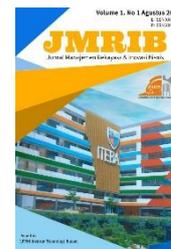




Tersedia secara online di <https://journal.iteba.ac.id/index.php/jmrib>

**JMRIB**

Jurnal Manajemen Rekayasa dan Inovasi Bisnis



## PERANCANGAN LEMARI PENDINGIN BERBAHAN INSULASI MUSICOOL-22

Adi Nugroho<sup>\*1</sup>, Zefri Azharman<sup>2</sup>, Delia Meldra<sup>3</sup>, Yuyun Triana<sup>4</sup>

<sup>1</sup>[adinugroho@uvers.ac.id](mailto:adinugroho@uvers.ac.id);

<sup>2</sup>[zefri@uvers.ac.id](mailto:zefri@uvers.ac.id);

<sup>3</sup>[dmeldra@gmail.com](mailto:dmeldra@gmail.com)

<sup>4</sup>[yuyun triana@gmail.com](mailto:yuyun triana@gmail.com)

<sup>1,2</sup>Program Studi Teknik Industri, Universitas Universal, Batam, Indonesia

<sup>3</sup>Program Studi Teknik Industri, Universitas Ibnu Sina, Batam, Indonesia

<sup>4</sup>Program Studi Teknik Industri, Universitas Putera Batam, Batam, Indonesia

### Informasi Artikel

Riwayat Artikel :

Received : 27 – Desember – 2024

Revised : 19 – Desember – 2024

Accepted : 19 – Desember – 2024

Kata kunci :

Cooling box; COP; Musicool-22; Pressure

Untuk melakukan sitasi pada penelitian ini dengan format : Nama, P., (tahun). Judul Penelitian. JMRIB : Jurnal Manajemen Rekayasa dan Inovasi Bisnis ITEBA, volume x (n), Halaman awal – Halaman akhir.

### Abstract

The purpose of this research is to modify the design of a cooling product and combine it with a new, environmentally friendly insulation that does not harm the ozone layer. In this study, data collection techniques include a literature review from various books and journals. The cooling box in this design uses hydrocarbon refrigerant, namely musicool-22, with polyurethane insulation of 1.75 m thickness and a capacity of 95 kg, resulting in a cooling load of 8768.951 W. A 3HP compressor is used, generating a refrigeration impact of 370 kJ/kg, a refrigerant flow rate of 0.018 kg/s, compressor power of 1080 watts, COP of 6.24, and an estimated cooling time of approximately 1.108 hours.

### Abstrak

Tujuan dari penelitian ini adalah memodifikasi desain produk pendingin dan mengkombinasikannya dengan insulasi baru, yang lebih ramah lingkungan dengan tidak merusak lapisan ozon. Dalam penelitian ini digunakan teknik pengumpulan data berupa studi literatur dari beberapa buku dan jurnal. Cooling box dalam perancangan ini menggunakan refrigeran hidrokarbon yaitu musicool-22 dengan menggunakan isolator polyurethane dengan ketebalan 1,75 m berkapasitas sebesar 95 kg menghasilkan beban pendinginan 8768,951 W digunakan kompresor berdaya 3PK yang dapat menghasilkan dampak refrigerasi sebesar 370 kJ/kg, Laju alir refrigeran sebesar 0,018 kg/det, daya yang dibutuhkan kompresor sebesar 1080 watt, COP sebesar 6,24 dan estimasi lama pendinginan ± 1,108 jam.

## 1. Pendahuluan

Dalam konteks global saat ini, ada urgensi yang semakin meningkat untuk merancang dan mengembangkan lemari pendingin yang lebih efisien dan berkelanjutan [1]. Penggunaan energi dalam industri pendinginan dan perangkat rumah tangga telah menjadi salah satu penyumbang utama terhadap konsumsi energi global dan emisi gas rumah kaca [2][3]. Oleh

karena itu, ada tuntutan mendesak untuk mengurangi konsumsi energi dan dampak lingkungan negatif yang terkait dengan penggunaan lemari pendingