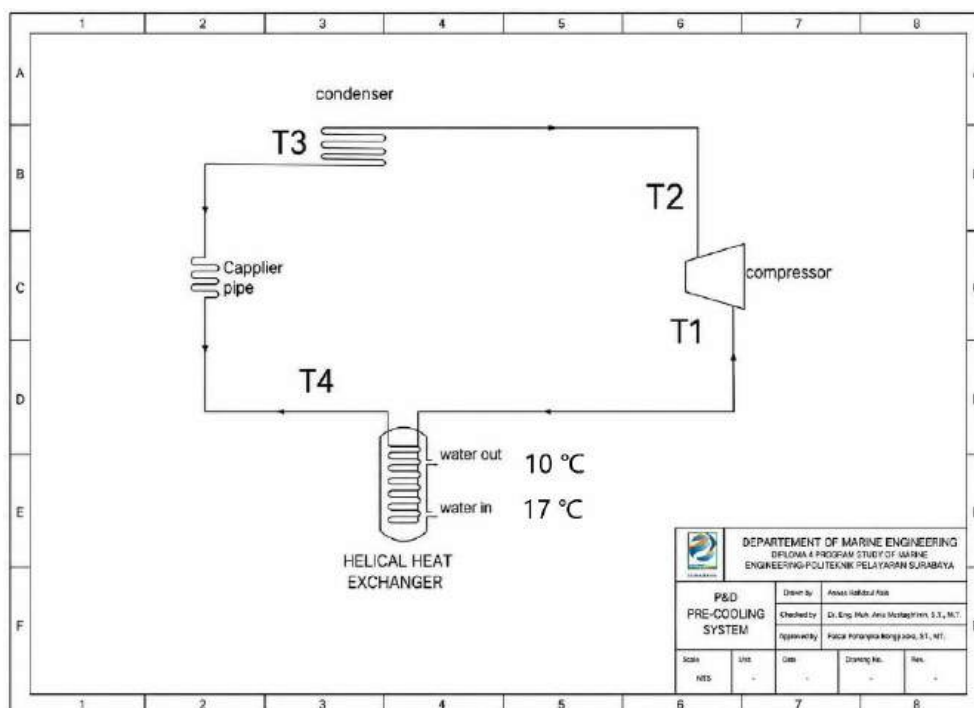
Refrigeran R-134a adalah senyawa *Hydrofluorocarbon* (HCFC) yang ditemukan pada tahun 1930 telah berperan penting dalam sistem refrigerasi. Popularitasnya dipengaruhi oleh sifat fisika dan termalnya yang mendukung, yaitu stabil, tidak mudah terbakar, tidak beracun, serta kompatibel dengan sebagian besar 12 material komponen pada sistem pendingin. Refrigeran ini umumnya digunakan pada unit AC rumah tangga dengan kapasitas rendah hingga menengah.

2.6 Sistem Pre-cooling

Sistem *pre-cooling* adalah teknik pendinginan awal yang dilakukan sebelum proses utama pendinginan atau penyimpanan dingin dalam sistem refrigerasi. Tujuan *pre-cooling* adalah menurunkan suhu media (udara, refrigeran, atau produk) sebelum memasuki tahap akhir pendinginan, sehingga mengurangi beban kerja sistem utama, mempercepat proses pendinginan, dan meningkatkan efisiensi energi (Brenner et al., 2020).

Prinsip kerja *pre-cooling* adalah memanfaatkan sumber dingin tambahan atau pendinginan awal untuk menurunkan suhu fluida kerja atau ruang sebelum memasuki komponen utama seperti kondensor atau evaporator (Wenzel et al., 2023). Pada penelitian ini, sistem *pre-cooling* berkerja dengan mendinginkan air baku terlebih dahulu di *helical heat exchanger* yang dialiri refrigeran R134a.

Refrigeran menyerap kalor dari air sehingga suhu air turun sebelum dialirkan ke cetakan es.

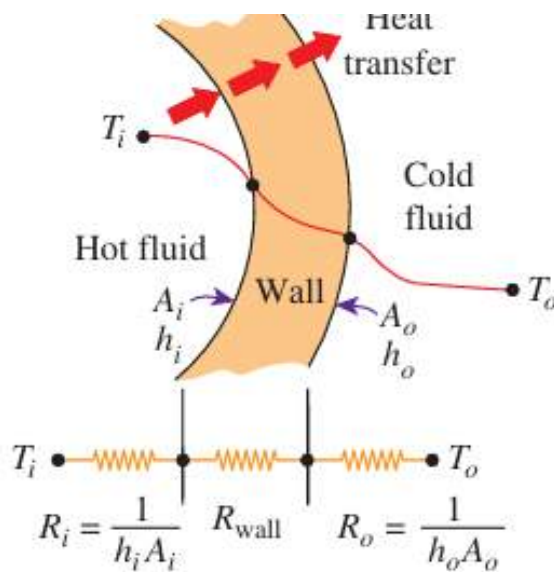


Gambar 2.14 Skematik *pre-cooling*

Pada Gambar 2.14 sistem refrigerasi *mini freezer*, di mana air kondensat yang biasanya dibuang dimanfaatkan sebagai media *pre-cooling* untuk menurunkan suhu saluran *discharge* refrigeran sebelum masuk ke kondensor. Dengan demikian, refrigeran mengalami *sub-cooling*, yang meningkatkan *coefficient of performance* (COP) dan menurunkan konsumsi daya listrik keseluruhan sistem.

2.7 Tahanan Thermal

Tahanan termal adalah beban panas yang ditransfer ke suatu sistem selama proses pendinginan. Tahanan termal total adalah total beban pendinginan yang harus ditahan oleh sistem. Jumlah total hambatan termal dapat ditunjukkan dengan menggunakan analogi rangkaian listrik seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.15 (Silva, 2022).



Gambar 2.15 Tahanan termal pada *double pipe* (Silva, 2022)

Setelah semua resistansi telah dihitung, maka nilai resistansi total dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut.

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} \quad (2.5)$$

$$R_{wall} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi K L} \quad (2.6)$$

$$R_o = \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.7)$$

Di mana:

K : konduktivitas termal (W/m·K)

R_i : Tahanan termal konveksi pada dinding dalam (W/m²K)

R_{wall} : Tahanan termal konduksi pada dinding (W/m²K)

R_o : Tahanan termal konveksi pada dinding luar (W/m²K)

Untuk mencari luasan permukaan dengan menggunakan rumus :

$$A_i = \pi \cdot D_i \cdot L \quad (2.8)$$

$$A_o = \pi \cdot D_o \cdot L \quad (2.9)$$

Di mana:

A_i : Luas permukaan bagian dalam (W/m²K)

A_o : Luas permukaan bagian luar (W/m²K)

D_i : Diameter dalam

D_o : Diameter luar

L : Panjang tabung

Maka hambatan termal total menjadi :

$$R = R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi \cdot K \cdot L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.10)$$

2.8 Beban Pendingin

Beban pendingin (*cooling load*) adalah jumlah kalor yang harus diserap oleh sistem refrigerasi untuk menurunkan temperatur suatu fluida dari kondisi awal ke temperatur yang diinginkan. Pada sistem *pre-cooling*, beban pendingin merupakan kalor yang harus dilepaskan dari air baku sebelum memasuki proses pembekuan. Besarnya beban pendingin dipengaruhi oleh massa air, kalor jenis air, dan perubahan temperatur yang terjadi. Perhitungan beban pendingin menjadi dasar dalam menentukan kapasitas sistem refrigerasi agar proses *pre-cooling* berlangsung secara efektif dan efisien.

2.8.1 Beban Panas Produk

Beban panas yang ditanggung oleh mesin pendingin untuk menurunkan temperatur produk beban panas produk dilakukan untuk menghitung jumlah kalor yang harus diserap oleh sistem refrigerasi dalam proses pendinginan air baku

$$Q_{air\ masuk} = m_{air\ masuk} \cdot C_{p\ air\ masuk} \cdot T_{air\ masuk} \quad (2.28)$$

Di mana:

$m_{air\ masuk}$: massa air (kg)

$C_{p\ air\ masuk}$: panas spesifik air (kJ/kg)

$T_{air\ masuk}$: Perbedaan temperatur (°C)

Disini beban yang digunakan adalah air tawar,

$$m_{air\ masuk} = \rho_{air\ masuk} \cdot V \quad (2.29)$$

Di mana :

$m_{air\ masuk}$: massa air (kg)

$\rho_{air\ masuk}$: massa jenis air tawar (kg/m^3)

V : Volume air yang di *pre-cooling* (m^3)

Kemudian produk menjadi air baku dan dapat dihitung beban pendingin dari air.

$$Q_{air\ keluar} = C_{p\ air\ keluar} \cdot \Delta T \quad (2.30)$$

Di mana :

$Q_{air\ keluar}$: Kalor air baku (kJ)

$C_{p\ air\ keluar}$: Kalor spesifik air (kJ/kg)

Sehingga menentukan keseluruhan beban kalor dapat digunakan rumus

$$Q_{air} = Q_{air\ masuk} - Q_{air\ keluar} \quad (2.31)$$

Sehingga usaha untuk mendinginkan produk untuk menjadi air baku yaitu :

$$Q_{pr} = \frac{Q_{air}}{t} (Watt) \quad (2.32)$$

Di mana :

t : waktu yang diperlukan untuk membuat air baku (*second*)

Sehingga beban pendingin dalam Ton Refrigerasi yaitu :

$$TR = \frac{Q_{pr}}{1\ TR} \quad (2.33)$$

2.8.2 Beban Panas Transmisi

Beban panas transmisinya merupakan beban panas yang diakibatkan perbedaan temperatur sisi dalam ruang terhadap permukaan luar ruang. Ada 2 perbedaan temperatur pada perpindahan panas yaitu:

1. Perpindahan panas pada sisi luar *coil*

Perpindahan panas sisi luar *coil* merupakan proses perpindahan kalor secara konveksi antara fluida yang mengalir pada sisi luar pipa *coil* dengan permukaan luar pipa. Besarnya perpindahan panas konveksi dipengaruhi oleh sifat termofisika fluida, karakteristik aliran, geometri penukar kalor, serta kecepatan aliran fluida. Parameter utama yang digunakan untuk menentukan koefisien perpindahan panas konveksi sisi luar adalah bilangan *Reynolds* (Re), bilangan *Prandtl* (Pr), dan koefisien perpindahan panas konveksi luar (h_o).

Pada penukar kalor tipe *coil*, fluida mengalir melalui ruang anulus yang terbentuk di antara dinding *shell* dan *coil*. Oleh karena itu, luas penampang aliran serta diameter ekuivalen perlu ditentukan terlebih dahulu sebelum menghitung karakteristik aliran.

Volume *coil* dihitung berdasarkan diameter luar pipa dan panjang *coil* menggunakan persamaan:

$$v_c = \left(\frac{\pi}{4}\right) D_o^2 L \quad (2.11)$$

Di mana :

- v_c : volume *coil* (m³)
- D_o : diameter luar *coil* (m)
- L : panjang *coil* (m)

Selanjutnya, volume ruang anulus dihitung menggunakan persamaan:

$$v_a = \left(\frac{\pi}{4}\right) (C^2 - B^2) pN \quad (2.12)$$

Di mana :

- v_a : volume anulus (m³)
- C : diameter luar anulus (m)
- B : diameter dalam anulus (m)
- pN : panjang efektif anulus (m)

Volume fluida yang mengalir pada ruang anulus diperoleh dari selisih volume anulus dengan volume *coil*, yaitu:

$$v_f = v_a - v_c \quad (2.13)$$

Diameter ekuivalen (*Equivalent Diameter*) digunakan untuk mewakili diameter hidrolis aliran fluida pada ruang anulus. Persamaan yang digunakan adalah :

$$D_e = \frac{4v_f}{\pi d_o L} \quad (2.14)$$

Di mana :

- D_e : diameter ekuivalen (m)
- v_f : volume fluida pada anulus (m³)

Kecepatan massa fluida (*mass velocity*) merupakan laju aliran massa fluida terhadap luas penampang aliran dan dihitung menggunakan persamaan:

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_f} \quad (2.15)$$

Di mana :

- G_s : fluks massa fluida (kg/m².s)
- $\dot{m}$: laju aliran massa fluida (kg/s)

A_f : luas penampang aliran fluida (m^2)

Karakteristik aliran ditentukan menggunakan bilangan *Reynolds*:

$$N_{Re} = \frac{D_e \cdot G_s}{\mu} \quad (2.16)$$

Di mana :

N_{Re} : bilangan *Reynolds*

μ : viskositas dinamis fluida ($Pa \cdot s$)

Bilangan *Prandtl* menunjukkan hubungan antara *difusivitas* momentum dan *difusivitas* termal fluida, yang dihitung dengan persamaan:

$$N_{Pr} = \frac{c_p \mu}{K} \quad (2.17)$$

Di mana :

N_{Pr} : bilangan *Prandtl*

c_p : kalor jenis fluida ($kJ/kg \cdot K$)

K : konduktivitas termal fluida ($W/m \cdot K$)

Setelah nilai *Reynolds* dan *Prandtl* diperoleh, koefisien perpindahan panas konveksi sisi luar dapat dihitung menggunakan korelasi empiris:

$$h_o = 0,6 N_{Re}^{0,5} N_{Pr}^{0,31} \quad (2.18)$$

Di mana :

h_o : koefisien perpindahan panas sisi luar ($W/m^2 \cdot K$)

2. Perpindahan panas pada sisi dalam *coil*

Perpindahan panas pada sisi dalam *coil* terjadi akibat proses konveksi antara refrigeran yang mengalir di dalam pipa *coil* dengan permukaan bagian dalam pipa. Besarnya koefisien perpindahan panas sisi dalam dipengaruhi oleh kecepatan aliran refrigeran, sifat termofisika refrigeran, dimensi pipa, serta bentuk geometri *coil*. Pada pipa yang dibentuk melingkar (*coiled tube*), aliran fluida mengalami gaya sentrifugal yang menimbulkan aliran sekunder (*secondary flow*), sehingga laju perpindahan panas menjadi lebih tinggi dibandingkan pipa lurus.

Kecepatan aliran refrigeran dihitung berdasarkan perbandingan antara debit aliran volumetrik dengan luas penampang aliran menggunakan persamaan:

$$u = \frac{q}{A_f} \quad (2.19)$$

Di mana :

u : kecepatan aliran refrigeran (m/s)

q : debit aliran volumetrik (m³/s)

A_f : luas penampang aliran (m²)

Karakteristik aliran refrigeran ditentukan menggunakan bilangan *Reynolds* yang dihitung dengan persamaan:

$$N_{Re} = \frac{D_i u \rho_i}{\mu} \quad (2. 20)$$

Di mana :

N_{Re} : bilangan *Reynolds*

D_i : diameter dalam *coil* (m)

u : kecepatan aliran fluida (m/s)

ρ_i : massa jenis refrigeran (kg/m³)

μ : viskositas dinamis refrigeran (Pa·s)

Nilai *Reynolds* digunakan untuk menentukan jenis aliran fluida, yaitu laminar, transisi, atau turbulen. Jenis aliran tersebut sangat mempengaruhi besarnya perpindahan panas konveksi di dalam *coil*.

Koefisien perpindahan panas konveksi sisi dalam pipa dapat dihitung menggunakan korelasi empiris sesuai karakteristik aliran yang digunakan dalam penelitian. Persamaan yang digunakan adalah:

$$h_i = 0,39 \left(\frac{k}{D_o} \right) \left(\frac{L}{D_i} \right) \quad (2. 21)$$

Di mana :

h_i : koefisien perpindahan panas sisi dalam (W/m²·K)

K : konduktivitas termal refrigeran (W/m·K)

D_o : diameter luar *coil* (m)

L : panjang *coil* (m)

D_i : diameter dalam *coil* (m)

Karena pipa yang digunakan berbentuk spiral (*coiled tube*), maka diperlukan faktor koreksi akibat pengaruh kelengkungan pipa. Koefisien perpindahan panas pada *coiled tube* dihitung menggunakan persamaan:

$$h_{ic} = h_i \left(1 + 3,5 \left(\frac{D_o}{D_H} \right) \right) \quad (2. 22)$$

Di mana :

h_{ic} : koefisien perpindahan panas pada *coiled tube* ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$)

D_o : diameter luar *coil* (m)

D_H : diameter heliks *coil* (m)

Selanjutnya, koefisien perpindahan panas berdasarkan diameter luar pipa dihitung menggunakan hubungan:

$$h_{io} = h_{ic} \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \quad (2.23)$$

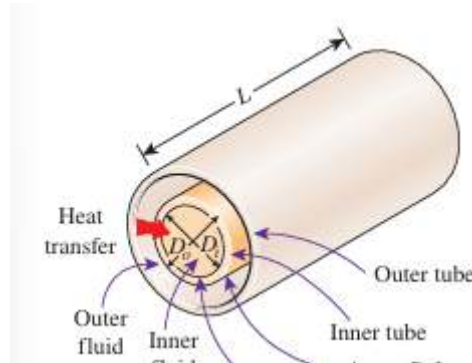
Di mana :

h_{io} : Koefisien perpindahan panas berdasarkan diameter luar

D_o : diameter luar *coil* (m)

D_i : diameter dalam *coil* (m)

Dalam sistem refrigerasi untuk proses *pre-cooling* air baku, penukar kalor memiliki dua koefisien perpindahan panas menyeluruh (*overall heat transfer coefficient*). Koefisien perpindahan panas menyeluruh harus selalu dinyatakan berdasarkan luas permukaan acuan karena luas perpindahan panas pada sisi dalam dan sisi luar pipa dapat berbeda, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.16.



Gambar 2.16 Perpindahan panas dua area (Silva, 2022)

Koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) merupakan parameter yang menunjukkan kemampuan suatu *heat exchanger* dalam memindahkan panas dari fluida panas ke fluida dingin. Nilai (U) dipengaruhi oleh seluruh tahanan perpindahan panas yang terjadi, meliputi tahanan konveksi pada sisi fluida panas, tahanan konduksi pada dinding pipa, dan tahanan konveksi pada sisi fluida dingin. Seluruh tahanan tersebut membentuk resistansi termal total. Hubungan antara koefisien perpindahan panas menyeluruh, luas permukaan perpindahan panas, dan resistansi termal total dinyatakan sebagai berikut.

$$UA = \frac{1}{R_{total}} \quad (2. 24)$$

Di mana :

U : koefisien perpindahan panas menyeluruh (W/m²·K)

A : luas permukaan perpindahan panas (m²)

R_{total} : resistansi termal total (W)

Persamaan ini menunjukkan bahwa semakin kecil resistansi termal total, maka semakin besar nilai (U), sehingga kemampuan *heat exchanger* dalam memindahkan panas menjadi semakin baik.

Nilai koefisien perpindahan panas dapat menyeluruh (U) dapat dihitung dengan persamaan :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} + \frac{x}{K_c} \quad (2. 25)$$

Di mana :

U : koefisien perpindahan panas menyeluruh (W/m² .K)

h_o : koefisien perpindahan panas bagian sisi *shell* (W/m² .K)

h_{io} : koefisien perpindahan panas bagian sisi *coil* (W/m² .K)

x : Ketebalan dinding pipa (m)

K_c : Konduktivitas material pipa (W/m.K)

Laju perpindahan panas pada *heat exchanger* dapat dihitung menggunakan persamaan perpindahan panas menyeluruh (*overall heat transfer*). Persamaan ini menyatakan bahwa besarnya kalor yang dipindahkan dipengaruhi oleh koefisien perpindahan panas menyeluruh, luas permukaan perpindahan panas, dan beda temperatur antara fluida panas dan fluida dingin. Secara matematis, persamaan tersebut dinyatakan sebagai berikut:

$$Q = U . A . \Delta T \quad (2.26)$$

Di mana :

Q : laju perpindahan panas (W)

U : koefisien perpindahan panas menyeluruh (*overall heat transfer coefficient*)
(W/m²·K)

Δ*T* : beda temperatur rata-rata logaritmik (°C)

Sedangkan Δ*T* dapat dicari dengan menggunakan :

$$\Delta T = \frac{(T_{1i}-T_{2o})-(T_{1o}-T_{2i})}{\ln \frac{(T_{1i}-T_{2o})}{(T_{1o}-T_{2i})}} \quad (2.27)$$

Di mana :

T_{1i} : suhu awal fluida 1

T_{1o} : suhu akhir fluida 1

T_{2i} : suhu awal fluida 2

T_{2o} : suhu akhir fluida 2

2.9 COP (Coefficient Of Performance)

Koefisien Performa (*Coefficient of Performance/COP*) merupakan indikator efisiensi termal yang umum digunakan untuk mengevaluasi kinerja sistem refrigerasi, khususnya dalam proses pemindahan kalor atau operasi kompresi. Semakin tinggi nilai COP akan semakin efisien sistem tersebut dalam melakukan kerja, nilai COP sangat bergantung pada kondisi operasional seperti suhu lingkungan, dan spesifikasi suatu sistem yang digunakan. Untuk menghitung COP maka dapat digunakan rumus berikut:

$$COP_{ideal} = \frac{Q_{evaporator}}{W_{compressor}} \quad (2.34)$$

Di mana :

COP_{ideal} : efisiensi maksimum suatu sistem dalam sistem kerja

$Q_{evaporator}$: kalor yang diserap ke evaporator (Kj/kg)

$W_{compressor}$: daya kompresor (Kj/kg)

$$COP_{aktual} = \frac{Q_{evaporator}}{W_{compressor}} \quad (2.35)$$

Di mana :

COP_{aktual} : efisiensi yang didapat dalam pengujian

$Q_{evaporator}$: kalor yang diserap ke evaporator (Kj/kg)

$W_{compressor}$: daya kompresor (Kj/kg)

2.10 Penelitian Terdahulu

Rizkyana et al. (2023) melakukan penelitian mengenai rancang bangun sistem *brine cooling* yang dilengkapi *liquid suction heat exchanger* (LSHX) untuk pembuatan es balok. Penelitian ini bertujuan untuk merancang dan mengevaluasi kinerja sistem refrigerasi tidak langsung (*indirect cooling*) menggunakan refrigeran

primer R22 dan refrigeran sekunder *propylene glycol*. Berdasarkan hasil perancangan diperoleh beban pendinginan sebesar 1.969 W sehingga dipilih *condensing unit Kulthorn* tipe WJ9485EK berkapasitas 2.100 W. Hasil pengujian menunjukkan bahwa sistem memiliki COP aktual sebesar 3,09, lebih tinggi dibandingkan nilai perancangan sebesar 2,82, sedangkan COP *Carnot* hasil pengukuran mencapai 4,58 dengan efisiensi sistem sebesar 67,46%. Waktu yang dibutuhkan untuk proses pendinginan (*chilling time*) mencapai 196 menit, sedikit lebih lama dibandingkan hasil perancangan yaitu 180 menit. Secara keseluruhan, hasil pengujian menunjukkan bahwa performa sistem mendekati nilai perancangan sehingga sistem *brine cooling* yang dilengkapi *liquid suction heat exchanger* dapat bekerja dengan baik dan efektif untuk aplikasi pembuatan es balok.

Seftanda et al. (2023) melakukan penelitian eksperimental mengenai pengaruh variasi konsentrasi kalsium klorida (CaCl_2) sebagai refrigeran sekunder terhadap performansi sistem pada mesin es balok. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi konsentrasi CaCl_2 sebesar 27%, 29%, dan 31% terhadap kinerja sistem refrigerasi tidak langsung (*brine cooling*) yang menggunakan refrigeran primer R404A. Hasil penelitian menunjukkan bahwa peningkatan konsentrasi kalsium klorida mampu meningkatkan performansi sistem, ditandai dengan kenaikan COP aktual dari 1,81 menjadi 1,92, peningkatan efisiensi sistem dari 51,3% menjadi 54,4%, serta penurunan *chilling time* dari 295 menit menjadi 230 menit. Konsentrasi 31% CaCl_2 memberikan performa terbaik karena memiliki nilai *specific heat* yang lebih rendah sehingga proses perpindahan kalor berlangsung lebih cepat dan kebutuhan energi pendinginan menjadi lebih kecil. Penelitian ini menunjukkan bahwa pemilihan jenis dan konsentrasi refrigeran sekunder merupakan faktor penting dalam meningkatkan efisiensi dan kinerja sistem refrigerasi pada mesin es balok.

Giovanni et al. (2023) melakukan penelitian mengenai rancang bangun *ice block machine* berkapasitas 12 kg menggunakan *calcium chloride* sebagai refrigeran sekunder. Penelitian ini bertujuan untuk merancang serta mengevaluasi kinerja mesin es balok dengan sistem refrigerasi kompresi uap menggunakan metode pendinginan tidak langsung (*indirect expansion*), refrigeran primer R404A, dan campuran air 69% serta *calcium chloride* 31% sebagai refrigeran sekunder.

Berdasarkan hasil perancangan diperoleh beban pendinginan sebesar 538,9 W sehingga dipilih *condensing unit* berkapasitas 542 W. Hasil pengujian menunjukkan bahwa sistem mampu memproduksi 12 kg es balok pada enam cetakan dengan waktu pendinginan (*chilling time*) selama 230 menit hingga mencapai temperatur produk $-10,91^{\circ}\text{C}$. Selain itu, sistem memiliki COP aktual sebesar 2,06, COP *Carnot* sebesar 3,53, dan efisiensi sebesar 58,35%. Hasil tersebut menunjukkan bahwa sistem refrigerasi yang dirancang mampu bekerja dengan baik dan memenuhi kapasitas produksi yang telah ditetapkan sehingga layak diterapkan untuk proses pembuatan es balok.

Hidayat et al. (2023) melakukan penelitian mengenai rancang bangun sistem refrigerasi *mini freezer* dengan menambahkan *pre-cooler* air kondensat pada pipa *discharge*. Penelitian ini bertujuan untuk meningkatkan performansi sistem refrigerasi melalui pemanfaatan air kondensat sebagai media *sub-cooling* sehingga dapat meningkatkan efek refrigerasi dan menurunkan konsumsi daya listrik. Sistem yang dirancang menggunakan kompresor hermetik berkapasitas 1/8 PK dengan refrigeran R134a dan diuji selama 180 menit. Hasil pengujian menunjukkan bahwa penambahan *pre-cooler* mampu meningkatkan COP aktual dari 1,839 menjadi 1,908, meningkatkan efisiensi sistem dari 48,76% menjadi 50,75%, serta menurunkan konsumsi daya listrik dari 96,869 W menjadi 92,999 W atau sekitar 4,13%. Selain itu, efek refrigerasi meningkat dari 120,981 kJ/kg menjadi 126,148 kJ/kg atau sebesar 4,27%. Hasil penelitian menunjukkan bahwa pemanfaatan air kondensat sebagai *pre-cooler* pada pipa *discharge* mampu meningkatkan performansi sistem refrigerasi sekaligus mengurangi konsumsi energi, sehingga berpotensi diterapkan sebagai metode peningkatan efisiensi pada sistem refrigerasi berkapasitas kecil.

Surya et al. (2023) melakukan penelitian mengenai penggunaan *solid dry pad* sebagai sistem *pre-air cooling* untuk mengurangi konsumsi daya kompresor pada sistem pengkondisian udara (*air conditioning*). Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh pemasangan *solid dry pad* pada sisi masuk udara evaporator dan kondensor terhadap performa sistem refrigerasi. Pengujian dilakukan pada tiga variasi kecepatan udara, yaitu 2,2 m/s, 2,4 m/s, dan 2,7 m/s, dengan temperatur kabin dijaga pada 30°C . Hasil penelitian menunjukkan bahwa pada kecepatan udara

2,7 m/s diperoleh konsumsi daya kompresor terendah sebesar 0,44 kW, kapasitas pendinginan sebesar 2,625 kW, kapasitas pelepasan kalor kondensor sebesar 3,622 kW, serta COP sebesar 5,9. Selain itu, penggunaan *solid dry pad* mampu menurunkan konsumsi daya kompresor masing-masing sebesar 12,2%, 21,9%, dan 20% pada variasi kecepatan udara yang diuji, dengan rata-rata penurunan sekitar 18%. Hasil penelitian menunjukkan bahwa penerapan sistem *pre-air cooling* menggunakan *solid dry pad* efektif dalam meningkatkan performa sistem refrigerasi sekaligus mengurangi konsumsi energi kompresor.

Zhang et al. (2017) melakukan penelitian mengenai penerapan teknologi *free cooling* pada sistem pendingin pusat data (*data center*) untuk meningkatkan efisiensi energi. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis dan membandingkan empat jenis sistem *free cooling*, yaitu *direct fresh air cooling*, *rotating wheel heat exchanger*, *heat pipe back rack*, dan *water-based free cooling system*, berdasarkan mekanisme kerja, karakteristik, potensi penghematan energi, serta kondisi aplikasinya. Hasil penelitian menunjukkan bahwa sistem *direct fresh air cooling* memiliki potensi penghematan energi paling tinggi, namun penerapannya terbatas oleh persyaratan kualitas udara dalam ruangan. Sementara itu, *heat pipe back rack* mampu meningkatkan efisiensi perpindahan panas hingga 3–5 kali dibandingkan penukar kalor konvensional dan menurunkan nilai *Power Usage Effectiveness* (PUE) dari 2,00 menjadi 1,49. Pada sistem *water-based free cooling*, peningkatan pemanfaatan pendinginan alami mampu menghasilkan nilai PUE rata-rata sebesar 1,35, sehingga konsumsi energi sistem pendingin dapat dikurangi secara signifikan. Hasil penelitian menunjukkan bahwa pemilihan teknologi *free cooling* harus disesuaikan dengan kondisi iklim, kebutuhan kualitas udara, ruang instalasi, serta biaya investasi dan operasional agar diperoleh efisiensi energi yang optimal pada sistem refrigerasi.

Penelitian terdahulu digunakan sebagai landasan untuk mengetahui perkembangan penelitian sebelumnya, menemukan research gap, serta memperkuat dasar teori penelitian yang dilakukan. Rangkuman studi pendahuluan yang telah diuraikan sebelumnya disajikan dalam Tabel 2.1 berikut ini :

Tabel 2.1 Rangkuman penelitian Terdahulu

No	Peneliti	Metode	Variabel Bebas & terkontrol	Variabel terikat	Hasil Penelitian
1	Rizkyana et al. (2023)	metode rancang bangun dan pengujian	Sistem <i>brine cooling</i> dengan <i>Liquid Suction Heat Exchanger</i> (LSHX) pada mesin es balok	COP aktual, COP Carnot, efisiensi sistem, <i>chilling time</i>	COP aktual sebesar 3,09, COP Carnot 4,58, efisiensi 67,46%, dan <i>chilling time</i> 196 menit.
2	Seftanda et al. (2023)	metode eksperimen	Mesin es balok dengan sistem <i>brine cooling</i>	Konsentrasi CaCl_2 , COP, efisiensi sistem, <i>chilling time</i>	Konsentrasi CaCl_2 31% menghasilkan COP tertinggi (1,92), efisiensi 54,4%, dan waktu pendinginan tercepat (230 menit).
3	Giovanni et al. (2023)	metode rancang bangun dan pengujian	Mesin es balok 12 kg menggunakan refrigeran sekunder CaCl_2	Kapasitas pendinginan, COP, efisiensi, <i>chilling time</i>	Sistem menghasilkan COP aktual 2,06, efisiensi 58,35%, dan mampu menghasilkan 12 kg es dalam 230 menit.
4	Hidayat et al. (2023)	metode eksperimen	Mini freezer dengan <i>pre-cooler</i> air kondensat	COP, konsumsi daya, efek refrigerasi	Penambahan <i>pre-cooler</i> meningkatkan COP dari 1,839 menjadi 1,908 dan menurunkan konsumsi daya sebesar 4,13%.
5	Surya et al. (2023)	metode eksperimen	Sistem AC dengan <i>solid dry pad pre-air cooling</i>	Kecepatan udara, daya kompresor, COP	Penggunaan <i>solid dry pad</i> mampu menurunkan konsumsi daya

					kompresor rata-rata sebesar 18% dan menghasilkan COP sebesar 5,9.
6	Zhang et al., (2017)	metode studi komparatif	Sistem pendingin (<i>cooling system</i>) pada <i>data center</i>	Jenis <i>free cooling</i> , PUE, efisiensi energi	<i>Heat pipe back rack</i> meningkatkan perpindahan panas 3–5 kali dan menurunkan PUE dari 2,00 menjadi 1,49, sedangkan <i>water-based free cooling</i> menghasilkan PUE rata-rata 1,35.

BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Sumber Data Penelitian

Sumber data penelitian merupakan data yang diperoleh pada saat proses penelitian berlangsung. Adapun jenis sumber data penelitian yaitu data primer dan data sekunder.

3.1.1 Data Primer

Data primer merupakan data yang berisi informasi yang dikumpulkan melalui observasi, eksperimen, atau metode pengumpulan data yang dilakukan langsung. Data primer pada penelitian ini meliputi :

- a. Temperatur : masuk evaporator, keluar kompresor, masuk kondensor, keluar kondensor, air masuk *heat exchanger*, dan air keluar *heat exchanger*
- b. Tekanan : keluar evap
- c. Ampere : arus pada kompresor
- d. Voltase : tegangan pada kompresor

3.1.2 Data Sekunder

Data sekunder merupakan data yang diperoleh dari sumber yang terdapat dalam penelitian. Data sekunder penelitian ini didapatkan dari spesifikasi mesin es balok yang terdapat di PPNS, seperti spesifikasi kompresor, evaporator, kondensor, dan lainnya yang tidak dilakukan perubahan. Selain berasal dari spesifikasi mesin es balok yang terdapat di PPNS, data sekunder pada penelitian ini juga berasal dari *textbook*, jurnal, internet, tugas akhir, artikel, dll. Data sekunder yang didapatkan antara lain:

1. Spesifikasi Sistem *Pre-cooling*

Spesifikasi sistem pre-cooling yang digunakan dalam penelitian ini ditunjukkan pada Tabel 3.1.

Tabel 3.1 Spesifikasi Sistem *Pre-cooling*

Tangki	Menggunakan ukuran 64x43x34 cm
Sistem Refrigerasi	<i>Heat exchanger : helical coil</i> Kompresor : 1 HP

	Kondensor : <i>Tube fin condenser</i> Ekspansi : <i>Capillary Tube</i> Refrigeran : R-134a
<i>Loading System</i>	Pengisian air tawar secara manual dan disirkulasi menggunakan pompa air 50W 6000L/H
<i>Unloading System</i>	Pengeluaran air melalui <i>drain valve</i> secara manual

3.2 Objek Penelitian

Objek penelitian ini adalah perancangan ulang refrigerasi mesin es balok menggunakan *pre-cooling* dengan menggunakan *heat exchanger* dan difabrikasi di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.

3.3 Variabel Penelitian

Adapun variabel yang digunakan pada penelitian ini dibagi menjadi dua bagian yaitu:

1. Variabel terikat

Variabel yang hasilnya dipengaruhi oleh variabel bebas, Di mana hasilnya didapatkan setelah melakukan pengujian pada mesin tersebut. Variabel terikat dalam penelitian ini adalah:

- Daya kondensor
- Temperatur (°C)
- Arus Listrik (Ampere)
- Cooling load (Watt)
- Waktu (menit)

2. Variabel bebas

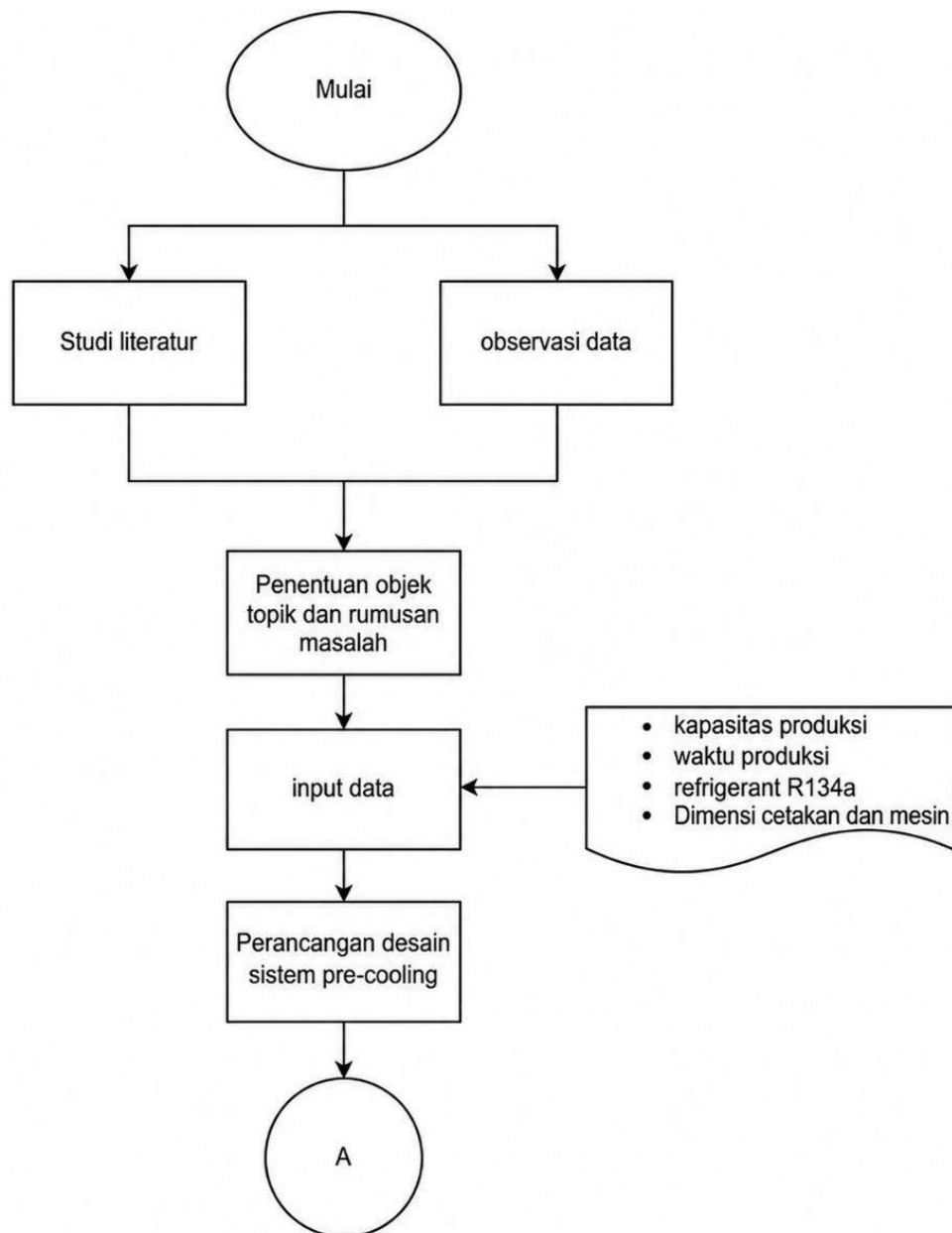
Variabel yang nilainya ditentukan dan divariasikan untuk mendapatkan hasil es balok sesuai kapasitas yang diinginkan. Variabel bebas yang digunakan dalam penelitian ini adalah:

- Suhu air baku sebelum pembekuan (°C)

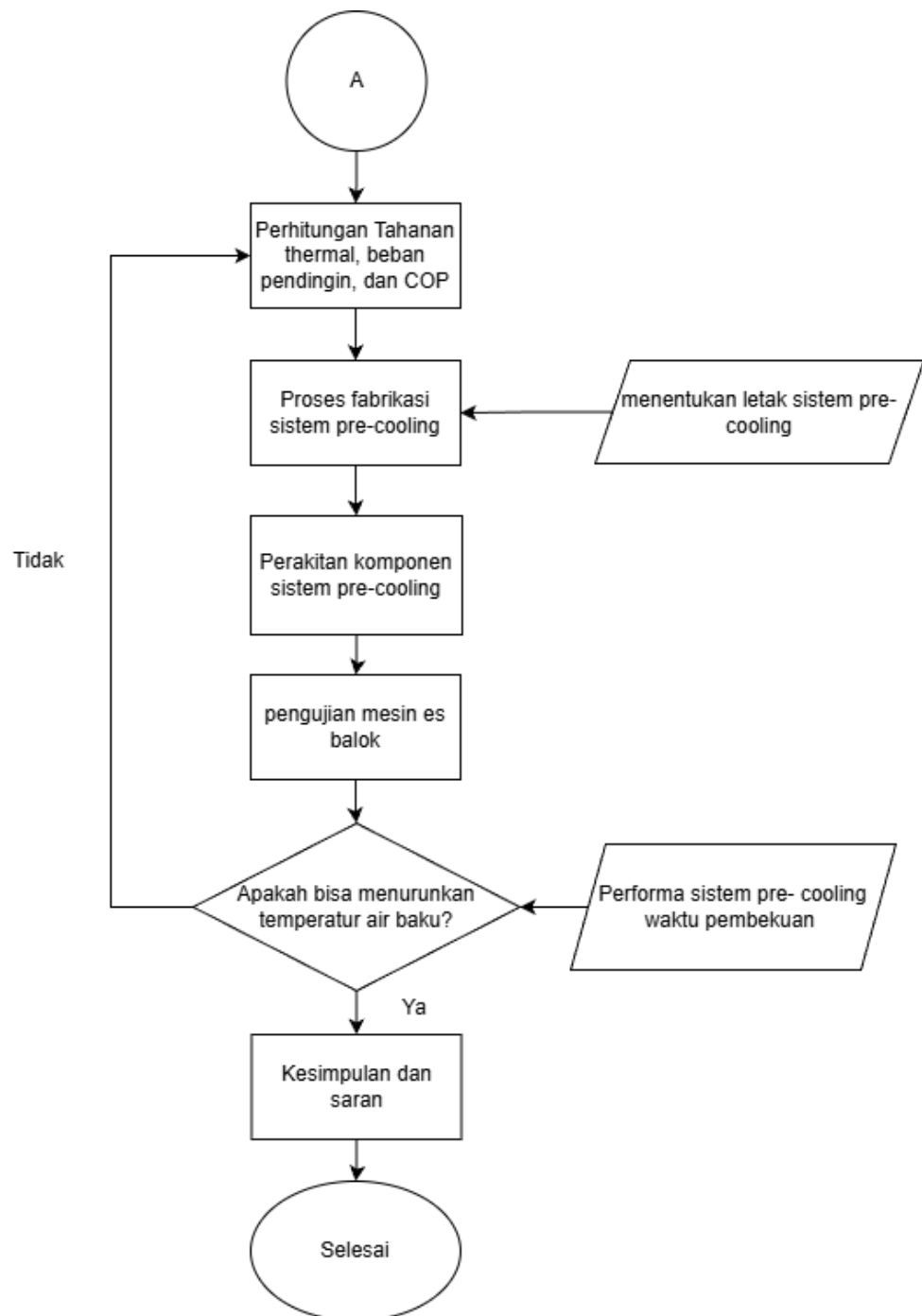
3.4 Diagram Alir

Diagram alir penelitian disusun untuk menggambarkan urutan tahapan yang dilakukan selama penelitian. Alur tersebut menjadi pedoman agar penelitian dapat

dilaksanakan secara terstruktur. Diagram alir pada penelitian ini dapat dilihat pada Gambar 3.1 dan Gambar 3.2.



Gambar 3.1 Diagram alir penelitian



Gambar 3.2 Diagram alir penelitian lanjutan

3.5 Tahapan Penelitian

Adapun tahapan penelitian dalam menyelesaikan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1 Studi literatur dan observasi data

Tahap ini bertujuan untuk mendapatkan gambaran umum tentang permasalahan yang diangkat pada kondisi di lapangan. Literatur yang digunakan:

- a. Buku *modern refrigeration*
- b. Buku *fundamentals of heat and mass*
- c. Jurnal – jurnal tentang perancangan sistem refrigerasi *pre-cooling*

2 Menentukan objek, topik, dan rumusan masalah

Tahap ini bertujuan untuk mempelajari dan mengamati permasalahan yang akan diangkat. Melihat permasalahan pada penelitian sebelumnya yaitu waktu pembekuan masih terlalu lama sehingga menambahkan sistem *pre-cooling* untuk mempercepat waktu pembekuan.

3 Input data

Tahap ini bertujuan untuk menginput data untuk mesin es tersebut agar mampu memproduksi es batu sesuai yang diinginkan, untuk data pada penelitian ini yaitu kapasitas produksi, waktu produksi, refrigerant, temperatur, material, dan dimensi.

4 Perancangan desain sistem *pre-cooling*

Perancangan ini menambahkan *heat exchanger* untuk mempercepat waktu kristalisasi es balok,

5 Perhitungan

Perhitungan ini meliputi *cooling load* yang akan dicari untuk mengetahui beban panas yang akan diakomodasi alat, panjang pipa kapiler yang dibutuhkan untuk menurunkan suhu evaporator sehingga didapatkan temperatur yang diinginkan, dan COP dihitung untuk mengetahui unjuk kerja dari sistem refrigerasi.

6 Perancangan dan perakitan sistem refrigerasi

Setelah perhitungan beban panas dan perhitungan *cooling load* didapatkan, selanjutnya dilakukan pemilihan sistem refrigerasi berupa evaporator, kondensor, kompresor, *heat exchanger*, dan alat ekspansi. Evaporator dirancang

berdasarkan pada desain dan perhitungan yang telah ada. Pemilihan kompresor, kondensor, *heat exchanger*, maupun alat ekspansi, disesuaikan dengan suhu maupun tekanan pada sistem refrigerasi. Kemudian melakukan peletakan komponen sistem refrigerasi.

7 Perakitan alat

Setelah proses desain, perhitungan, dan pemilihan alat selesai, langkah selanjutnya proses instalasi atau perakitan alat yang akan dilakukan di *workshop* fluida PPNS.

8 Pengujian alat

Pada tahapan ini dilakukan pengujian untuk mengetahui alat sudah berfungsi dan berjalan dengan maksimal.

9 Analisa hasil pengujian

Pada tahapan ini dilakukan analisis untuk mengetahui alat sudah sesuai dengan yang diinginkan, dengan meliputi temperature air baku, waktu produksi, temperatur evaporator, tekanan pada evaporator, daya, arus, dan tegangan pada mesin es balok.

10 Kesimpulan dan saran

Dari hasil Analisa hasil pengujian, sistem refrigerasi *pre-cooling* air baku pada mesin es balok dapat berfungsi dengan baik. Sistem mampu menurunkan suhu air baku sebelum proses pembekuan sehingga membantu kinerja dan efisiensi mesin es balok.

3.6 Tabel Pengujian

Untuk memudahkan proses pencatatan data selama pengujian, seluruh parameter yang diukur disusun dalam bentuk tabel. Format pencatatan data pengujian ditunjukkan pada Tabel 3.2.

Tabel 3.2 Tabel Pengujian

time (menit)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T _{air in} (°C)	T _{air out} (°C)	P1(bar abs)	P2(bar abs)	V (Volt)	I (Ampere)

Keterangan:

T_1	: Titik masuk compressor ($^{\circ}\text{C}$)
T_2	: Titik masuk kondensor ($^{\circ}\text{C}$)
T_3	: Titik keluar kondensor ($^{\circ}\text{C}$)
T_4	: Titik masuk evaporator ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{\text{air}_{\text{in}}}$	: Suhu air masuk <i>heat exchanger</i> ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{\text{air}_{\text{out}}}$	: Suhu air keluar <i>heat exchanger</i> ($^{\circ}\text{C}$)
P_1	: Tekanan sisi hisap/evaporator (Bar)
P_2	: Tekanan sisi buang/kompresor (Bar)
V	: Tegangan listrik sistem (Volt)
I	: Besarnya arus listrik yang dipakai kompresor (Ampere)

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Perencanaan Sistem Refrigerasi

Perancangan sistem refrigerasi untuk *pre-cooling* air baku bertujuan untuk menurunkan temperatur awal air sebelum masuk ke proses pembekuan utama. Dengan adanya sistem ini, beban pendinginan pada evaporator utama dapat dikurangi sehingga kinerja sistem menjadi lebih efisien.

Sistem yang dirancang menggunakan siklus kompresi uap dengan refrigeran R-134a, yang terdiri dari kompresor, kondensor, katup ekspansi (pipa kapiler), dan evaporator. Pada penelitian ini ditambahkan *heat exchanger* tipe *helical coil tube* yang berfungsi sebagai *unit pre-cooling*, Di mana terjadi perpindahan panas antara air baku dan refrigeran secara tidak langsung.

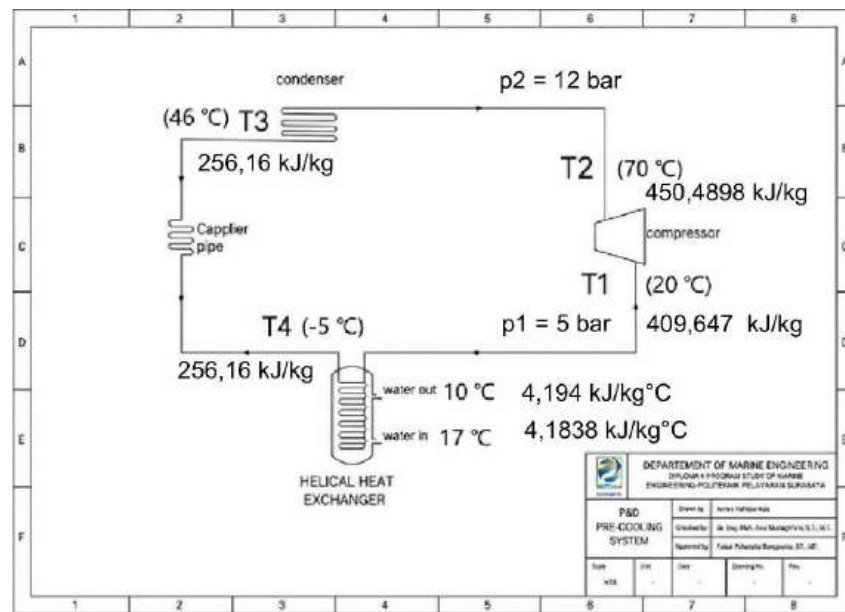
Air baku dialirkan melalui *heat exchanger* dan didinginkan oleh refrigeran yang bersirkulasi dalam sistem. Konfigurasi aliran yang digunakan adalah *counter flow* karena memiliki efisiensi perpindahan panas yang lebih tinggi dibandingkan *parallel flow*.

4.2 Perhitungan dan Perancangan

Untuk menghitung beban pendinginan mesin es balok dalam hal ini dipakai metode singkat dengan menggunakan *excel* untuk memudahkan peneliti untuk mendapatkan perhitungan. Perhitungan dengan metode singkat ini digunakan untuk instalasi yang kecil. Begitu juga perancangan pada mesin ini dibuat untuk memudahkan pada saat proses fabrikasi.

4.3 Kalkulasi Perhitungan Beban Pendingin

Perhitungan beban pendingin dilakukan untuk menentukan besarnya kalor yang harus diserap oleh sistem refrigerasi pada proses *pre-cooling* air baku es balok. Perhitungan ini mengacu pada konfigurasi sistem refrigerasi yang digunakan dalam penelitian, sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 4.1.



Gambar 4.1 Desain sistem refrigerasi pre-cooling

Metode yang digunakan adalah metode singkat (*short method*), yang umumnya diterapkan pada perancangan sistem refrigerasi dengan kapasitas kecil. Berdasarkan metode tersebut, beban pendingin yang dihitung meliputi:

1. Beban Panas produk
2. Beban Transmisi
 - Perpindahan panas dari sisi dalam
 - Perpindahan panas dari sisi luar

4.3.1 Perhitungan Beban Panas produk

Estimasi beban panas produk dilakukan untuk menghitung jumlah kalor yang harus diserap oleh sistem refrigerasi dalam proses pendinginan air baku selama waktu pendinginan 1800 detik (30 menit). Perhitungan estimasi beban panas produk dapat dihitung sebagai berikut:

Diketahui :

$$P = 0,7 \text{ m}$$

$$L = 0,43 \text{ m}$$

$$T = 0,34 \text{ m}$$

Sehingga.

$$V_{air} = P \cdot L \cdot T$$

$$V_{air} = 0,7 \cdot 0,43 \cdot 0,34$$

$$V_{air} = 0,10234 \text{ m}^3$$

ρ air masuk dalam temperature 17°C adalah $998,66 \text{ kg/m}^3$ didapatkan dari tabel 9a buku Heat and mass transfer fundamentals.

$$m_{air \text{ masuk}} = \rho_{air} \cdot V$$

$$m_{air \text{ masuk}} = 998,66 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,10234 \text{ m}^3$$

$$m_{air \text{ masuk}} = 102,203 \text{ kg}$$

C_p air masuk pada suhu 17°C Adalah $4,1838 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ didapatkan dari buku Heat and mass transfer fundamentals.

Diketahui :

$$T_{awal} = 17$$

Sehingga.

$$Q_{air \text{ masuk}} = m_{air \text{ masuk}} \cdot C_{p \text{ air masuk}} \cdot T_{awal}$$

$$Q_{air \text{ masuk}} = 102,203 \text{ kg} \cdot 4,1838 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \cdot 17^\circ\text{C}$$

$$Q_{air \text{ masuk}} = 7269,138 \text{ kJ}$$

ρ air keluar dalam temperature 10°C = $999,7 \text{ kg/m}^3$ didapatkan dari tabel 9a buku Heat and mass transfer fundamentals.

$$m_{air \text{ keluar}} = \rho_{air \text{ keluar}} \cdot V$$

$$m_{air \text{ keluar}} = 999,7 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,10234 \text{ m}^3$$

$$m_{air \text{ keluar}} = 102,3093 \text{ kg}$$

C_p air keluar pada suhu 10°C Adalah $4,194 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$ didapatkan dari buku Heat and mass transfer fundamentals.

$$Q_{air \text{ keluar}} = m_{air \text{ keluar}} \cdot C_{p \text{ air keluar}} \cdot \Delta T$$

$$Q_{air \text{ keluar}} = 102,3093 \text{ kg} \cdot 4,194 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \cdot (\text{suhu masuk} - \text{suhu keluar})$$

$$Q_{air \text{ keluar}} = 102,3093 \text{ kg} \cdot 4,194 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \cdot (17 - 10)$$

$$Q_{air \text{ keluar}} = 102,3093 \text{ kg} \cdot 4,194 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \cdot 7^\circ\text{C}$$

$$Q_{air \text{ keluar}} = 3003,596 \text{ kJ}$$

Dari hasil perhitungan menggunakan aplikasi dengan mengacu persamaan 2.19 didapatkan hasil perhitungan Q_{air} sebesar:

$$Q_{air} = Q_{air \text{ masuk}} - Q_{air \text{ keluar}}$$

$$Q_{air} = 7269,138 \text{ kJ} - 3003,596 \text{ kJ}$$

$$Q_{air} = 4265,5415 \text{ kJ}$$

Sehingga

$$Q_{pr} = \frac{Q_{total}}{t}$$

$$Q_{pr} = \frac{4265,5415 \text{ kJ}}{1800 \text{ s}}$$

$$Q_{pr} = 2,3697453 \text{ kW}$$

$$Q_{pr} = 2369,7453 \text{ watt}$$

Beban pendingin dalam Ton Refrigerasi : 1 TR = 12000 Btu/h = 3,516 kW

$$TR = \frac{Q_{pr}}{1TR}$$

$$TR = 0,673989 \text{ TR}$$

4.3.2 Beban Panas Transmisi

Untuk perhitungan beban transmisi dibutuhkan 4 parameter yaitu perpindahan panas sisi luar *coil*, dalam *coil*, ketebalan dinding *coil*, dan perpindahan panas total. Berikut adalah rincian perhitungannya .

1. Perpindahan panas sisi luar *coil*

Diketahui :

$$C = 0,18 \text{ m}$$

$$B = 0,16 \text{ m}$$

$$p = 0,3 \text{ m}$$

$$r = 0,7 \text{ m}$$

$$D_o = 0,001 \text{ m}$$

$$pN = 0,045 \text{ m}$$

$$L = 1,75 \text{ m}$$

$$D_{h1} = 0,12 \text{ m}$$

$$D_{h2} = 0,14 \text{ m}$$

Volume occupied coil

$$v_c = \left(\frac{\pi}{4}\right) D_o^2 L$$

$$v_c = \left(\frac{\pi}{4}\right) 0,01^{2 \cdot 1,75}$$

$$v_c = 2,42 \cdot 10^{-8}$$

Di mana :

v_c : volume *coil* (m³)

D_o : diameter luar *coil* (m)

L : panjang *coil* (m)

Volume anulus

$$v_a = \left(\frac{\pi}{4}\right) (C^2 - B^2) pN$$

$$v_a = \left(\frac{\pi}{4}\right) (0,18^2 - 0,16^2) 0,045$$

$$v_a = 0,00024$$

$$v_a = 2,4 \cdot 10^{-4}$$

Di mana :

v_a : volume anulus (m³)

C : diameter luar anulus (m)

B : diameter dalam anulus (m)

pN : panjang efektif anulus (m)

Volume aliran fluida di dalam anulus

$$v_f = v_a - v_c$$

$$v_f = 2,4 \cdot 10^{-4} - 2,42 \cdot 10^{-8}$$

$$v_f = 2,39 \cdot 10^{-4}$$

Di mana :

v_a : volume anulus (m³)

v_c : volume *coil* (m³)

Diameter equivalent coil tube

$$D_e = \frac{4v_f}{\pi D_o L}$$

$$D_e = \frac{4 \cdot 2,39 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0,0011,75}$$

$$D_e = 0,0174 \text{ mm}$$

Di mana :

D_e : diameter ekuivalen (m)

v_f : volume fluida pada anulus (m³)

Kecepatan masa fluida

$$G_s = \frac{\dot{m}}{\left(\frac{\pi}{4}\right) \left((C^2 - B^2) - (D_{H2}^2 - D_{H1}^2) \right)}$$

$$G_s = \frac{2,141}{\left(\frac{\pi}{4}\right) \left((0,18^2 - 0,16^2) - (0,14^2 - 0,12^2) \right)}$$

$$G_s = 1703,75 \text{ kg/m}^2\text{h}$$

Di mana :

G_s : fluks massa fluida (kg/m².s)

$\dot{m}$: laju aliran massa fluida (kg/s)

A_f : luas penampang aliran fluida (m²)

Reynold number

$$N_{Re} = \frac{D_e \cdot G_s}{\mu}$$

$$N_{Re} = \frac{0,0174 \cdot 1,703,75}{5,76}$$

$$N_{Re} = 170,883$$

Di mana :

N_{Re} : bilangan *Reynolds*

μ : viskositas dinamis fluida (Pa·s)

Prandtl number

$$N_{Pr} = \frac{c_p \mu}{K}$$

$$N_{Pr} = \frac{1 \cdot 5,76}{0,506}$$

$$N_{Pr} = 11,373$$

Di mana :

N_{Pr} : bilangan *Prandtl*

c_p : kalor jenis fluida (kJ/kg.K)

K : konduktivitas termal fluida (W/m·K)

Heat transfer coefisient outside coil

$$h_o = 0,6 N_{Re}^{0,5} N_{Pr}^{0,31}$$

$$h_o = 0,6 \cdot 170,883^{0,5} \cdot 11,373^{0,31}$$

$$h_o = 321.49 \text{ W/m}^2\text{.K}$$

2. Perpindahan panas sisi dalam *coil*

Diketahui

$$D_i = 0,009 \text{ m}$$

$$P = 998,2 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_{\text{vapor}} = 10,73 \text{ kg/m.h}$$

$$K = 0,092 \text{ W/m.K}$$

$$K_c = 16,282 \text{ W/m.K}$$

$$q = 0,036065 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$A_f = 6,36 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$D_o = 0,01 \text{ m}$$

$$\rho_i = 14,42 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_{\text{vapor}} = 10,73 \text{ Pa.s}$$

Velocity refrigerant

$$u = \frac{q}{A_f}$$

$$u = \frac{0,036065}{6,3 \cdot 10^{-5}}$$

$$u = 567,0584 \frac{\text{m}}{\text{h}}$$

Di mana :

u : kecepatan aliran refrigeran (m/s)

q : debit aliran volumetrik (m³/s)

A_f : luas penampang aliran (m²)

Reynold number (tube side)

$$N_{Re} = \frac{d_i u \rho_i}{\mu}$$

$$N_{Re} = \frac{0,009 \cdot 567,0584 \cdot 14,42}{10,73}$$

$$N_{Re} = 6,858$$

Di mana :

N_{Re} : bilangan *Reynolds*

D_i : diameter dalam *coil* (m)

u : kecepatan aliran fluida (m/s)

ρ_i : massa jenis refrigeran (kg/m³)

μ : viskositas dinamis refrigeran (Pa·s)

Perpindahan panas diameter dalam *coil*

$$h_i = 0,39 \left(\frac{K}{D_o} \right) \left(\frac{L}{D_i} \right)$$

$$h_i = 0,39 \cdot \left(\frac{0,092}{0,01} \right) \cdot \left(\frac{1,7548}{0,009} \right)$$

$$h_i = 289,71 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

Di mana :

h_i : koefisien perpindahan panas sisi dalam (W/m²·K)

K : konduktivitas termal refrigeran (W/m·K)

D_o : diameter luar *coil* (m)

L : panjang *coil* (m)

D_i : diameter dalam *coil* (m)

Untuk *coiled tube*

$$h_{ic} = h_i \left[1 + 3.5 \left(\frac{D_o}{D_H} \right) \right]$$

$$h_{ic} = 289,71 \left[1 + 3.5 \left(\frac{0,009}{0,13} \right) \right]$$

$$h_{ic} = 289,7139 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

Di mana :

h_{ic} : koefisien perpindahan panas pada *coiled tube* (W/m²·K)

D_o : diameter luar *coil* (m)

D_H : diameter *heliks coil* (m)

Koefisien perpindahan panas di dalam *coil* berdasarkan diameter luar *coil*

$$h_{io} = h_{ic} \left(\frac{D_o}{D_i} \right)$$

$$h_{io} = 289,7139 \left(\frac{0,009}{0,01} \right)$$

$$h_{io} = 260,742 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

Di mana :

h_{io} : Koefisien perpindahan panas berdasarkan diameter luar

D_o : diameter luar *coil* (m)

D_i : diameter dalam *coil* (m)

3. Koefisien perpindahan panas di ketebalan dinding *coil*

$$x = \frac{D_o - D_i}{2}$$

$$x = \frac{0,01 - 0,009}{2}$$

$$x = 0,0005$$

4. Koefisien perpindahan panas total

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_i} + \frac{x}{K_c}$$

$$\frac{1}{u} = \frac{1}{321,49} + \frac{1}{260,74} + \frac{0,0005}{16,282}$$

$$\frac{1}{U} = 0,00694$$

$$U = 144,083 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

5. Laju perpindahan panas

Diketahui :

$$T1_i = 17^\circ\text{C}$$

$$T2_o = 10^\circ\text{C}$$

$$T_{sat} = 0^\circ\text{C}$$

Sehingga

$$\Delta T = \frac{(T1_i - T_{sat}) - (T1_o - T_{sat})}{\ln \frac{(T1_i - T_{sat})}{(T1_o - T_{sat})}}$$

$$\Delta T = \frac{(17 - 0) - (10 - 0)}{\ln \frac{(17 - 0)}{(10 - 0)}}$$

$$\Delta T = 16,647043^\circ\text{C}$$

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

$$Q = 144,083 \cdot 0,0549 \cdot 16,647043$$

$$Q = 131,8681 \text{ Watt}$$

4.3.3 Perhitungan Panas Total

Perhitungan beban panas evaporator dapat dihitung dari hasil penjumlahan beban panas pembekuan, dan transmisi.

$$Q_{evap} = \text{beban panas produk} + \text{beban transmisi}$$

$$Q_{evap} = 2369,7453 \text{ Watt} + 131,8681 \text{ Watt}$$

$$Q_{evap} = 2501,613371 \text{ Watt}$$

$$Q_{evap} = 2,501613371 \text{ kW}$$

4.4 Kalkulasi Daya Compressor

Menentukan besarnya daya kompresor dihitung melalui

$$Q_{evap} = 2,501613371 \text{ kW}$$

Perhitungan Q_{evap} mengacu persamaan 2.1 didapatkan sebagai berikut :

$$Q_{evap} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4)$$

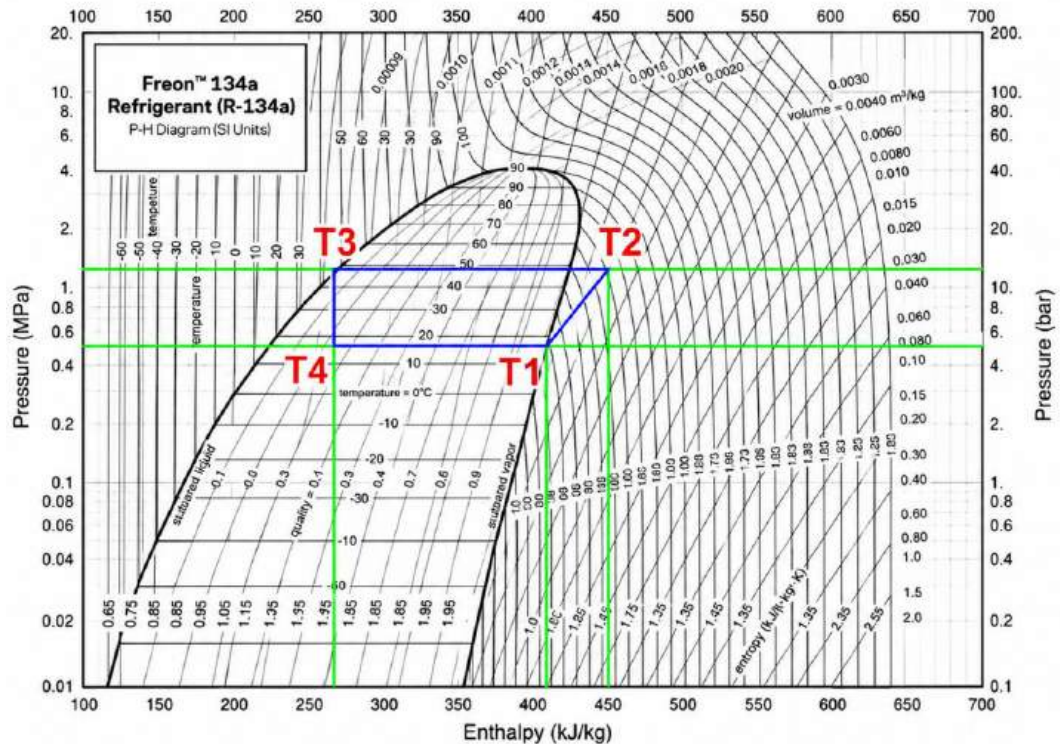
Perhitungan $\dot{m}$ (laju aliran massa refrigerant) mengacu persamaan 2.2 didapatkan sebagai berikut :

$$\dot{m} = Q_{evap} \cdot (h_1 - h_4)$$

Sistem pendinginan ini menggunakan refrigerant R134a yang bekerja pada, Suhu kondensasi = 40 °C

Suhu Evaporasi = 0 °C

Berikut adalah gambar plot diagram p-h refrigerant R134a pada sistem *pre-cooling*



Gambar 4.2 Diagram p-h hasil perancangan

Nilai h_1 , h_2 , h_3 , dan h_4 pada Gambar 4.2 didapatkan menggunakan software coolpack dengan hasil Enthalphy Refrigerant R134A sebagai berikut :

$$h_1 = 409,647 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 422,9 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_4 = 256,16 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m} = Q_{\text{evap}} \cdot (h_1 - h_4)$$

$$\dot{m} = (2,501613371 \text{ KW}) \cdot ((409,647 \text{ kJ/kg} - 256,16 \text{ kJ/kg}))$$

$$\dot{m} = 0,016298536 \text{ kg/s}$$

Perhitungan W_{comp} mengacu persamaan 2.3 didapatkan sebagai berikut :

$$W_{\text{comp}} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$W_{\text{comp}} = 0,016298536 \text{ kg/s} \cdot (422,9 \text{ kJ/kg} - 409,647 \text{ kJ/kg})$$

$$W_{\text{comp}} = 0,52730653 \text{ Watt}$$

Perhitungan COP mengacu persamaan 2.33 didapatkan sebagai berikut :

$$COP = \frac{Q_{\text{evap}}}{W_{\text{comp}}}$$

$$COP = \frac{2,501613371}{0,52730653 \text{ Watt}}$$

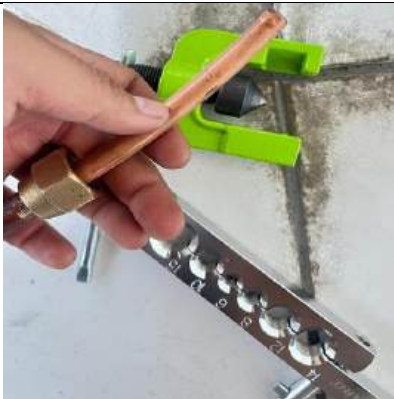
$$COP = 4,744135011$$

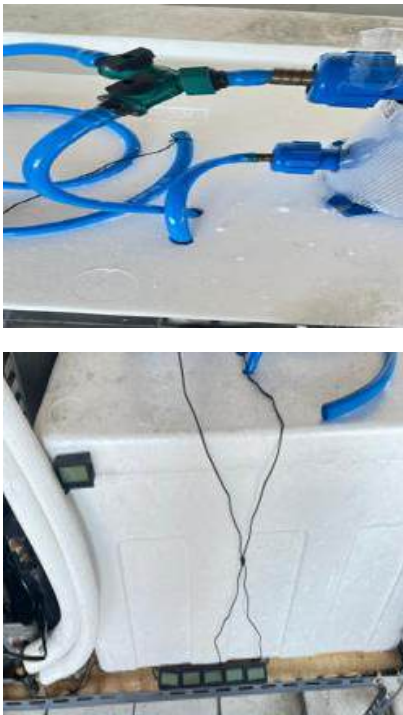
4.5 Proses Fabrikasi dan Instalasi Sistem Refrigerasi

Pada tahap ini dilakukan proses fabrikasi sistem refrigerasi pada mesin es balok yang meliputi pembuatan, perakitan, dan pemasangan setiap komponen sesuai dengan hasil perancangan. Tahapan proses fabrikasi yang dilakukan dalam penelitian ini ditunjukkan pada Tabel 4.1.

Tabel 4.1 Proses fabrikasi

No.	Langkah Kerja	Gambar	Keterangan
1	Pembuatan dudukan sistem pre-cooling		Pembuatan dudukan sistem <i>pre-cooling</i> menggunakan material besi siku berlubang dengan dimensi yang disesuaikan dengan ukuran wadah penampung. Proses pembuatan diawali dengan pengukuran dan pemotongan material sesuai rancangan, kemudian dilakukan proses perakitan menggunakan sambungan baut

			dan mur. Setelah rangka terbentuk, dilakukan pemasangan wadah penampung pada dudukan serta pengecekan kekuatan dan kestabilan konstruksi. Dudukan ini berfungsi sebagai penyangga utama sistem <i>pre-cooling</i> agar seluruh komponen dapat terpasang dengan baik, aman, dan stabil selama proses pengujian.
2	Perakitan sistem refrigerasi		Perakitan sistem refrigerasi dilakukan dengan memasang dan menghubungkan komponen kompresor, kondensor, pipa kapiler,

			evaporator, dan <i>heat exchanger</i> menggunakan pipa tembaga. Proses meliputi pemotongan, pembentukan, pemasangan, penyambungan (<i>brazing</i>), serta pemeriksaan kebocoran untuk memastikan sistem bekerja dengan baik dan siap dilakukan pengujian.
3	Perakitan komponen tambahan		Perakitan komponen tambahan meliputi pemasangan selang sirkulasi, <i>fitting</i>, pompa air, katup, dan sensor temperatur pada sistem <i>pre-cooling</i>.

4	Pengujian sistem refrigerasi	  	Pengujian sistem refrigerasi dilakukan dengan mengoperasikan sistem dan mengukur parameter seperti arus listrik, temperatur, dan kinerja sirkulasi refrigeran menggunakan alat ukur yang telah dipasang. Pengujian ini bertujuan untuk memastikan sistem bekerja dengan baik, stabil, dan siap digunakan untuk proses pengambilan data.
---	------------------------------	--	--

4.6 Pengujian Performansi Sistem Refrigerasi

Berikut merupakan data hasil pengujian sistem pre-cooling yang diperoleh pada interval pengambilan data setiap 6 menit. Data hasil pengujian tersebut disajikan pada Tabel 4.2.

Tabel 4. 2 Hasil Pengujian Sistem Pre-Cooling

time (menit)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	T _{air,in} (°C)	T _{air,out} (°C)	P1(bar abs)	P2(bar abs)	V (Volt)	I (Ampere)
6	36.8	51.8	32	9.8	21.4	18.5	7.2	10.7	220	4.12
12	33.5	66.3	34	1.5	18.5	15.8	6.9	11.8	219	3.91
18	30	74.4	46.3	0.5	15.8	13.2	6.5	12.5	220	3.84
24	25.3	72.9	45.6	-4.6	13.2	11.4	5.3	12.8	220	3.76
30	22.1	73.3	47.2	-11.5	11.4	8.9	5.1	13	220	3.64

Keterangan:

T₁ : Titik masuk compressor (°C)

T₂ : Titik masuk kondensor (°C)

T₃ : Titik keluar kondensor (°C)

T₄ : Titik masuk evaporator (°C)

T_{air,in} : Suhu air masuk *heat exchanger* (°C)

T_{air,out} : Suhu air keluar *heat exchanger* (°C)

P₁ : Tekanan sisi hisap/evaporator (Bar)

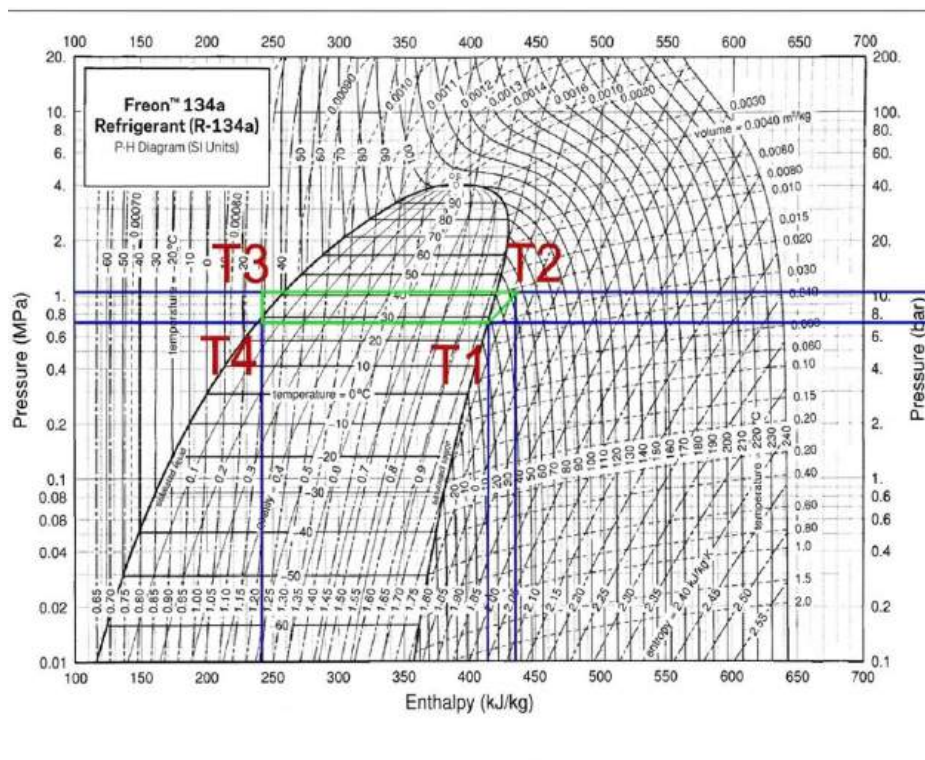
P₂ : Tekanan sisi buang/kompresor (Bar)

V : Tegangan listrik sistem (Volt)

I : Besarnya arus listrik yang dipakai kompresor (Ampere)

1. Kalkulasi data pengujian pada pengoprasian ke-6 menit

Untuk mengetahui kinerja sistem refrigerasi pada interval pengujian menit ke-6, dilakukan kalkulasi berdasarkan data hasil pengukuran yang diperoleh selama pengujian. Perhitungan ini bertujuan untuk menentukan parameter-parameter kinerja sistem, seperti efek refrigerasi, kerja kompresor, kalor yang dilepaskan kondensor, dan *Coefficient of Performance* (COP). Proses kalkulasi diawali dengan menentukan kondisi termodinamika refrigeran pada setiap titik siklus yang kemudian diplot ke dalam diagram tekanan–entalpi (*pressure–enthalpy*). Diagram tersebut disajikan pada Gambar 4.3.



Gambar 4.3 Diagram p-h pada pengujian menit ke-6

1. Nilai Entalphy Tiap Titik

a Titik Masuk Kompresor

$$T_1 = 36,8 \quad ^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 425,8163 \quad \text{kJ/kg}$$

b Titik Keluar Kompresor

$$T_2 = 51,8 \quad ^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 10,7 \quad \text{bar}$$

$$S_1 = 1,7518 \quad \text{kJ/kg}$$

$$h_{2a} = 434,3547 \quad \text{kJ/kg}$$

$$h_{2i} = 431,85 \quad \text{kJ/kg}$$

c Titik Keluar Kondensor

$$T_3 = 32 \quad ^\circ\text{C}$$

$$h_3 = 244,636 \quad \text{kJ/kg}$$

d Titik Masuk Evaporator

$$h_3 = h_4$$

$$= 244,636 \quad \text{kJ/kg}$$

2. Perhitungan Performa Sistem *Pre-Cooling*

a Kalkulasi Penentuan Nilai $\dot{m}$ (Laju Aliran Refrigerant)

$$\dot{m} = \frac{P}{Q_{evap}}$$

$$V = 220 \quad \text{V}$$

$$I = 4,12 \quad \text{A}$$

$$\begin{aligned} W_{listrik} &= V \cdot I \cdot 0,8 \\ &= 220 \cdot 1,64 \cdot 0,8 \\ &= 725,12 \text{ Watt} \\ &= 0,72512 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{comp} &= h_2 - h_1 \\ &= 425,8163 - 434,3547 \\ &= 7,5384 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{W_{listrik}}{W_{comp}} \\ &= \frac{0,72512}{7,5384} \\ &= 0,09619 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

b Kalkulasi Penentuan Nilai $W_{compresor}$

$$\begin{aligned} W_{a_{comp}} &= \dot{m}(h_{2a} - h_1) \\ &= 0,09619(425,8163 - 434,3547) \\ &= 0,72512 \text{ kJ/s} \\ &= 725,12 \text{ watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{i_{comp}} &= \dot{m}(h_{2i} - h_1) \\ &= 0,09619(431,85 - 434,3547) \\ &= 0,580383 \text{ kJ/s} \\ &= 580,383 \text{ watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \eta_{comp} &= \frac{W_{i_{comp}}}{W_{a_{comp}}} \\ &= \frac{0,580383 \text{ kJ/s}}{0,72512 \text{ kJ/s}} \end{aligned}$$

$$= 0,800$$

$$= 80\%$$

c Kalkulasi Penentuan Nilai Qevaporator

$$\begin{aligned} Q_{evap} &= \dot{m}(h_1 - h_4) \\ &= 0,09619(425,8163 - 244,636) \\ &= 17,4277 \text{ kJ/s} \\ &= 59466 \text{ Btu/hr} \end{aligned}$$

d Kalkulasi Penentuan Nilai Qcondensor

$$\begin{aligned} Q_{cond} &= \dot{m}(h_{2a} - h_3) \\ &= 0,09619(425,8163 - 244,636) \\ &= 18,15288 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

3. Kalkulasi Penentuan Nilai COP

$$\begin{aligned} COP_{aktual} &= \frac{Q_{evap}}{W_{a_{comp}}} \\ &= \frac{17,4277}{0,72512} \\ &= 24,03432 \end{aligned}$$

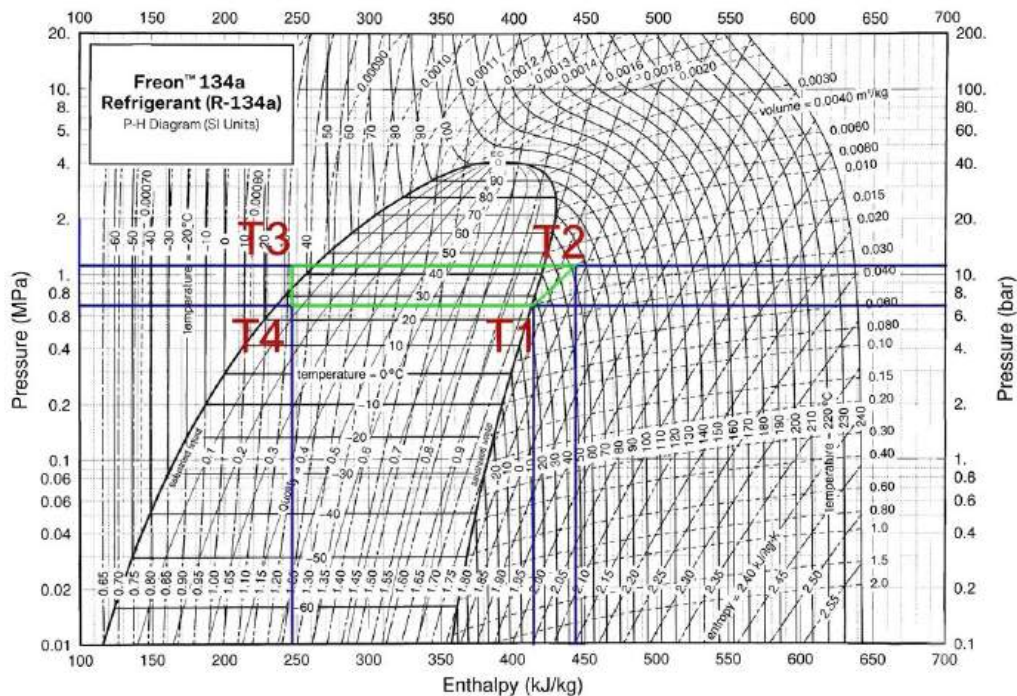
$$\begin{aligned} COP_{ideal} &= \frac{Q_{evap}}{W_{i_{comp}}} \\ &= \frac{17,4277}{0,580383} \\ &= 30,02806 \end{aligned}$$

4. Perhitungan Performa EER (*Energy Efficiency Ratio*)

$$\begin{aligned} EER &= \frac{Q_{evap} \left(\frac{BTU}{hr} \right)}{W_{comp} (watt)} \\ &= \frac{23670,93}{288,64} \\ &= 82,0085 \end{aligned}$$

2. Kalkulasi data pengujian pada pengoprasian ke-12 menit

Untuk mengetahui kinerja sistem refrigerasi pada interval pengujian menit ke-12, dilakukan kalkulasi berdasarkan data hasil pengukuran yang diperoleh selama pengujian. Perhitungan ini bertujuan untuk menentukan parameter-parameter kinerja sistem, seperti efek refrigerasi, kerja kompresor, kalor yang dilepaskan kondensor, dan Coefficient of Performance (COP). Proses kalkulasi diawali dengan menentukan kondisi termodinamika refrigeran pada setiap titik siklus yang kemudian diplot ke dalam diagram tekanan–entalpi (*pressure–enthalpy*). Diagram tersebut disajikan pada Gambar 4.4.



Gambar 4.4 Diagram p-h pada pengujian menit ke-12

1. Nilai Entalphy Tiap Titik

a Titik Masuk Kompresor

$$T_1 = 33,5 \quad ^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 425,5236 \quad \text{kJ/kg}$$

b Titik Keluar Kompresor

$$T_2 = 66,3 \quad ^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 11,8 \quad \text{bar}$$

$$S_1 = 1,78078 \quad \text{kJ/kg}$$

$$h_{2a} = 444,8059 \quad \text{kJ/kg}$$

$$h_{2i} = 440,95 \quad \text{kJ/kg}$$

c Titik Keluar Kondensor

$$T_3 = 34 \quad ^\circ\text{C}$$

$$h_3 = 247,5638 \quad \text{kJ/kg}$$

d Titik Masuk Evaporator

$$\begin{aligned} h_3 &= h_4 \\ &= 247,5638 \quad \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

2. Perhitungan Performa Sistem *Pre-Cooling*

a Kalkulasi Penentuan Nilai $\dot{m}$ (Laju Aliran Refrigerant)

$$\dot{m} = \frac{P}{Q_{\text{evap}}}$$

$$V = 219 \quad \text{V}$$

$$I = 3,91 \quad \text{A}$$

$$\begin{aligned} W_{\text{listrik}} &= V \cdot I \cdot 0,8 \\ &= 219 \cdot 1,76 \cdot 0,8 \\ &= 685,032 \text{ Watt} \\ &= 0,685032 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{\text{comp}} &= h_2 - h_1 \\ &= 444,8059 - 425,5236 \\ &= 19,28228 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{W_{\text{listrik}}}{W_{\text{comp}}} \\ &= \frac{0,685032}{19,28228} \\ &= 0,03553 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

b Kalkulasi Penentuan Nilai $W_{\text{compresor}}$

$$\begin{aligned} W_{a_{\text{comp}}} &= \dot{m}(h_{2a} - h_1) \\ &= 0,03553 (444,8059 - 425,5236) \\ &= 0,685032 \text{ kJ/s} \\ &= 685,032 \text{ watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Wi_{comp} &= \dot{m}(h_{2i} - h_1) \\
&= 0,03553 (440,95 - 425,5236) \\
&= 0,548046 \text{ kJ/s} \\
&= 548,046 \text{ kJ/s} \\
\eta_{comp} &= \frac{Wi_{comp}}{Wa_{comp}} \\
&= \frac{0,548046 \text{ kJ/s}}{0,685032 \text{ kJ/s}} \\
&= 0,800 \\
&= 80\%
\end{aligned}$$

c Kalkulasi Penentuan Nilai Qevaporator

$$\begin{aligned}
Q_{evap} &= \dot{m}(h_1 - h_4) \\
&= 0,03553 (425,5236 - 247,5638) \\
&= 6,32229 \text{ kJ/s} \\
&= 21572,55 \text{ Btu/hr}
\end{aligned}$$

d Kalkulasi Penentuan Nilai Qcondensor

$$\begin{aligned}
Q_{cond} &= \dot{m}(h_{2a} - h_3) \\
&= 0,03553 (444,8059 - 247,5638) \\
&= 7,007322 \text{ kJ/s}
\end{aligned}$$

3. Kalkulasi Penentuan Nilai COP

$$\begin{aligned}
COP_{aktual} &= \frac{Q_{evap}}{Wa_{comp}} \\
&= \frac{6,32229}{0,685032} \\
&= 9,229189
\end{aligned}$$

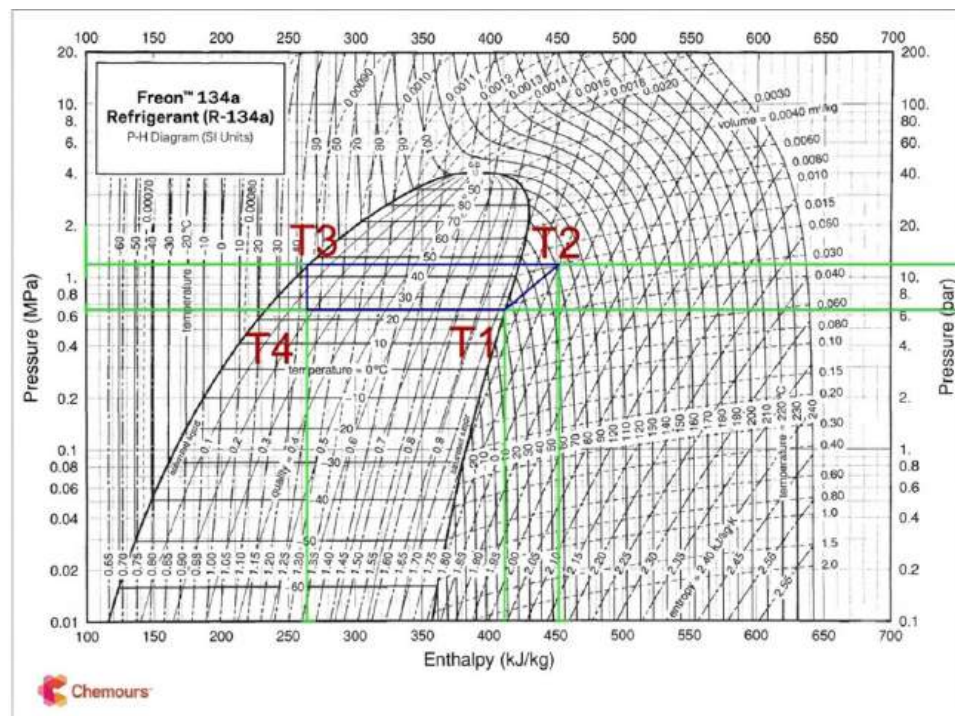
$$\begin{aligned}
COP_{ideal} &= \frac{Q_{evap}}{Wi_{comp}} \\
&= \frac{6,32229}{0,548046} \\
&= 11,53606
\end{aligned}$$

4. Perhitungan Performa EER (*Energy Efficiency Ratio*)

$$\begin{aligned}
 EER &= \frac{Q_{\text{evap}} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \right)}{W_{\text{comp}} (\text{watt})} \\
 &= \frac{21572,55}{685,032} \\
 &= 31,4913
 \end{aligned}$$

3. Kalkulasi data pengujian pada pengoprasian ke-18 menit

Untuk mengetahui kinerja sistem refrigerasi pada interval pengujian menit ke-18, dilakukan kalkulasi berdasarkan data hasil pengukuran yang diperoleh selama pengujian. Perhitungan ini bertujuan untuk menentukan parameter-parameter kinerja sistem, seperti efek refrigerasi, kerja kompresor, kalor yang dilepaskan kondensor, dan *Coefficient of Performance* (COP). Proses kalkulasi diawali dengan menentukan kondisi termodinamika refrigeran pada setiap titik siklus yang kemudian diplot ke dalam diagram tekanan–entalpi (*pressure–enthalpy*). Diagram tersebut disajikan pada Gambar 4.5.



Gambar 4.5 Diagram p-h pada pengujian menit ke-18

1. Nilai Entalphy Tiap Titik

a Titik Masuk Kompresor

$$T_1 = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 417,647 \text{ kJ/kg}$$

b Titik Keluar Kompresor

$$T_2 = 74,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 12,5 \text{ bar}$$

$$S_1 = 1,79914 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2a} = 452,518 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2i} = 445,54 \text{ kJ/kg}$$

c Titik Keluar Kondensor

$$T_3 = 46,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_3 = 249,7556 \text{ kJ/kg}$$

d Titik Masuk Evaporator

$$\begin{aligned} h_3 &= h_4 \\ &= 249,7556 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

2. Perhitungan Performa Sistem *Pre-Cooling*

a Kalkulasi Penentuan Nilai $\dot{m}$ (Laju Aliran Refrigerant)

$$\dot{m} = \frac{P}{Q_{evap}}$$

$$V = 220 \text{ V}$$

$$I = 3,84 \text{ A}$$

$$\begin{aligned} W_{listrik} &= V \cdot I \cdot 0,8 \\ &= 220 \cdot 3,84 \cdot 0,8 \\ &= 675,84 \text{ Watt} \\ &= 0,67584 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{comp} &= h_2 - h_1 \\ &= 452,518 - 417,647 \\ &= 34,871 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{W_{listrik}}{W_{comp}} \\ &= \frac{0,67584}{34,871} \\ &= 0,019381 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

b Kalkulasi Penentuan Nilai $W_{kompresor}$

$$\begin{aligned}
 W a_{comp} &= \dot{m}(h_{2a} - h_1) \\
 &= 0,019381 (452,518 - 417,647) \\
 &= 0,67584 \text{ kJ/s} \\
 &= 675,84 \text{ watt}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 W i_{comp} &= \dot{m}(h_{2i} - h_1) \\
 &= 0,019381 (445,54 - 417,647) \\
 &= 0,67584 \text{ kJ/s} \\
 &= 675,84 \text{ watt}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \eta_{comp} &= \frac{W i_{comp}}{W a_{comp}} \\
 &= \frac{0,67584 \text{ kJ/s}}{0,66176 \text{ kJ/s}} \\
 &= 1,000 \\
 &= 100 \%
 \end{aligned}$$

c Kalkulasi Penentuan Nilai Qevaporator

$$\begin{aligned}
 Q_{evap} &= \dot{m}(h_1 - h_4) \\
 &= 0,009287(417,647 - 249,7556) \\
 &= 3,253928 \text{ kJ/s} \\
 &= 11102,86 \text{ Btu/hr}
 \end{aligned}$$

d Kalkulasi Penentuan Nilai Qcondensor

$$\begin{aligned}
 Q_{cond} &= \dot{m}(h_{2a} - h_3) \\
 &= 0,009287(452,518 - 249,7556) \\
 &= 3,929768 \text{ kJ/s}
 \end{aligned}$$

3. Kalkulasi Penentuan Nilai COP

$$\begin{aligned}
 COP_{aktual} &= \frac{Q_{evap}}{W a_{comp}} \\
 &= \frac{3,253928}{0,67584} \\
 &= 4,814643
 \end{aligned}$$

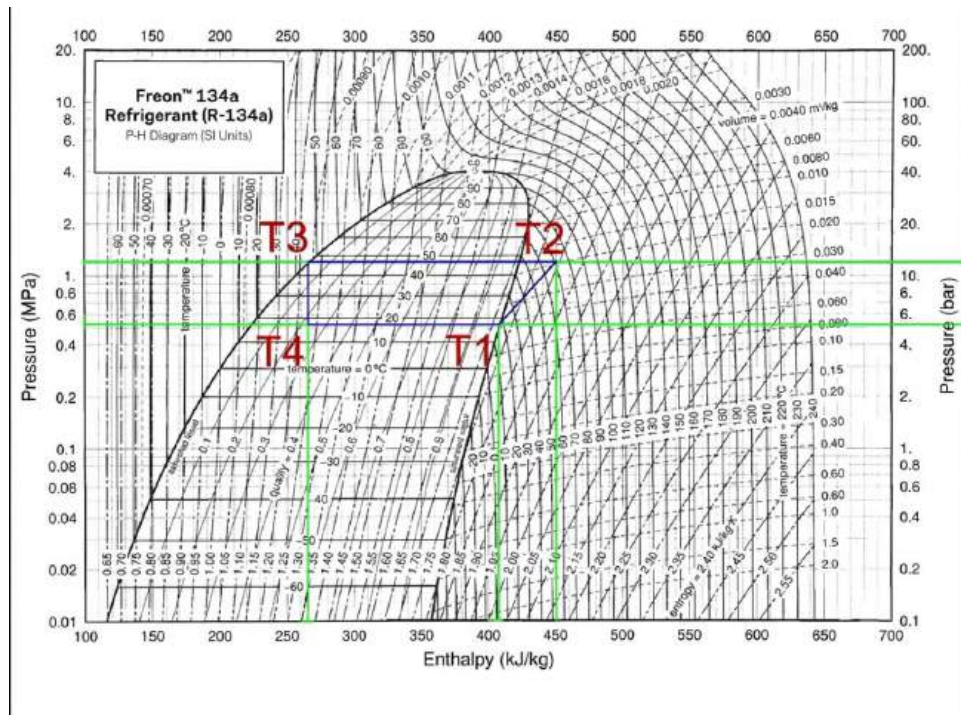
$$\begin{aligned}
COP_{ideal} &= \frac{Q_{evap}}{W_{i_{comp}}} \\
&= \frac{3,253928}{0,67584} \\
&= 4,814643
\end{aligned}$$

4. Perhitungan Performa EER (*Energy Efficiency Ratio*)

$$\begin{aligned}
EER &= \frac{Q_{evap} \left(\frac{BTU}{hr} \right)}{W_{comp}(watt)} \\
&= \frac{11102,86}{675,844} \\
&= 16,42824
\end{aligned}$$

4. Kalkulasi data pengujian pada pengoprasian ke-24 menit

Untuk mengetahui kinerja sistem refrigerasi pada interval pengujian menit ke-24, dilakukan kalkulasi berdasarkan data hasil pengukuran yang diperoleh selama pengujian. Perhitungan ini bertujuan untuk menentukan parameter-parameter kinerja sistem, seperti efek refrigerasi, kerja kompresor, kalor yang dilepaskan kondensor, dan Coefficient of Performance (COP). Proses kalkulasi diawali dengan menentukan kondisi termodinamika refrigeran pada setiap titik siklus yang kemudian diplot ke dalam diagram tekanan–entalpi (*pressure–enthalpy*). Diagram tersebut disajikan pada Gambar 4.6.



Gambar 4.6 Diagram p-h pada pengujian menit ke-24

1. Nilai Entalphy Tiap Titik

a Titik Masuk Kompresor

$$T_1 = 25,3 \quad ^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 408,0076 \quad \text{kJ/kg}$$

b Titik Keluar Kompresor

$$T_2 = 72,9 \quad ^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 12,8 \quad \text{bar}$$

$$S_1 = 1,7913 \quad \text{kJ/kg}$$

$$h_{2a} = 450,378 \quad \text{kJ/kg}$$

$$h_{2i} = 441,9 \quad \text{kJ/kg}$$

c Titik Keluar Kondensor

$$T_3 = 45,6 \quad ^\circ\text{C}$$

$$h_3 = 264,7281 \quad \text{kJ/kg}$$

d Titik Masuk Evaporator

$$\begin{aligned} h_3 &= h_4 \\ &= 264,7281 \quad \text{kJ/kg} \end{aligned}$$

2. Perhitungan Performa Sistem Pre-Cooling

a Kalkulasi Penentuan Nilai $\dot{m}$ (Laju Aliran Refrigerant)

$$\dot{m} = \frac{P}{Q_{evap}}$$

$$V = 220 \quad V$$

$$I = 3,76 \quad A$$

$$\begin{aligned} W_{listrik} &= V \cdot I \cdot 0,8 \\ &= 220 \cdot 3,76 \cdot 0,8 \\ &= 661,76 \text{ Watt} \\ &= 0,66176 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{comp} &= h_2 - h_1 \\ &= 450,378 - 408,0076 \\ &= 42,3704 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{W_{listrik}}{W_{comp}} \\ &= \frac{0,66176}{42,3704} \\ &= 0,015618 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

b Kalkulasi Penentuan Nilai Wcompresor

$$\begin{aligned} W a_{comp} &= \dot{m}(h_{2a} - h_1) \\ &= 0,015618(450,378 - 408,0076) \\ &= 0,66176 \text{ kJ/s} \\ &= 661,76 \text{ watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W i_{comp} &= \dot{m}(h_{2i} - h_1) \\ &= 0,015618(441,9 - 408,0076) \\ &= 0,586198 \text{ kJ/s} \\ &= 586,198 \text{ watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \eta_{comp} &= \frac{W i_{comp}}{W a_{comp}} \\ &= \frac{0,586198 \text{ kJ/s}}{0,66176 \text{ kJ/s}} \\ &= 0,886 \\ &= 89\% \end{aligned}$$

c Kalkulasi Penentuan Nilai Qevaporator

$$\begin{aligned}Q_{evap} &= \dot{m}(h_1 - h_4) \\&= 0,015618(408,0076 - 264,7281) \\&= 2,237804 \text{ kJ/s} \\&= 7635,703 \text{ Btu/hr}\end{aligned}$$

d Kalkulasi Penentuan Nilai Qcondensor

$$\begin{aligned}Q_{cond} &= \dot{m}(h_{2a} - h_3) \\&= 0,015618(450,378 - 264,7281) \\&= 2,899564 \text{ kJ/s}\end{aligned}$$

3. Kalkulasi Penentuan Nilai COP

$$\begin{aligned}COP_{aktual} &= \frac{Q_{evap}}{W_{a_{comp}}} \\&= \frac{2,237804}{0,66176} \\&= 3,381594\end{aligned}$$

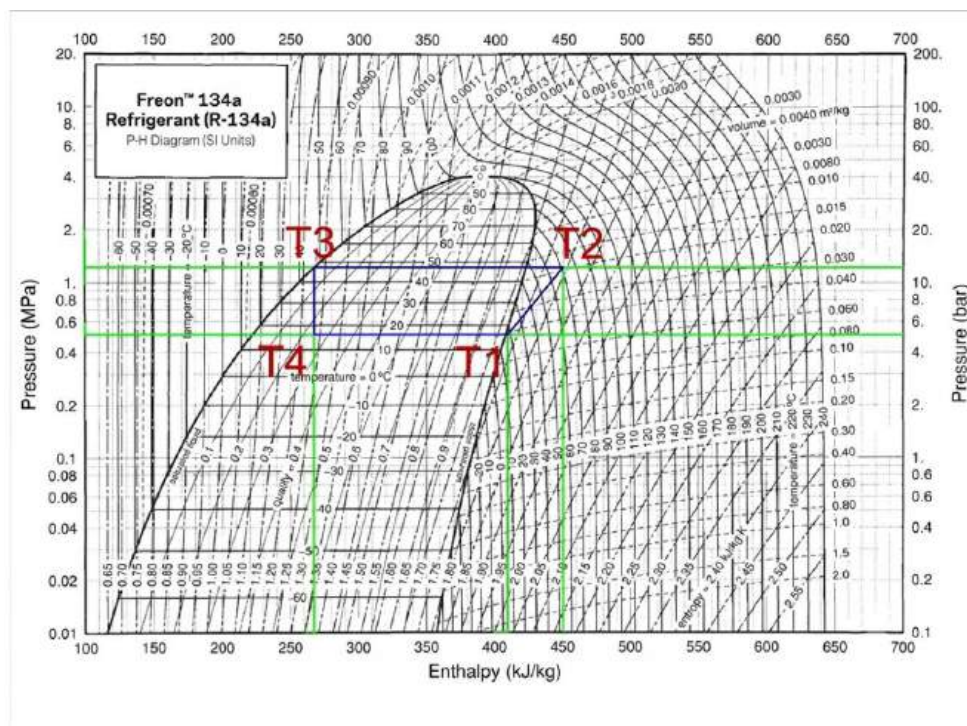
$$\begin{aligned}COP_{ideal} &= \frac{Q_{evap}}{W_{i_{comp}}} \\&= \frac{2,237804}{0,586198} \\&= 3,817488\end{aligned}$$

4. Perhitungan Performa EER (*Energy Efficiency Ratio*)

$$\begin{aligned}EER &= \frac{Q_{evap} \left(\frac{BTU}{hr} \right)}{W_{comp} (watt)} \\&= \frac{7635,703}{661,76} \\&= 11,53843\end{aligned}$$

5. Kalkulasi data pengujian pada pengoprasian ke-30 menit

Untuk mengetahui kinerja sistem refrigerasi pada interval pengujian menit ke-30, dilakukan kalkulasi berdasarkan data hasil pengukuran yang diperoleh selama pengujian. Perhitungan ini bertujuan untuk menentukan parameter-parameter kinerja sistem, seperti efek refrigerasi, kerja kompresor, kalor yang dilepaskan kondensor, dan *Coefficient of Performance* (COP). Proses kalkulasi diawali dengan menentukan kondisi termodinamika refrigeran pada setiap titik siklus yang kemudian diplot ke dalam diagram tekanan–entalpi (*pressure–enthalpy*). Diagram tersebut disajikan pada Gambar 4.7.



Gambar 4.7 Diagram p-h pada pengujian menit ke-30

1. Nilai Entalphy Tiap Titik

a Titik Masuk Kompresor

$$T_1 = 22,1 \quad ^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 410,2464 \quad \text{kJ/kg}$$

b Titik Keluar Kompresor

$$T_2 = 73,3 \quad ^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 13 \quad \text{bar}$$

$$S_1 = 1,7905 \quad \text{kJ/kg}$$

$$h_{2a} = 450,4898 \quad \text{kJ/kg}$$

$$h_{2i} = 442,44 \quad \text{kJ/kg}$$

c Titik Keluar Kondensor

$$T_3 = 47,2 \quad ^\circ\text{C}$$

$$h_3 = 267,135 \quad \text{kJ/kg}$$

d Titik Masuk Evaporator

$$h_3 = h_4$$

$$= 267,135 \quad \text{kJ/kg}$$

2. Perhitungan Performa Sistem *Pre-Cooling*

a Kalkulasi Penentuan Nilai $\dot{m}$ (Laju Aliran Refrigerant)

$$\dot{m} = \frac{P}{Q_{evap}}$$

$$V = 220 \quad \text{V}$$

$$I = 3,64 \quad \text{A}$$

$$\begin{aligned} W_{listrik} &= V \cdot I \cdot 0,8 \\ &= 220 \cdot 3,64 \cdot 0,8 \\ &= 640,64 \text{ Watt} \\ &= 0,64064 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{comp} &= h_2 - h_1 \\ &= 450,488 - 410,2464 \\ &= 40,2434 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{W_{listrik}}{W_{comp}} \\ &= \frac{0,64064}{40,2434} \\ &= 0,015919 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

b Kalkulasi Penentuan Nilai $W_{compresor}$

$$\begin{aligned} W_{a_{comp}} &= \dot{m}(h_{2a} - h_1) \\ &= 0,015919(450,488 - 410,2464) \\ &= 0,64064 \text{ kJ/s} \\ &= 640,64 \text{ watt} \end{aligned}$$

$$W_{i_{comp}} = \dot{m}(h_{2i} - h_1)$$

$$\begin{aligned}
&= 0,015919(442,44 - 410,2464) \\
&= 0,512494 \text{ kJ/s} \\
&= 512,494 \text{ watt} \\
\eta_{comp} &= \frac{Wi_{comp}}{Wa_{comp}} \\
&= \frac{0,512494 \text{ kJ/s}}{0,64064 \text{ kJ/s}} \\
&= 0,800 \\
&= 80\%
\end{aligned}$$

c Kalkulasi Penentuan Nilai Qevaporator

$$\begin{aligned}
Q_{evap} &= \dot{m}(h_1 - h_4) \\
&= 0,015919(410,2464 - 267,135) \\
&= 2,278209 \text{ kJ/s} \\
&= 7773,573 \text{ Btu/hr}
\end{aligned}$$

d Kalkulasi Penentuan Nilai Qcondensor

$$\begin{aligned}
Q_{cond} &= \dot{m}(h_{2a} - h_3) \\
&= 0,015919(450,488 - 267,135) \\
&= 2,918849 \text{ kJ/s}
\end{aligned}$$

3. Kalkulasi Penentuan Nilai COP

$$\begin{aligned}
COP_{aktual} &= \frac{Q_{evap}}{Wa_{comp}} \\
&= \frac{2,278209}{0,64064} \\
&= 3,556146
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
COP_{ideal} &= \frac{Q_{evap}}{Wi_{comp}} \\
&= \frac{2,278209}{0,512494} \\
&= 4,445337
\end{aligned}$$

4. Perhitungan Performa EER (*Energy Efficiency Ratio*)

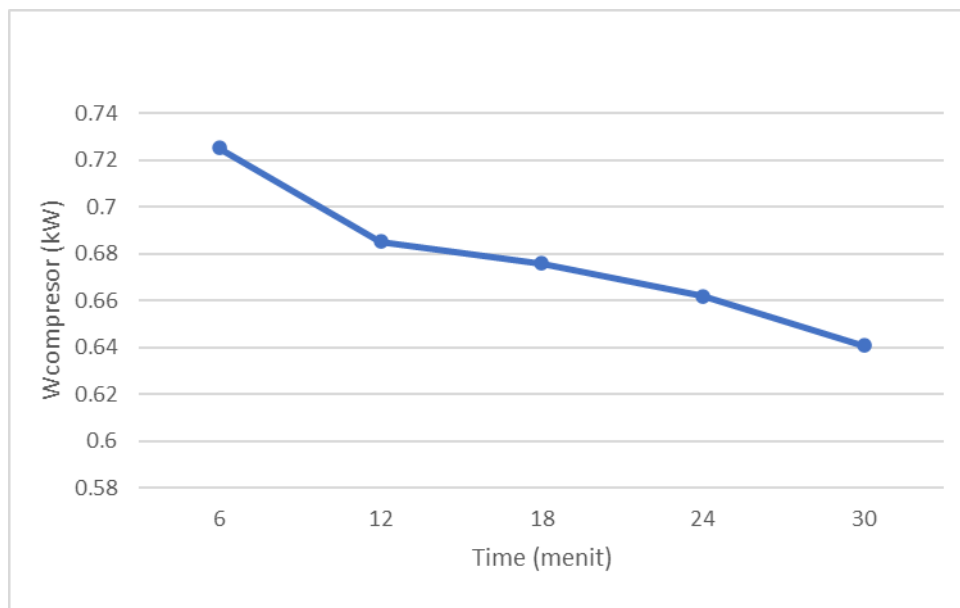
$$\begin{aligned}
EER &= \frac{Q_{evap} \left(\frac{BTU}{hr} \right)}{W_{comp} (watt)} \\
&= \frac{7773,573}{640,64} \\
&= 12,13407
\end{aligned}$$

4.7 Analisa Performa Sistem Refrigerasi

Kinerja sistem refrigerasi pada mesin es batu kristal dapat dievaluasi melalui *Coefficient of Performance* aktual (COP_a), *Coefficient of Performance* ideal (COP_i), dan *Energy Efficiency Ratio* (EER). COP_a merupakan perbandingan antara kapasitas pendinginan evaporator terhadap daya kompresor aktual, sedangkan COP_i menunjukkan performa teoritis sistem pada kondisi ideal. Berdasarkan hasil perhitungan pada Tabel 4.3, nilai COP aktual (COP_a) tertinggi diperoleh pada menit ke-6 sebesar 24,034, sedangkan nilai terendah terjadi pada menit ke-30 sebesar 3,556. Sementara itu, COP ideal (COP_i) tertinggi juga terjadi pada menit ke-6 sebesar 30,028, sedangkan nilai terendah diperoleh pada menit ke-30 sebesar 4,445. Nilai *Energy Efficiency Ratio* (EER) menunjukkan kecenderungan yang sama, yaitu tertinggi pada menit ke-6 sebesar 82,009 dan terendah pada menit ke-30 sebesar 12,134. Penurunan nilai COP dan EER terjadi karena kapasitas pendinginan evaporator (Q_{evap}) mengalami penurunan dari 17,428 kW pada menit ke-6 menjadi 2,278 kW pada menit ke-30. Meskipun daya kompresor juga menurun dari 725,12 W menjadi 640,64 W, penurunan kapasitas pendinginan berlangsung lebih besar sehingga menyebabkan efisiensi sistem semakin menurun. Hal ini menunjukkan bahwa kondisi operasi terbaik terjadi pada menit ke-6, ketika sistem masih mampu menghasilkan kapasitas pendinginan paling besar dengan tingkat efisiensi tertinggi, sedangkan pada menit-menit berikutnya performa sistem mengalami penurunan seiring berkurangnya kemampuan perpindahan panas pada evaporator.

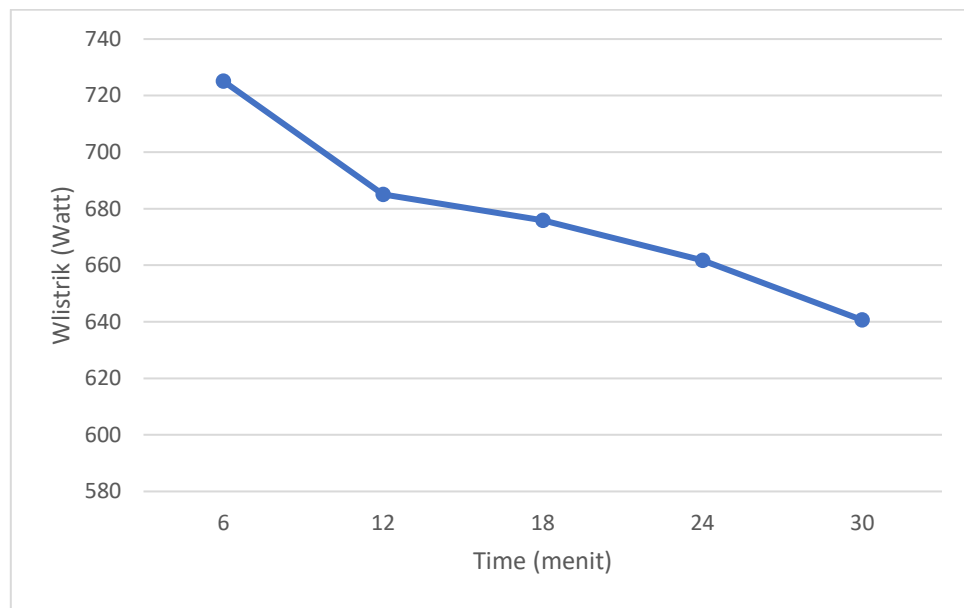
Tabel 4.3 Analisa hasil perhitungan W_{comp}, W_{listrik}, Q_{evap}, Q_{cond}, COP_a, COP_i, ESS

Time (menit)	W _{comp} (Kw)	W _{listrik} (Watt)	Q _{evap} (Watt)	Q _{cond} (Watt)	COP _a	COP _i	EES
6	0.72512	725.12	17.42776	18.15288	24.03432	30.02806	82.0085
12	0.685032	685.032	6.32229	7.007322	9.229189	11.53606	31.4913
18	0.67584	675.84	3.253928	3.929768	4.814643	4.814643	16.42824
24	0.66176	661.76	2.237804	2.899564	3.381594	3.817488	11.53848



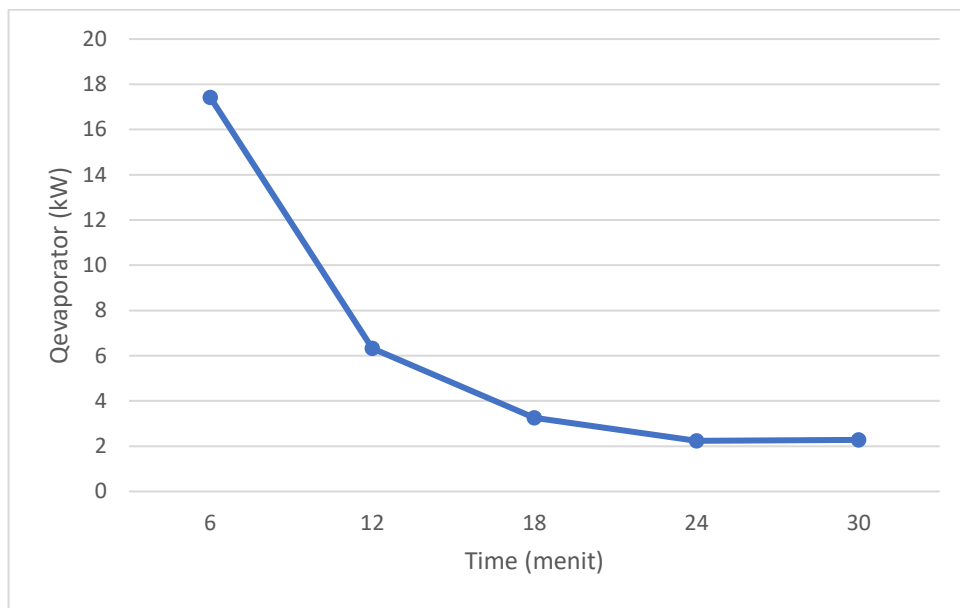
Gambar 4.8 Grafik perubahan daya kompresor terhadap waktu

Berdasarkan Gambar 4.8, terlihat bahwa kerja kompresor mengalami penurunan secara bertahap dari 0,725 kW pada menit ke-6 menjadi 0,640 kW pada menit ke-30. Penurunan ini menunjukkan bahwa energi yang dibutuhkan kompresor untuk menjalankan siklus refrigerasi semakin kecil seiring bertambahnya waktu operasi. Kondisi tersebut dipengaruhi oleh menurunnya temperatur air selama proses *pre-cooling*, sehingga beban pendinginan yang diserap oleh evaporator semakin berkurang. Berkurangnya beban pendinginan menyebabkan kebutuhan kerja kompresor untuk mensirkulasikan dan meningkatkan tekanan refrigeran menjadi lebih rendah. Dengan demikian, penurunan nilai $W_{\text{compressor}}$ menunjukkan bahwa sistem refrigerasi bekerja dengan beban yang semakin ringan selama proses *pre-cooling* secara sirkulasi berlangsung.



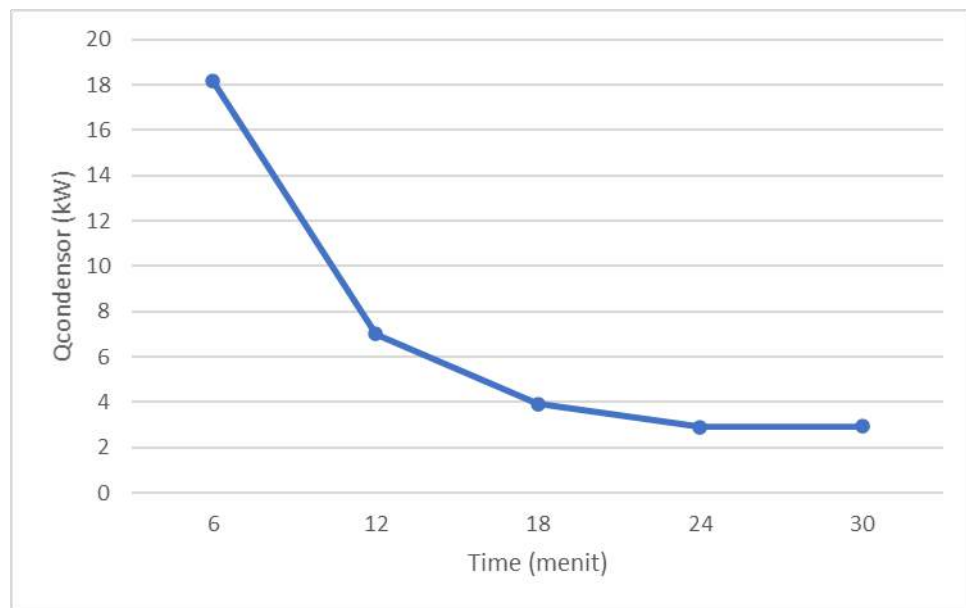
Gambar 4.9 Grafik perubahan daya listrik terhadap waktu

Berdasarkan Gambar 4.9 dapat diketahui bahwa daya listrik yang dibutuhkan kompresor mengalami penurunan secara bertahap dari sekitar 725 W pada menit ke-6 menjadi sekitar 640 W pada menit ke-30. Penurunan ini menunjukkan bahwa kebutuhan energi listrik sistem refrigerasi semakin kecil seiring bertambahnya waktu operasi. Kondisi tersebut dipengaruhi oleh menurunnya beban pendinginan selama proses *pre-cooling*, di mana temperatur air yang semakin rendah menyebabkan kalor yang harus diserap oleh evaporator semakin berkurang. Akibatnya, kompresor tidak bekerja seberat pada awal pengujian sehingga daya listrik yang dibutuhkan untuk mempertahankan siklus refrigerasi juga menurun. Penurunan daya listrik yang berlangsung secara bertahap hingga menit ke-30 menunjukkan bahwa sistem semakin mendekati kondisi operasi yang stabil, sehingga konsumsi energi menjadi lebih rendah dibandingkan pada awal proses *pre-cooling*.



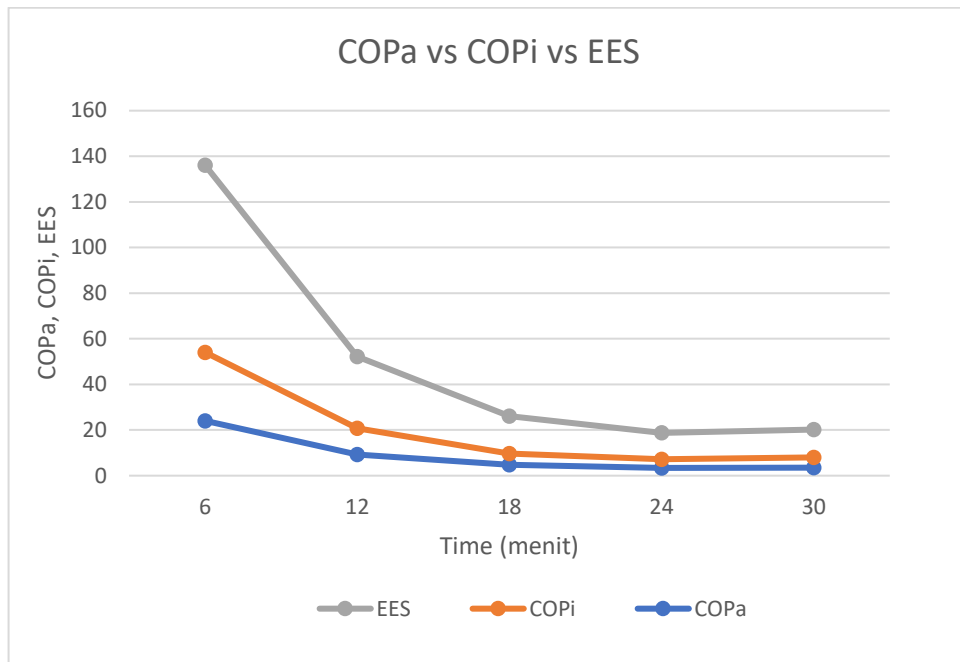
Gambar 4.10 Grafik perubahan daya evaporator terhadap waktu

Berdasarkan Gambar 4.10 terlihat bahwa kapasitas pendinginan evaporator mengalami penurunan yang signifikan dari sekitar 17,5 kW pada menit ke-6 menjadi 2,2 kW pada menit ke-30. Penurunan yang tajam pada awal pengujian menunjukkan bahwa pada kondisi awal evaporator menyerap kalor dalam jumlah besar karena temperatur air yang masuk ke *heat exchanger* masih relatif tinggi, sehingga perbedaan temperatur antara air dan refrigeran (*temperature driving force*) juga besar. Seiring berlangsungnya proses *pre-cooling*, temperatur air terus menurun sehingga jumlah kalor yang dapat dipindahkan dari air ke refrigeran semakin berkurang. Berkurangnya perpindahan kalor menyebabkan kapasitas pendinginan evaporator menurun hingga mencapai kondisi yang relatif stabil pada menit ke-24 sampai menit ke-30. Kondisi ini menunjukkan bahwa sistem mulai mendekati keadaan tunak (*steady state*), di mana perubahan temperatur air tidak lagi sebesar pada awal pengujian sehingga kalor yang diserap evaporator cenderung konstan. Dengan demikian, penurunan $Q_{\text{evaporator}}$ membuktikan bahwa kebutuhan pendinginan air semakin berkurang seiring menurunnya temperatur air selama proses *pre-cooling* secara sirkulasi.



Gambar 4.11 Grafik perubahan daya kondensor terhadap waktu

Berdasarkan Gambar 4.11 nilai $Q_{\text{condensor}}$ mengalami penurunan yang signifikan dari sekitar 18,2 kW pada menit ke-6 menjadi sekitar 2,9 kW pada menit ke-30. Penurunan ini menunjukkan bahwa kalor yang dilepaskan refrigeran di kondensor semakin berkurang selama proses *pre-cooling* berlangsung. Kondisi tersebut terjadi karena temperatur air yang didinginkan semakin rendah, sehingga kalor yang diserap oleh refrigeran pada evaporator juga semakin sedikit. Akibatnya, jumlah kalor yang dibawa refrigeran menuju kondensor untuk dilepaskan ke lingkungan ikut berkurang. kemudian cenderung stabil pada menit ke-24 hingga menit ke-30 menunjukkan bahwa sistem mulai mendekati kondisi operasi yang stabil, di mana perubahan temperatur air tidak lagi terlalu besar sehingga kebutuhan pelepasan kalor oleh kondensor menjadi relatif konstan. Dengan, penurunan $Q_{\text{condensor}}$ membuktikan bahwa beban pendinginan sistem semakin berkurang seiring menurunnya temperatur air selama proses *pre-cooling* secara sirkulasi.



Gambar 4.12 Grafik Time vs COPa, COPi, EES

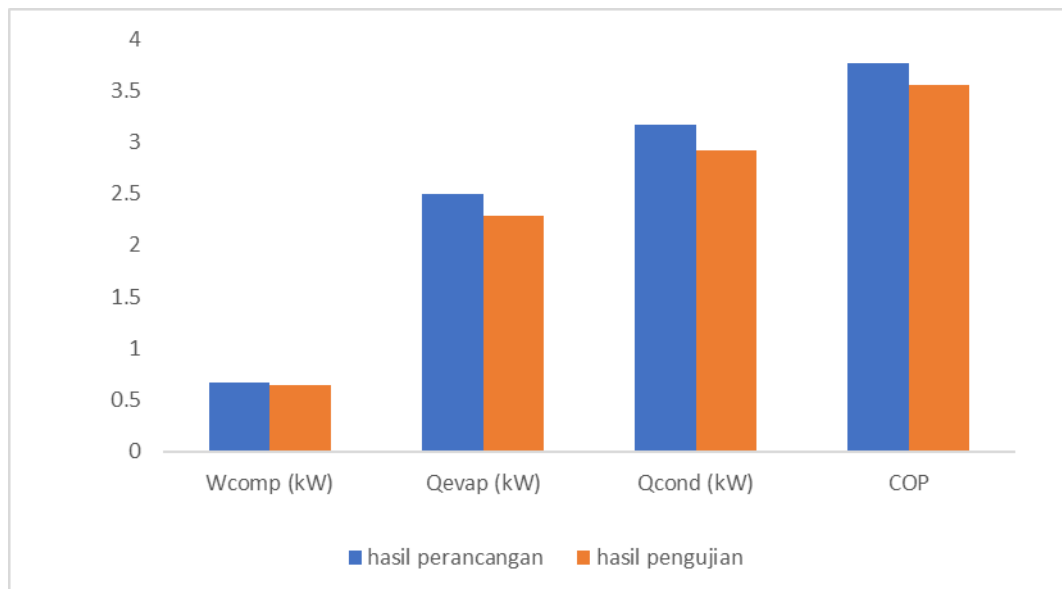
Berdasarkan Gambar 4.12 terlihat bahwa ketiga parameter mengalami penurunan yang signifikan selama proses *pre-cooling*. Nilai COP aktual (COPa), COP ideal (COPi), dan EER tertinggi diperoleh pada menit ke-6, kemudian menurun hingga menit ke-24 dan cenderung stabil pada menit ke-30. Penurunan tersebut menunjukkan bahwa efisiensi sistem refrigerasi berkurang seiring bertambahnya waktu operasi. Kondisi ini terjadi karena temperatur air yang semakin rendah menyebabkan kalor yang dapat diserap oleh evaporator semakin sedikit, sehingga kapasitas pendinginan sistem menurun. Di sisi lain, kompresor tetap membutuhkan energi untuk mempertahankan siklus refrigerasi, sehingga perbandingan antara efek pendinginan dan energi yang digunakan menjadi lebih kecil. Stabilitasnya nilai COPa, COPi, dan EER pada akhir pengujian menunjukkan bahwa sistem mulai mencapai kondisi operasi yang relatif stabil, di mana perubahan beban pendinginan tidak lagi sebesar pada awal proses *pre-cooling*.

4.8 Perbandingan Hasil Perancangan Dan Hasil Pengujian

Tabel 4.4 Perbandingan hasil perancangan dan hasil pengujian

keterangan	time (menit)	Wcomp (kW)	Qevap (kW)	Qcond (kW)	COP
hasil perancangan	30	0.665678	2.501613	3.167291	3.757994
hasil pengujian	30	0.64064	2.278209	2.918849	3.556146
selisih		0.025038	0.223404	0.248442	0.201848

Tabel 4.4 menunjukkan perbandingan antara hasil perancangan dan hasil pengujian sistem *pre-cooling*. Perbandingan tersebut dilakukan terhadap parameter daya kompresor, kapasitas pendinginan evaporator, kapasitas pelepasan kalor kondensor, dan nilai *Coefficient of Performance* (COP). Hasil perbandingan ini digunakan untuk mengevaluasi kesesuaian antara hasil perancangan dengan kinerja aktual sistem selama pengujian.



Gambar 4.13 Grafik perbandingan hasil perancangan dan hasil pengujian

Berdasarkan Gambar 4.13 dapat dilihat bahwa perbandingan hasil perancangan dan hasil pengujian, dapat disimpulkan bahwa kinerja sistem refrigerasi hasil pengujian memiliki kecenderungan mendekati hasil perancangan. Daya kompresor (Wcomp) menunjukkan nilai yang hampir sama dengan hasil desain, sehingga menandakan bahwa konsumsi daya sistem sesuai dengan yang telah direncanakan. Kapasitas pendinginan evaporator (Qevap) dan kapasitas pelepasan panas kondensor (Qcond) pada hasil pengujian mengalami sedikit penurunan dibandingkan hasil desain, namun selisih tersebut relatif kecil dan masih berada dalam batas yang dapat diterima. Penurunan ini dipengaruhi oleh kondisi

operasi nyata seperti kehilangan panas ke lingkungan, ketidaksempurnaan proses perpindahan panas, serta efisiensi komponen yang tidak sepenuhnya ideal. Akibatnya, nilai *Coefficient of Performance* (COP) hasil pengujian juga sedikit lebih rendah dibandingkan hasil desain. Meskipun demikian, perbedaan tersebut tidak signifikan, sehingga dapat disimpulkan bahwa sistem *pre-cooling* yang dirancang telah bekerja dengan baik dan mampu mencapai performa yang mendekati hasil perancangan, menunjukkan bahwa proses desain, fabrikasi, dan pengujian telah berhasil menghasilkan sistem refrigerasi yang beroperasi secara efektif.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perancangan, fabrikasi, dan pengujian sistem *pre-cooling*, dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut.

1. Perancangan sistem refrigerasi diawali dengan menghitung beban pendinginan sebagai dasar penentuan kapasitas sistem, kemudian dilanjutkan dengan pemilihan komponen utama yang meliputi kompresor, kondensor, pipa kapiler, evaporator, dan *heat exchanger* tipe *helical coil* menggunakan refrigeran R-134a. Selanjutnya seluruh komponen dirangkai dalam siklus kompresi uap dengan konfigurasi aliran *counter flow* untuk meningkatkan efektivitas perpindahan panas.
2. Proses fabrikasi dilakukan secara bertahap mulai dari pembuatan rangka, pemasangan *heat exchanger*, perakitan seluruh komponen sistem refrigerasi, proses penyambungan (*brazing*), pengujian kebocoran, hingga instalasi pompa sirkulasi dan sensor temperatur sebelum dilakukan pengujian performa. Seluruh tahapan fabrikasi berhasil dilaksanakan sesuai dengan desain yang telah direncanakan.
3. Hasil analisis menunjukkan bahwa sistem *pre-cooling* mampu menurunkan temperatur air sebesar 58,41% pada *heat exchanger*. Selain itu, kerja kompresor dan konsumsi daya listrik masing-masing menurun sebesar 11,59%, yang menunjukkan bahwa beban pendinginan serta kebutuhan energi sistem semakin kecil selama proses *pre-cooling*.
4. Berdasarkan hasil perancangan, fabrikasi, dan pengujian, sistem refrigerasi untuk *pre-cooling* air baku es balok berhasil direalisasikan dan bekerja dengan baik. Hasil pengujian menunjukkan kinerja yang mendekati hasil desain dengan perbedaan yang relatif kecil pada nilai W_{comp} , Q_{evap} , Q_{cond} , dan COP, sehingga sistem layak diterapkan sebagai sistem *pre-cooling* pada mesin es balok.

5.2 Saran

Demi menyempurnakan serta melanjutkan rancang bangun sistem refrigerasi untuk *pre-cooling* air baku pada masa yang akan datang, beberapa saran yang dikemukakan seperti berikut:

1. Pada penelitian selanjutnya, disarankan untuk menggunakan jenis refrigeran yang berbeda guna membandingkan kinerja sistem pendingin yang dihasilkan.
2. Pada penelitian selanjutnya, disarankan untuk menggunakan tipe *heat exchanger* yang berbeda untuk mengetahui pengaruhnya terhadap performa perpindahan panas dan efisiensi sistem.
3. Pada penelitian selanjutnya, disarankan untuk mengembangkan sistem kontrol otomatis pada mesin, mengingat sistem kontrol yang digunakan pada penelitian ini masih bersifat manual.

DAFTAR PUSTAKA

- Ambarita, H., Ariani, F., Hamsi, A., & Gultom, S. (2016). Analisa Perhitungan Konsumsi Dan Biaya Energi Untuk Mesin Pengering Pakaian Sistem Pompa Kalor Dengan Daya 1 Pk. *Jurnal Dinamis*, 4(3).
- Ananta, A. (2020). Jurnal Ilmiah Sistem Informasi dan Teknik Informatika. In *JISTI* (Vol. 3, Number 1).
- Apriyanto, A. (2023). Analisis Unjuk Kerja AHU (Air Handling Unit) Sistem Refrigerasi Kompresi Uap Menggunakan Refrigeran NH₃ (Studi Kasus di PT. CPB). *JUSTIMES (Jurnal Rekayasa Teknik Mesin Saburai)*, 1(01), 34–41. <https://doi.org/10.24967/justimes.v1i01.2102>
- Brenner, L., Tillenkamp, F., & Ghiaus, C. (2020). Exergy performance and optimization potential of refrigeration plants in free cooling operation. *Energy*, 209. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118464>
- Gede Teddy Prananda Surya, I., Wijaksana, H., Raya Kampus Unud, J., Kuta Sel, K., & Badung, K. (2023). Oktober 2023 Machine. *Jurnal Teknik Mesin*, 9(2).
- Giovanni, A., Hermawan Mitrakusuma, W., & Prasetyo, B. Y. (2023). *Rancang Bangun Ice Block Machine dengan Kapasitas 12 Kg Menggunakan Calcium Chloride sebagai Refrigeran Sekunder*.
- Hidayat, M. A., Muliawan, R., & Pramudantoro, T. P. (2023). *Rancang Bangun Sistem Refrigerasi Mini Freezer dengan Menambahkan Pre-cooler Air Kondensat pada Pipa Discharge*.
- Seftanda, A., Pangripto Pramudantoro, T., & Lukitobudi, A. R. (2023). *Kaji Eksperimental Pengaruh Variasi Konsentrasi Kalsium Klorida sebagai Refrigeran Sekunder terhadap Performansi Sistem pada Mesin Es Balok*.
- Rizkyana, Q., Pangripto Pramudantoro, T., & Muliawan, R. (2023). *Rancang Bangun Sistem Brine Cooling yang Dilengkapi Liquid Suction Heat Exchanger untuk Pembuatan Es Balok*.

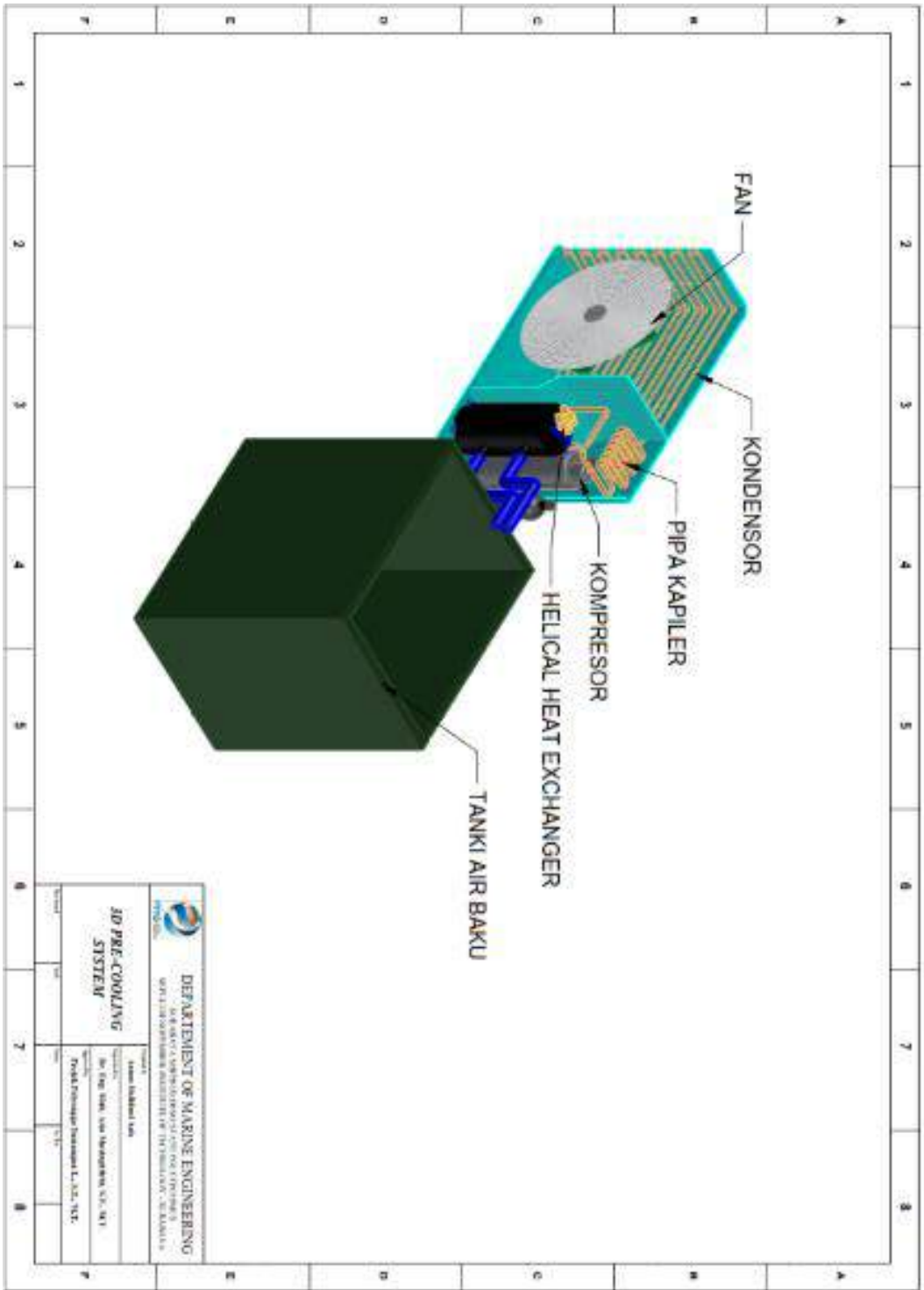
- Setiyo, M., Rusdijjati, R., Habibi, I., Rochman, M. L., Purnomo, B. C., Pertiwi, F. D., Waluyo, B., Ismail, R., & Kolakoti, A. (2024). Vapor compression refrigeration system with air and water cooled condenser: Analysis of thermodynamic behavior and energy efficiency ratio. *Teknomekanik*, 7(2), 112–125. <https://doi.org/10.24036/teknomekanik.v7i2.31972>
- Silva, D. (2022). Modeling the Transient Response of Thermal Circuits. *Applied Sciences (Switzerland)*, 12(24). <https://doi.org/10.3390/app122412555>
- Soegijarto, R. A., & Arsana, M. (2021). *Pengaruh Variasi Temperatur Fluida Masuk Terhadap Efektivitas Heat Exchanger Shell And Tube Dengan Menggunakan Nanofluida TiO₂*.
- Sugiarto, V. M., & Chalim, A. (2024). Efektivitas Perpindahan Panas Pada Fluida Aseton (Shell) – Air (Tube) Menggunakan Heat Exchanger Shell And Tube 1-1. *Distilat: Jurnal Teknologi Separasi*, 10(2), 492–497. <https://doi.org/10.33795/distilat.v10i2.5077>
- Syahputra (2021). Kaji Eksperimental Performansi Mesin Pendingin Type Chiller Untuk Cold Storage Dan Indoor Menggunakan Coolant Ethylene Glycol. *Jurnal Sains Dan Teknologi*.
- Tawil, E., & Ap, L. (2013). *Introduction to Refrigeration Systems Credit: 8 PDH*.
- Mahmudi Ismail, N., Fajar Nurprasetyo, E., Isandono, H., Taufik, M., Nurilmala, M., Nurhayati, T., Syihan Isma, A., Pengkajian dan Penerapan Teknologi, B., Hikari Solusindo Sukses, P., Kumpel Durat, P., & Perikanan dan Ilmu Kelautan, F. (2021). Rekayasa Ulang Dan Pembuatan Prototipe Slurry Ice Machine Berkapasitas 0,7 Ton Dengan Metode Scraped-Surface Reengineering And Prototype Construction Of 0.7 Ton Capacity Of Slurry Ice Machine Using Scrap-Surface Method. In *Jurnal Teknologi Perikanan dan Kelautan* (Vol. 12, Number 1).

- Wenzel, P. M., Mühlen, M., & Radgen, P. (2023). Free Cooling for Saving Energy: Technical Market Analysis of Dry, Wet, and Hybrid Cooling Based on Manufacturer Data. *Energies*, 16(9). <https://doi.org/10.3390/en16093661>
- Zhang, Y., Wei, Z., & Zhang, M. (2017). Free cooling technologies for data centers: Energy saving mechanism and applications. *Energy Procedia*, 143, 410–415. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.12.703>

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

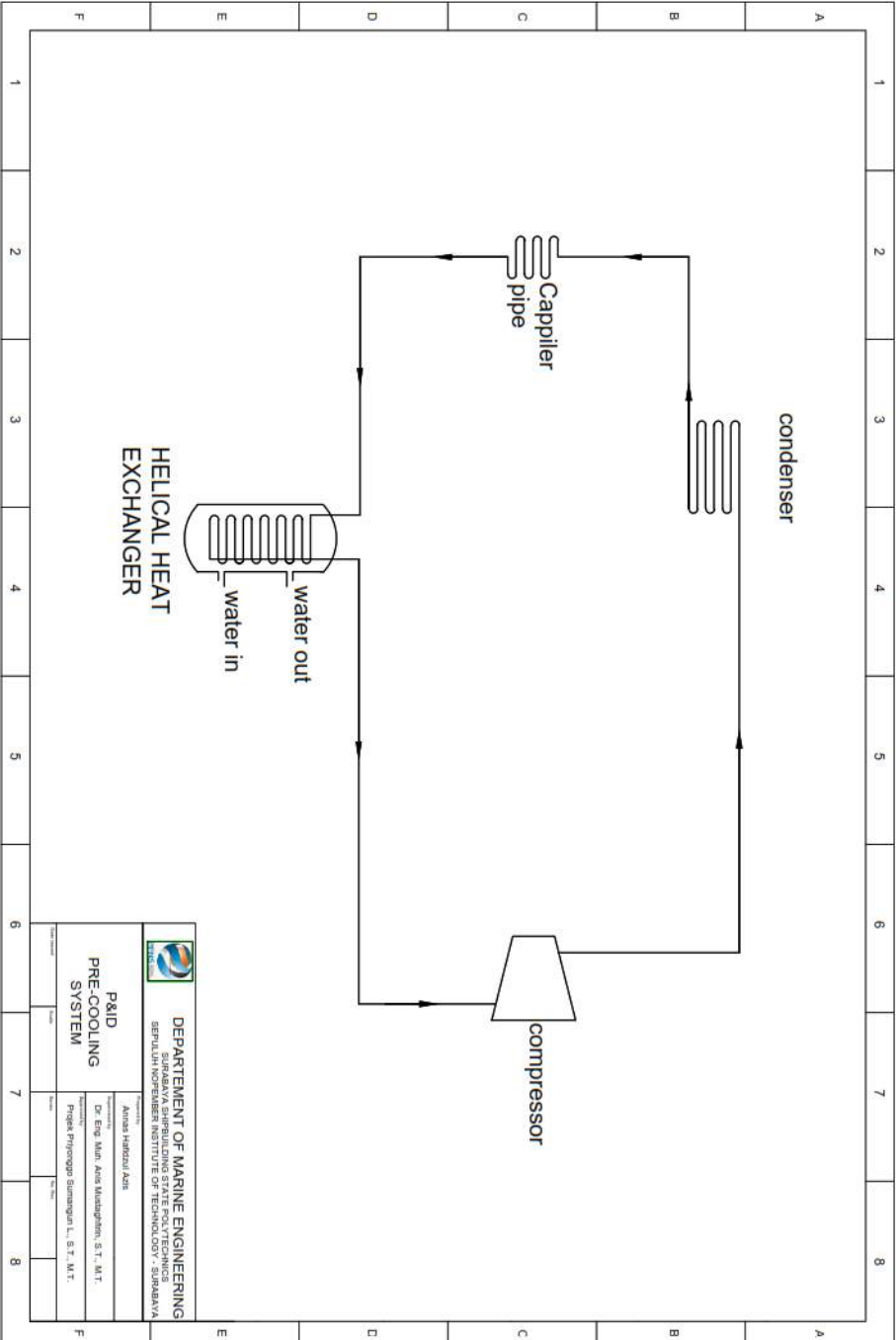
LAMPIRAN

Lampiran 1 Desain 3D



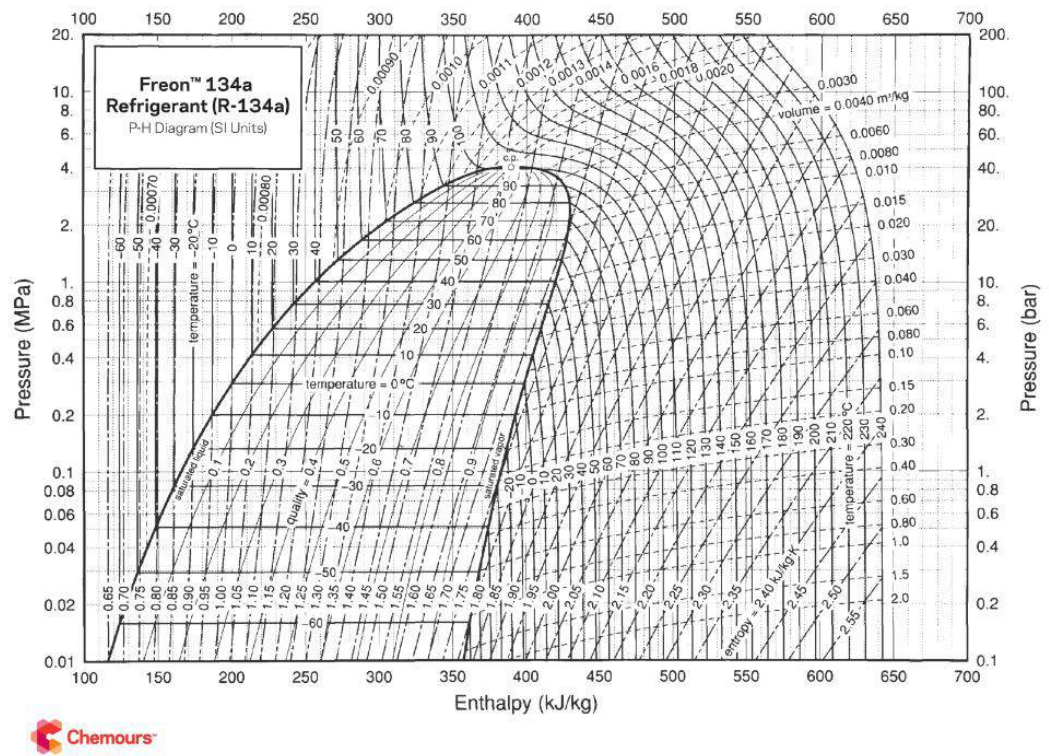
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 2 Skematik pre-cooling



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 3 Diagram p-h R134a



Lampiran 4 Suhu T1 pada posisi masuk kompresor



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 5 Suhu T2 pada posisi keluar kompresor



Lampiran 6 Suhu T3 pada posisi keluar kondensor



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 7 Suhu T4 pada posisi masuk evaporator



Lampiran 8 Nilai arus listrik pengujian



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 9 Tabel R134a

Freon, 134a

Table 1. Freon™ 134a Saturation Properties—Temperature Table

Temp. (°C)	Pressure (kPa)	Volume (m³/kg)	Density (kg/m³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg·K)	Temp. (°C)
		Liquid v	Vapor v	Latent h	Latent s	
-100	0.0001	0.0000	52.0000	1280.2	0.040	-100
-99	0.0001	0.0000	52.1573	1271.8	0.044	-99
-98	0.0001	0.0000	50.4085	1257.0	0.048	-98
-97	0.0001	0.0000	48.2182	1245.3	0.054	-97
-96	0.0001	0.0000	45.8455	1236.2	0.060	-96
-95	0.0001	0.0000	43.3848	1229.8	0.066	-95
-94	0.0001	0.0000	40.8481	1226.1	0.073	-94
-93	0.0001	0.0000	38.2585	1224.3	0.079	-93
-92	0.0001	0.0000	35.6318	1224.8	0.086	-92
-91	0.0001	0.0000	32.9838	1226.8	0.094	-91
-90	0.0001	0.0000	30.3217	1229.1	0.103	-90
-89	0.0001	0.0000	27.6588	1232.4	0.115	-89
-88	0.0001	0.0000	25.0000	1236.8	0.125	-88
-87	0.0001	0.0000	22.3518	1242.4	0.133	-87
-86	0.0001	0.0000	19.8285	1249.1	0.142	-86
-85	0.0001	0.0000	17.4281	1256.8	0.150	-85
-84	0.0001	0.0001	15.1480	1265.4	0.158	-84
-83	0.0001	0.0001	12.9838	1274.8	0.167	-83
-82	0.0001	0.0001	10.9317	1285.0	0.176	-82
-81	0.0001	0.0001	9.0885	1295.8	0.185	-81
-80	0.0001	0.0001	7.4518	1307.2	0.194	-80
-79	0.0001	0.0001	6.0085	1319.1	0.203	-79
-78	0.0001	0.0001	4.7518	1331.4	0.212	-78
-77	0.0001	0.0001	3.6585	1344.1	0.221	-77
-76	0.0001	0.0001	2.7081	1357.2	0.230	-76
-75	0.0001	0.0001	1.9685	1370.8	0.239	-75
-74	0.0001	0.0001	1.4081	1384.8	0.248	-74
-73	0.0001	0.0001	1.0085	1399.1	0.257	-73
-72	0.0001	0.0001	0.7518	1413.8	0.266	-72
-71	0.0001	0.0001	0.5885	1428.8	0.275	-71
-70	0.0001	0.0001	0.4681	1444.1	0.284	-70
-69	0.0001	0.0001	0.3785	1459.8	0.293	-69
-68	0.0001	0.0001	0.3118	1475.8	0.302	-68
-67	0.0001	0.0001	0.2618	1492.1	0.311	-67
-66	0.0001	0.0001	0.2281	1508.8	0.320	-66
-65	0.0001	0.0001	0.2018	1525.8	0.329	-65
-64	0.0001	0.0001	0.1818	1543.1	0.338	-64
-63	0.0001	0.0001	0.1668	1560.8	0.347	-63
-62	0.0001	0.0001	0.1558	1578.8	0.356	-62
-61	0.0001	0.0001	0.1478	1597.1	0.365	-61
-60	0.0001	0.0001	0.1418	1615.8	0.374	-60
-59	0.0001	0.0001	0.1378	1634.8	0.383	-59
-58	0.0001	0.0001	0.1348	1654.1	0.392	-58
-57	0.0001	0.0001	0.1328	1673.8	0.401	-57
-56	0.0001	0.0001	0.1318	1693.8	0.410	-56
-55	0.0001	0.0001	0.1318	1714.1	0.419	-55
-54	0.0001	0.0001	0.1328	1734.8	0.428	-54
-53	0.0001	0.0001	0.1348	1755.8	0.437	-53
-52	0.0001	0.0001	0.1378	1777.1	0.446	-52
-51	0.0001	0.0001	0.1418	1798.8	0.455	-51
-50	0.0001	0.0001	0.1468	1820.8	0.464	-50
-49	0.0001	0.0001	0.1528	1843.1	0.473	-49
-48	0.0001	0.0001	0.1598	1865.8	0.482	-48
-47	0.0001	0.0001	0.1678	1888.8	0.491	-47
-46	0.0001	0.0001	0.1768	1912.1	0.500	-46
-45	0.0001	0.0001	0.1868	1935.8	0.509	-45
-44	0.0001	0.0001	0.1978	1959.8	0.518	-44
-43	0.0001	0.0001	0.2098	1984.1	0.527	-43
-42	0.0001	0.0001	0.2228	2008.8	0.536	-42
-41	0.0001	0.0001	0.2368	2033.8	0.545	-41
-40	0.0001	0.0001	0.2518	2059.1	0.554	-40

2

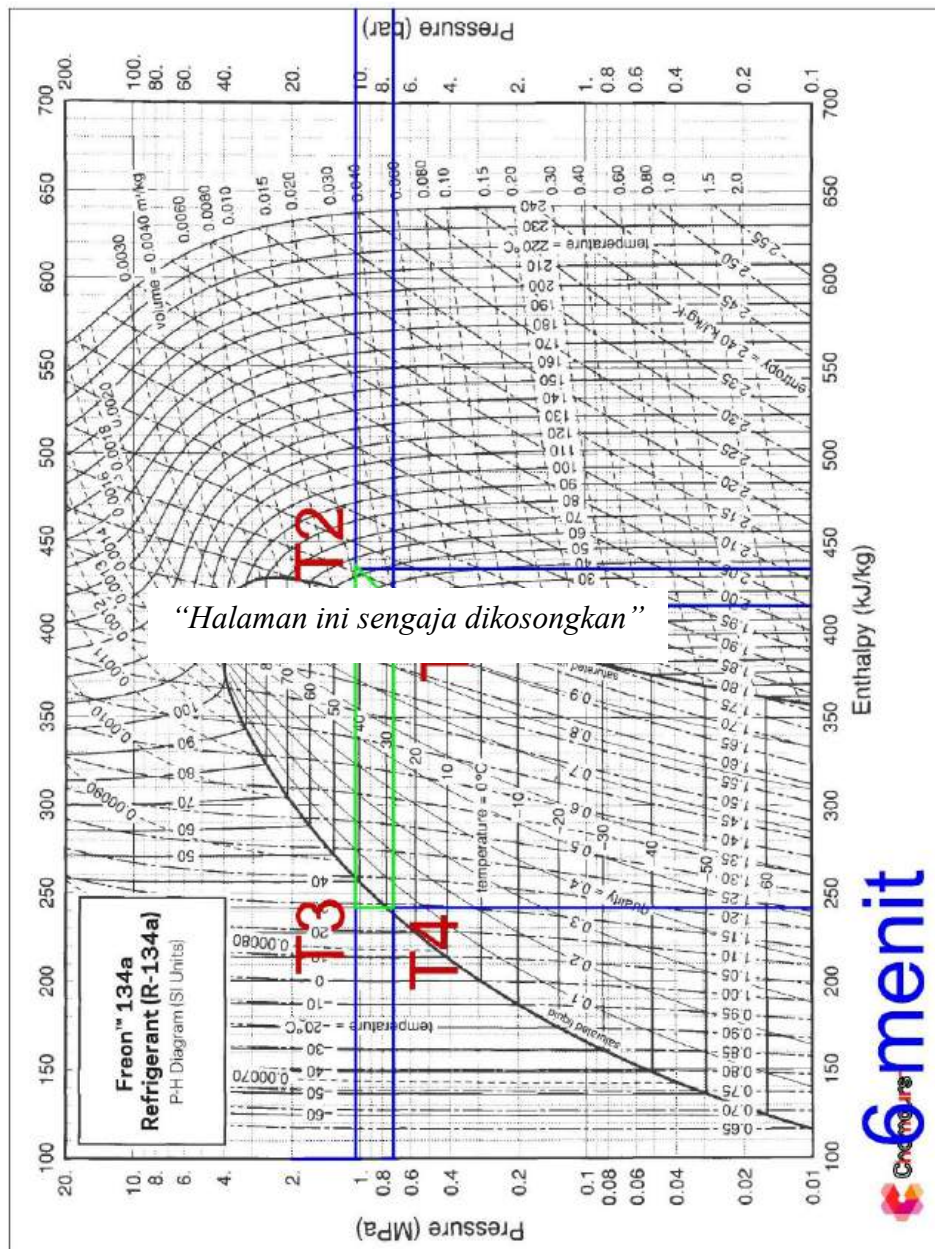
Freon, 134a

Table 1. Freon™ 134a Saturation Properties—Temperature Table (continued)

Temp. (°C)	Pressure (kPa)	Volume (m³/kg)	Density (kg/m³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg·K)	Temp. (°C)
		Liquid v	Vapor v	Latent h	Latent s	
-39	0.0001	0.0000	0.3441	1418	0.563	-39
-38	0.0001	0.0000	0.3258	1408.8	0.562	-38
-37	0.0001	0.0000	0.3125	1400.0	0.561	-37
-36	0.0001	0.0000	0.3000	1391.1	0.560	-36
-35	0.0001	0.0000	0.2885	1382.4	0.559	-35
-34	0.0001	0.0000	0.2781	1373.8	0.558	-34
-33	0.0001	0.0000	0.2685	1365.1	0.557	-33
-32	0.0001	0.0000	0.2598	1356.8	0.556	-32
-31	0.0001	0.0000	0.2518	1348.1	0.555	-31
-30	0.0001	0.0000	0.2441	1339.8	0.554	-30
-29	0.0001	0.0000	0.2368	1331.1	0.553	-29
-28	0.0001	0.0000	0.2298	1322.8	0.552	-28
-27	0.0001	0.0000	0.2231	1314.8	0.551	-27
-26	0.0001	0.0000	0.2168	1306.8	0.550	-26
-25	0.0001	0.0000	0.2108	1298.8	0.549	-25
-24	0.0001	0.0000	0.2051	1290.8	0.548	-24
-23	0.0001	0.0000	0.2000	1282.8	0.547	-23
-22	0.0001	0.0000	0.1951	1274.8	0.546	-22
-21	0.0001	0.0000	0.1908	1266.8	0.545	-21
-20	0.0001	0.0000	0.1868	1258.8	0.544	-20
-19	0.0001	0.0000	0.1831	1250.8	0.543	-19
-18	0.0001	0.0000	0.1798	1242.8	0.542	-18
-17	0.0001	0.0000	0.1768	1234.8	0.541	-17
-16	0.0001	0.0000	0.1741	1226.8	0.540	-16
-15	0.0001	0.0000	0.1718	1218.8	0.539	-15
-14	0.0001	0.0000	0.1698	1210.8	0.538	-14
-13	0.0001	0.0000	0.1681	1202.8	0.537	-13
-12	0.0001	0.0000	0.1668	1194.8	0.536	-12
-11	0.0001	0.0000	0.1658	1186.8	0.535	-11
-10	0.0001	0.0000	0.1651	1178.8	0.534	-10
-9	0.0001	0.0000	0.1648	1170.8	0.533	-9
-8	0.0001	0.0000	0.1648	1162.8	0.532	-8
-7	0.0001	0.0000	0.1651	1154.8	0.531	-7
-6	0.0001	0.0000	0.1658	1146.8	0.530	-6
-5	0.0001	0.0000	0.1668	1138.8	0.529	-5
-4	0.0001	0.0000	0.1681	1130.8	0.528	-4
-3	0.0001	0.0000	0.1698	1122.8	0.527	-3
-2	0.0001	0.0000	0.1718	1114.8	0.526	-2
-1	0.0001	0.0000	0.1741	1106.8	0.525	-1
0	0.0001	0.0000	0.1768	1098.8	0.524	0

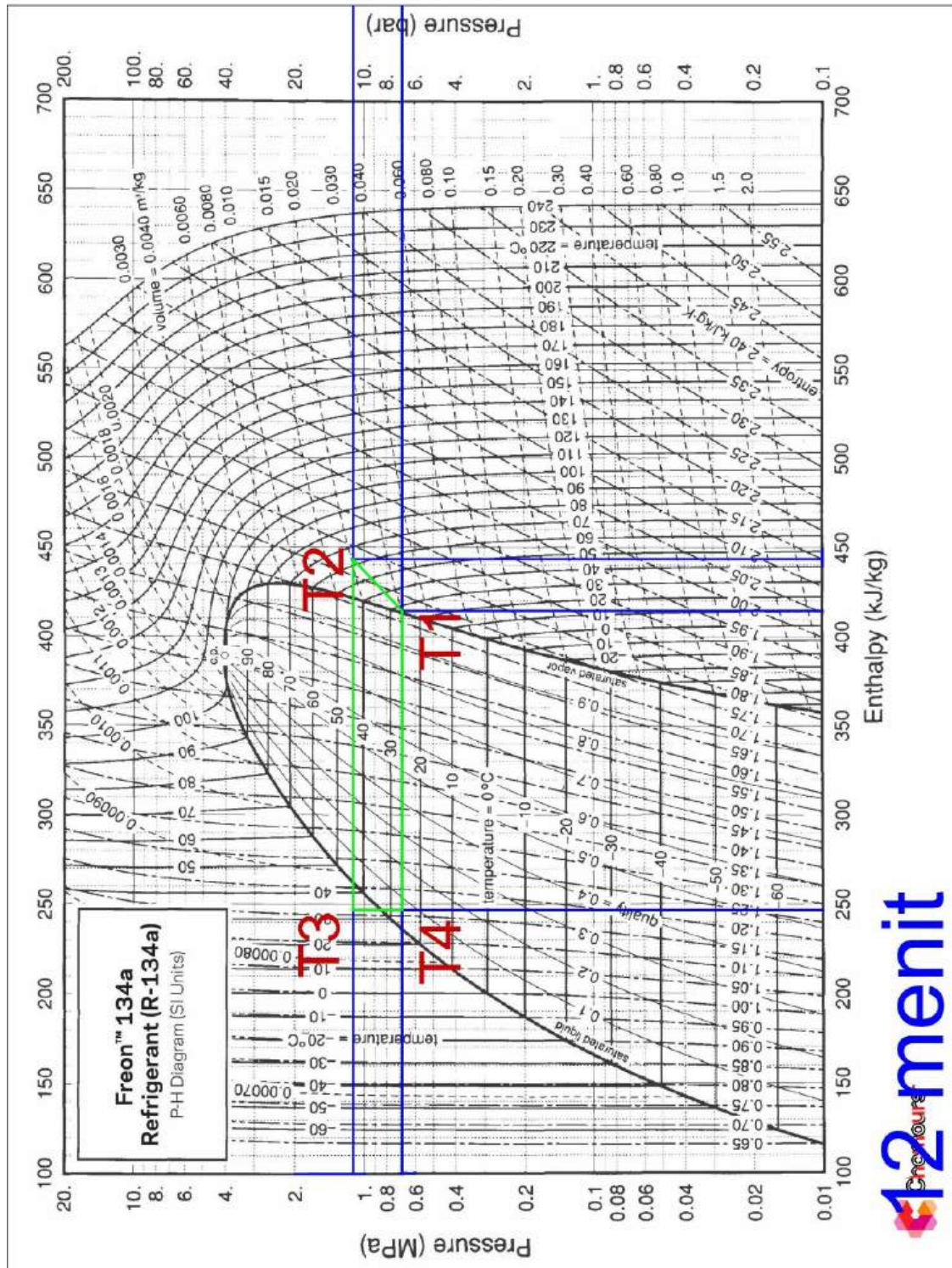
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 10 Diagram p-h menit 6



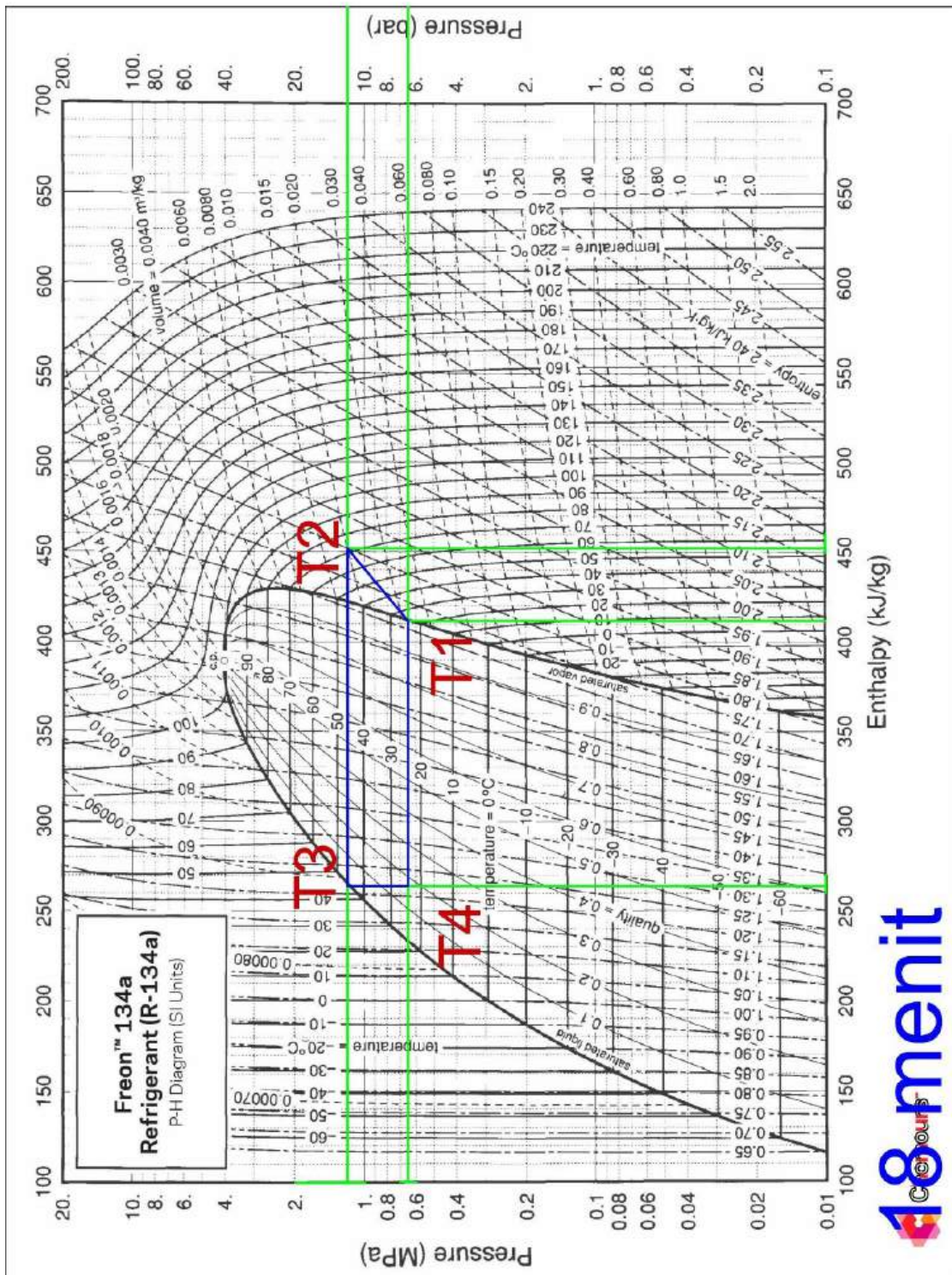
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 11 Diagram p-h menit 12



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

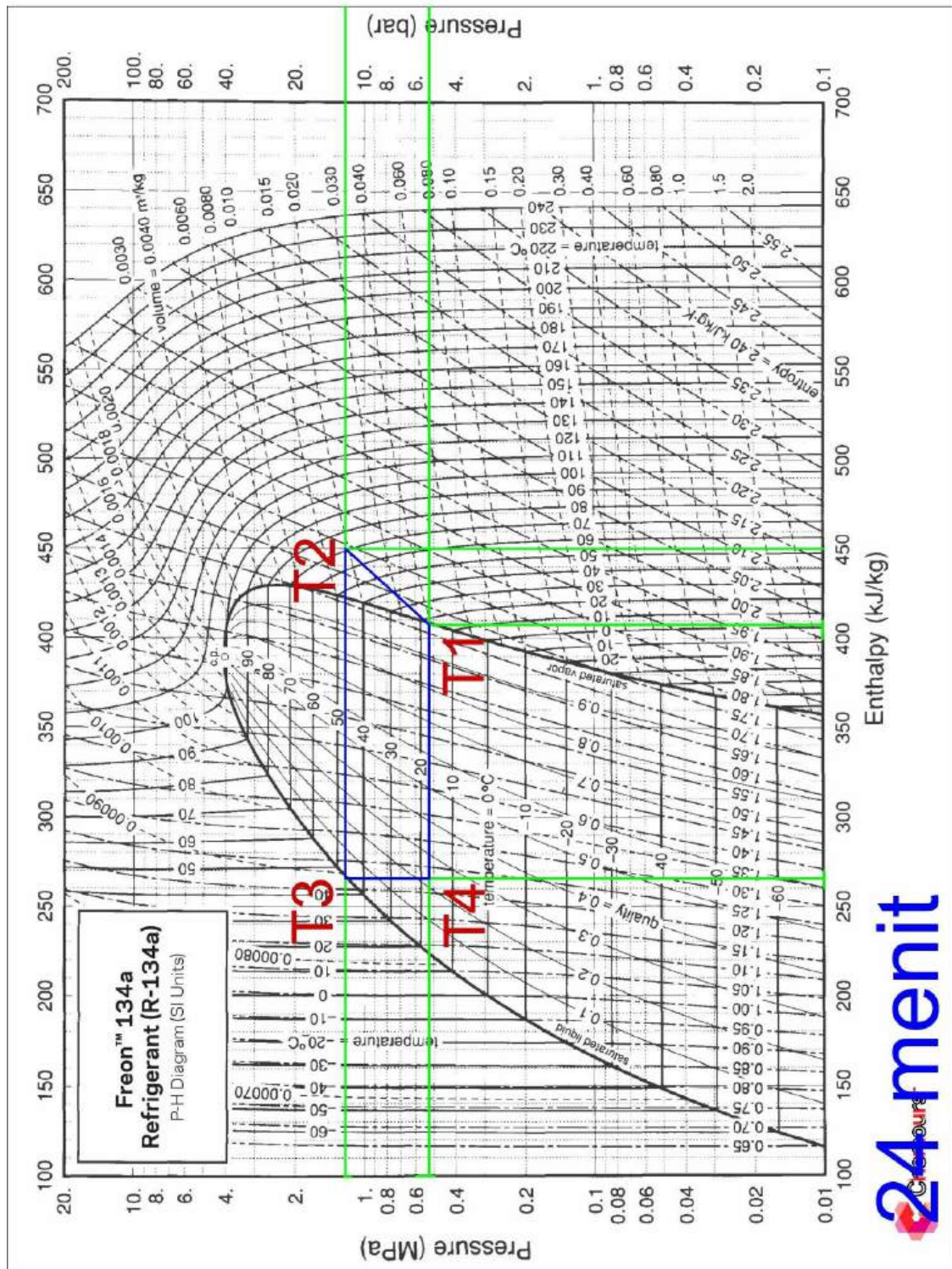
Lampiran 12 Diagram p-h menit 18



18menit

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

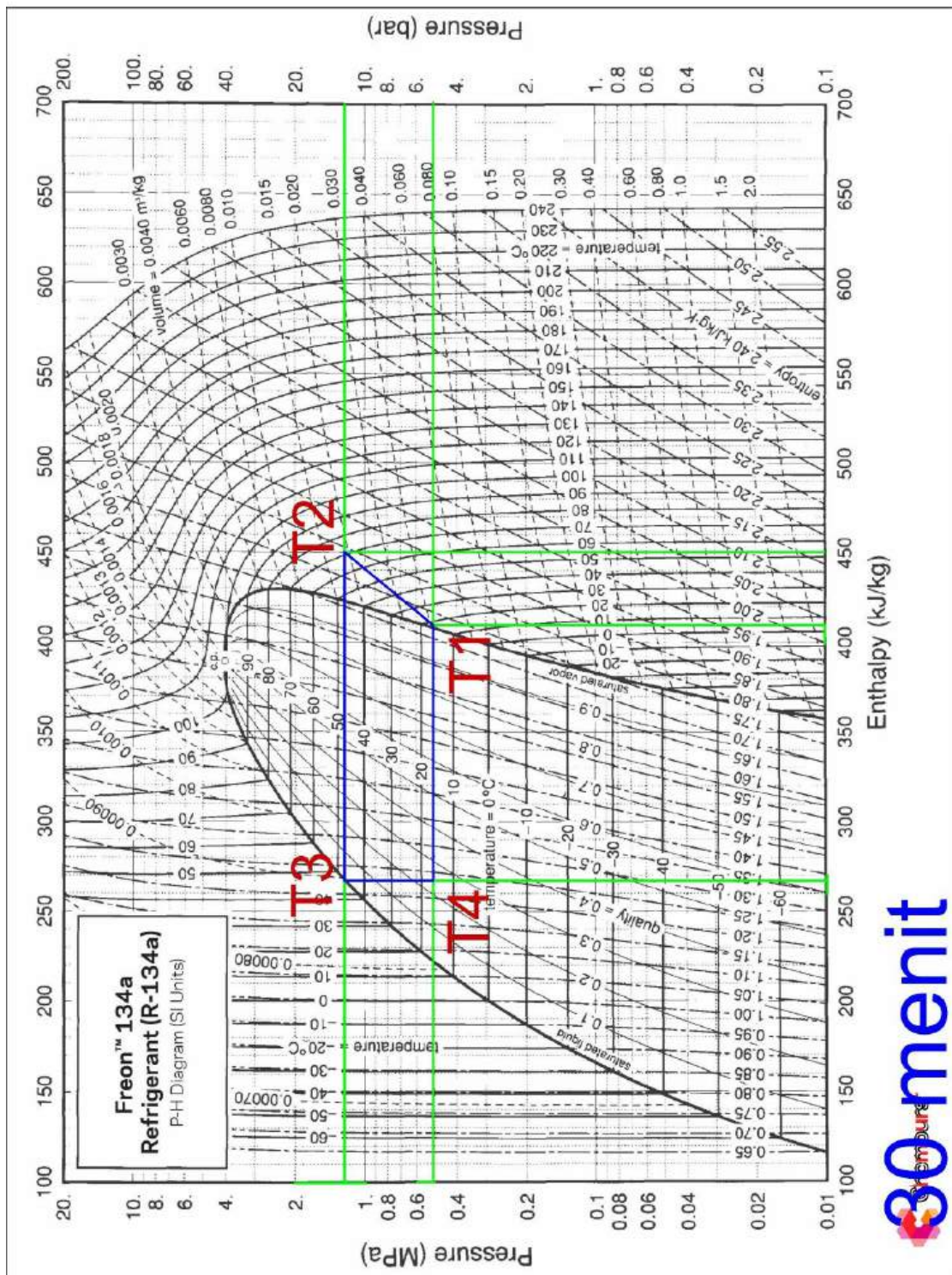
Lampiran 13 Diagram p-h menit 24



24menit

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 14 Diagram p-h menit 30



30 menit

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 15 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 36,8 °C dan tekanan 7,2 bar menggunakan *peace software*

Property	Value	Unit
Medium :	Tetrafluorethane	
state of aggregation :	gas	
Pressure :	7.2	[bar]
Temperature :	36.8	[Celsius]
Density :	33.32433081474	[kg / m ³]
Specific Enthalpy :	425.8163975424	[kJ / kg]
Specific Entropy :	1.75807377345	[kJ / kg K]
Specific isobar heat capacity : cp	1.0180651806835	[kJ / kg K]
Specific isochor heat capacity : cv	0.84088868239167	[kJ / kg K]
Isobar coefficient of thermal expansion :	5.5563337735401	[10 ⁻³ (1 / K)]
Heat conductance	15.591622413426	[10 ⁻³ (W / m * K)]
Dynamic viscosity :	12.740459186446	[10 ⁻⁶ (Pa s)]
Kinematic viscosity :	0.44050221033598	[10 ⁻⁶ m ² / s]
Thermal diffusivity :	5.4156506122222	[10 ⁻⁷ m ² / s]
Prandtl-Number :	0.83374033001273	
Coefficient of compressibility Z :	0.81346955165177	
speed of sound :	149.5083238202	[m / s]

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 16 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 51,8 °C dan tekanan 10,7 bar menggunakan *peace software*

Property	Value	Unit
Medium :	Tetrafluorethane	
state of aggregation :	gas	
Pressure :	10.7	[bar]
Temperature :	51.8	[Celsius]
Density :	48.951765487079	[kg / m ³]
Specific Enthalpy :	433.35479267575	[kJ / kg]
Specific Entropy :	1.7518848492639	[kJ / kg K]
Specific isobar heat capacity : cp	1.0905750849552	[kJ / kg K]
Specific isochor heat capacity : cv	0.87791529160375	[kJ / kg K]
Isobar coefficient of thermal expansion :	6.1095281715779	[10 ⁻³ (1 / K)]
Heat conductance	17.077166245716	[10 ⁻³ (W / m * K)]
Dynamic viscosity :	13.421794994824	[10 ⁻⁶ (Pa s)]
Kinematic viscosity :	0.28024635028844	[10 ⁻⁶ m ² / s]
Thermal diffusivity :	3.2771221441242	[10 ⁻⁷ m ² / s]
Prandtl-Number :	0.85640502193711	
Coefficient of compressibility Z :	0.82182491438524	
speed of sound :	146.92253770087	[m / s]

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 17 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 32 °C dan tekanan 10,7 bar menggunakan *peace software*

Property	Value	Unit
Medium :	Tetrafluorethane	
state of aggregation :	fluid	
Pressure :	10.7	[bar]
Temperature :	32	[Celsius]
Density :	1180.988162941	[kg / m ³]
Specific Enthalpy :	244.63602327728	[kJ / kg]
Specific Entropy :	1.1521597672272	[kJ / kg K]
Specific isobar heat capacity : cp	1.4530877672272	[kJ / kg K]
Specific isochor heat capacity : cv	0.92160557672272	[kJ / kg K]
Isobar coefficient of thermal expansion :	3.4812423277283	[10 ⁻³ (1 / K)]
Heat conductance	79.574646554566	[10 ⁻³ (W / m * K)]
Dynamic viscosity :	181.20352588197	[10 ⁻⁶ (Pa s)]
Kinematic viscosity :	0.13058694625783	[10 ⁻⁶ m ² / s]
Thermal diffusivity :	0.97538436465546	[10 ⁻⁷ m ² / s]
Prandtl-Number :	3.3078823277283	
Coefficient of compressibility Z :	0.17641005889592	
speed of sound :	474.63998305308	[m / s]

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 18 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 33,5 °C dan tekanan 6,9 bar menggunakan *peace software*

Property	Value	Unit
Medium :	Tetrafluorethane	
state of aggregation :	gas	
Pressure :	6.9	[bar]
Temperature :	33.5	[Celsius]
Density :	31.545941699154	[kg / m ³]
Specific Enthalpy :	425.56819171145	[kJ / kg]
Specific Entropy :	1.7588829974584	[kJ / kg K]
Specific isobar heat capacity : cp	0.99868920759105	[kJ / kg K]
Specific isochor heat capacity : cv	0.83310399254789	[kJ / kg K]
Isobar coefficient of thermal expansion :	5.3383167760256	[10 ⁻³ (1 / K)]
Heat conductance	15.437299546281	[10 ⁻³ (W / m * K)]
Dynamic viscosity :	12.676741896677	[10 ⁻⁶ (Pa s)]
Kinematic viscosity :	0.45270970137064	[10 ⁻⁶ m ² / s]
Thermal diffusivity :	5.5874149234296	[10 ⁻⁷ m ² / s]
Prandtl-Number :	0.8240830505195	
Coefficient of compressibility Z :	0.78261434132094	
speed of sound :	150.13843170164	[m / s]

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 19 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 66,3 °C dan tekanan 11,8 bar menggunakan *peace software*

Property	Value	Unit
Medium :	Tetrafluorethane	
state of aggregation :	gas	
Pressure :	11.8	[bar]
Temperature :	66.3	[Celsius]
Density :	52.134216	[kg / m ³]
Specific Enthalpy :	444.80588	[kJ / kg]
Specific Entropy :	1.780784	[kJ / kg K]
Specific isobar heat capacity : cp	1.1017648	[kJ / kg K]
Specific isochor heat capacity : cv	0.89223504	[kJ / kg K]
Isobar coefficient of thermal expansion :	5.819968	[10 ⁻³ (1 / K)]
Heat conductance	18.067972	[10 ⁻³ (W / m * K)]
Dynamic viscosity :	13.950128	[10 ⁻⁶ (Pa s)]
Kinematic viscosity :	0.2837492	[10 ⁻⁶ m ² / s]
Thermal diffusivity :	3.383128	[10 ⁻⁷ m ² / s]
Prandtl-Number :	0.8502912	
Coefficient of compressibility Z :	0.8299156	
speed of sound :	150.44264	[m / s]

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 20 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 66,3 °C dan tekanan 11,8 bar menggunakan *peace software*

Property	Value	Unit
Medium :	Tetrafluorethane	
state of aggregation :	gas	
Pressure :	11.8	[bar]
Temperature :	66.3	[Celsius]
Density :	52.134216	[kg / m ³]
Specific Enthalpy :	444.80588	[kJ / kg]
Specific Entropy :	1.780784	[kJ / kg K]
Specific isobar heat capacity : cp	1.1017648	[kJ / kg K]
Specific isochor heat capacity : cv	0.89223504	[kJ / kg K]
Isobar coefficient of thermal expansion :	5.819968	[10 ⁻³ (1 / K)]
Heat conductance	18.067972	[10 ⁻³ (W / m * K)]
Dynamic viscosity :	13.950128	[10 ⁻⁶ (Pa s)]
Kinematic viscosity :	0.2837492	[10 ⁻⁶ m ² / s]
Thermal diffusivity :	3.383128	[10 ⁻⁷ m ² / s]
Prandtl-Number :	0.8502912	
Coefficient of compressibility Z :	0.8299156	
speed of sound :	150.44264	[m / s]

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 21 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 30 °C dan tekanan 6,5 bar menggunakan *peace software*

Property	Value	Unit
Medium :	Tetrafluorethane	
state of aggregation :	gas	
Pressure :	6.5	[bar]
Temperature :	30	[Celsius]
Density :	30.868837897853	[kg / m ³]
Specific Enthalpy :	417.64707623982	[kJ / kg]
Specific Entropy :	1.7371324944486	[kJ / kg K]
Specific isobar heat capacity : cp	1.0135746854182	[kJ / kg K]
Specific isochor heat capacity : cv	0.83254803849001	[kJ / kg K]
Isobar coefficient of thermal expansion :	5.8015396002961	[10 ⁻³ (1 / K)]
Heat conductance	14.796469282013	[10 ⁻³ (W / m * K)]
Dynamic viscosity :	12.335514433753	[10 ⁻⁶ (Pa s)]
Kinematic viscosity :	0.42519911176906	[10 ⁻⁶ m ² / s]
Thermal diffusivity :	5.0979126572909	[10 ⁻⁷ m ² / s]
Prandtl-Number :	0.84474611398964	
Coefficient of compressibility Z :	0.897	
speed of sound :	147.159215396	[m / s]

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 22 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 46,3 °C dan tekanan 12,5 bar menggunakan *peace software*

Property	Value	Unit
Medium :	Tetrafluorethane	
state of aggregation :	fluid	
Pressure :	12.5	[bar]
Temperature :	46.3	[Celsius]
Density :	1120.6814697494	[kg / m ³]
Specific Enthalpy :	265.76292424992	[kJ / kg]
Specific Entropy :	1.2194807575008	[kJ / kg K]
Specific isobar heat capacity : cp	1.5332457575008	[kJ / kg K]
Specific isochor heat capacity : cv	0.94302057575008	[kJ / kg K]
Isobar coefficient of thermal expansion :	4.2305924249918	[10 ⁻³ (1 / K)]
Heat conductance	72.871498499835	[10 ⁻³ (W / m * K)]
Dynamic viscosity :	149.76193949885	[10 ⁻⁶ (Pa s)]
Kinematic viscosity :	0.026182565117046	[10 ⁻⁶ m ² / s]
Thermal diffusivity :	0.42354424249918	[10 ⁻⁷ m ² / s]
Prandtl-Number :	3.1595924249918	
Coefficient of compressibility Z :	0.042815	
speed of sound :	396.76445458292	[m / s]

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 23 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 25,3 °C dan tekanan 5,3 bar menggunakan *peace software*

Property	Value	Unit
Medium :	Tetrafluorethane	
state of aggregation :	gas	
Pressure :	5.3	[bar]
Temperature :	25.3	[Celsius]
Density :	24.980817766265	[kg / m ³]
Specific Enthalpy :	408.00765180723	[kJ / kg]
Specific Entropy :	1.7205625672289	[kJ / kg K]
Specific isobar heat capacity : cp	0.98127166024096	[kJ / kg K]
Specific isochor heat capacity : cv	0.81253784571084	[kJ / kg K]
Isobar coefficient of thermal expansion :	5.1293784578313	[10 ⁻³ (1 / K)]
Heat conductance	17.327331655422	[10 ⁻³ (W / m * K)]
Dynamic viscosity :	20.833932163855	[10 ⁻⁶ (Pa s)]
Kinematic viscosity :	0.50326810168675	[10 ⁻⁶ m ² / s]
Thermal diffusivity :	6.0926010253012	[10 ⁻⁷ m ² / s]
Prandtl-Number :	0.93512439831325	
Coefficient of compressibility Z :	0.8507087508374	
speed of sound :	166.67658016867	[m / s]

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 24 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 72,9 °C dan tekanan 12,8 bar menggunakan *peace software*

Property	Value	Unit
Medium :	Tetrafluorethane	
state of aggregation :	gas	
Pressure :	12.8	[bar]
Temperature :	72.9	[Celsius]
Density :	55.418052	[kg / m ³]
Specific Enthalpy :	450.37864	[kJ / kg]
Specific Entropy :	1.7913796	[kJ / kg K]
Specific isobar heat capacity : cp	1.108246	[kJ / kg K]
Specific isochor heat capacity : cv	0.90082592	[kJ / kg K]
Isobar coefficient of thermal expansion :	5.67668	[10 ⁻³ (1 / K)]
Heat conductance	18.60454	[10 ⁻³ (W / m * K)]
Dynamic viscosity :	14.23718	[10 ⁻⁶ (Pa s)]
Kinematic viscosity :	0.2724756	[10 ⁻⁶ m ² / s]
Thermal diffusivity :	3.251056	[10 ⁻⁷ m ² / s]
Prandtl-Number :	0.8478596	
Coefficient of compressibility Z :	0.8289388	
speed of sound :	151.64208	[m / s]

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 25 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 45,6 °C dan tekanan 12,8 bar menggunakan *peace software*

Property	Value	Unit
Medium :	Tetrafluorethane	
state of aggregation :	fluid	
Pressure :	12.8	[bar]
Temperature :	45.6	[Celsius]
Density :	1123.9132083877	[kg / m ³]
Specific Enthalpy :	264.72810405539	[kJ / kg]
Specific Entropy :	1.2161205594461	[kJ / kg K]
Specific isobar heat capacity : cp	1.5288245594461	[kJ / kg K]
Specific isochor heat capacity : cv	0.94193301594461	[kJ / kg K]
Isobar coefficient of thermal expansion :	4.1887144055391	[10 ⁻³ (1 / K)]
Heat conductance	73.237440110781	[10 ⁻³ (W / m * K)]
Dynamic viscosity :	151.48801677547	[10 ⁻⁶ (Pa s)]
Kinematic viscosity :	0.044233041345203	[10 ⁻⁶ m ² / s]
Thermal diffusivity :	0.42588584055391	[10 ⁻⁷ m ² / s]
Prandtl-Number :	3.1673384055391	
Coefficient of compressibility Z :	0.0438336	
speed of sound :	402.44292027695	[m / s]

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 26 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 22,1 °C dan tekanan 5,1 bar menggunakan *peace software*

Property	Value	Unit
Medium :	Tetrafluorethane	
state of aggregation :	gas	
Pressure :	5.1	[bar]
Temperature :	22.1	[Celsius]
Density :	24.129403583133	[kg / m ³]
Specific Enthalpy :	410.24644457831	[kJ / kg]
Specific Entropy :	1.7289890183133	[kJ / kg K]
Specific isobar heat capacity : cp	0.96915621927711	[kJ / kg K]
Specific isochor heat capacity : cv	0.80767865886747	[kJ / kg K]
Isobar coefficient of thermal expansion :	5.291472626506	[10 ⁻³ (1 / K)]
Heat conductance	15.229296633735	[10 ⁻³ (W / m * K)]
Dynamic viscosity :	15.514609908434	[10 ⁻⁶ (Pa s)]
Kinematic viscosity :	0.50333465493976	[10 ⁻⁶ m ² / s]
Thermal diffusivity :	6.0764303240964	[10 ⁻⁷ m ² / s]
Prandtl-Number :	0.87172284506024	
Coefficient of compressibility Z :	0.86972719350683	
speed of sound :	155.56109549398	[m / s]

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 27 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 73,3 °C dan tekanan 13 bar menggunakan *peace software*

Property	Value	Unit
Medium :	Tetrafluorethane	
state of aggregation :	gas	
Pressure :	13	[bar]
Temperature :	73.3	[Celsius]
Density :	56.34204	[kg / m ³]
Specific Enthalpy :	450.4898	[kJ / kg]
Specific Entropy :	1.790562	[kJ / kg K]
Specific isobar heat capacity : cp	1.11208	[kJ / kg K]
Specific isochor heat capacity : cv	0.9023344	[kJ / kg K]
Isobar coefficient of thermal expansion :	5.7191	[10 ⁻³ (1 / K)]
Heat conductance	18.6616	[10 ⁻³ (W / m * K)]
Dynamic viscosity :	14.2622	[10 ⁻⁶ (Pa s)]
Kinematic viscosity :	0.268062	[10 ⁻⁶ m ² / s]
Thermal diffusivity :	3.19092	[10 ⁻⁷ m ² / s]
Prandtl-Number :	0.849672	
Coefficient of compressibility Z :	0.826726	
speed of sound :	151.4026	[m / s]

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Lampiran 28 Tabel perhitungan sifat termodinamika R134a pada suhu 47,2 °C dan tekanan 13 bar menggunakan *peace software*

Property	Value	Unit
Medium :	Tetrafluorethane	
state of aggregation :	fluid	
Pressure :	13	[bar]
Temperature :	47.2	[Celsius]
Density :	1116.7606517639	[kg / m ³]
Specific Enthalpy :	267.13529310913	[kJ / kg]
Specific Entropy :	1.2237190689087	[kJ / kg K]
Specific isobar heat capacity : cp	1.5391590689087	[kJ / kg K]
Specific isochor heat capacity : cv	0.94443110689087	[kJ / kg K]
Isobar coefficient of thermal expansion :	4.2888093109133	[10 ⁻³ (1 / K)]
Heat conductance	72.476826218266	[10 ⁻³ (W / m * K)]
Dynamic viscosity :	148.10930352786	[10 ⁻⁶ (Pa s)]
Kinematic viscosity :	0.041939785031322	[10 ⁻⁶ m ² / s]
Thermal diffusivity :	0.42120893109133	[10 ⁻⁷ m ² / s]
Prandtl-Number :	3.1532893109133	
Coefficient of compressibility Z :	0.044632	
speed of sound :	394.56713221233	[m / s]

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS



Annas Hafidzul Azis, lahir di Ponorogo pada tanggal 24 September 2003. Anak Pertama dari dua bersaudara dari Bapak Muh Ali dan Ibu Sri Yanti. Pendidikan formal yang ditempuh oleh penulis dimulai dari SDN 1 Ketoro, Sawoo, dan lulus pada tahun 2016. Kemudian melanjutkan ke jenjang berikutnya di SMPN 1 Mlarak dan lulus pada tahun 2019. Setelah itu penulis melanjutkan pendidikan di SMKN 1 Jenangan, dan lulus pada tahun 2022. Setelah menyelesaikan pendidikan menengah keatas, penulis melanjutkan pendidikan tinggi di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya (PPNS), Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal. Selama menempuh pendidikan di PPNS, penulis aktif dalam kegiatan organisasi kemahasiswaan. Adapun organisasi yang pernah diikuti sebagai Pengurus *Supporter Marine Engineering*. Penulis juga memiliki pengalaman On The Job Training di PT. Duta Bahari Menara Line dengan semangat belajar yang tinggi dan keinginan kuat untuk terus belajar dibidang Teknik Permesinan Kapal, penulis telah berhasil menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “Rancang Bangun Sistem Refrigerasi Untuk *Pre Cooling* Air Baku Untuk Pembuatan Es Balok”. Penulis berharap Tugas Akhir ini dapat memberikan manfaat bagi pembaca, khususnya di bidang *renewble energy* dan permesinan kapal. Dengan penuh rasa syukur atas terselesaikannya Tugas Akhir ini, penulis sangat terbuka terhadap segala bentuk kritik dan saran yang membangun demi perbaikan di masa mendatang, dan memberikan manfaat yang baik. Untuk kritik dan saran dari Tugas Akhir ini dapat disampaikan melalui email: annashafidz24@gmail.com.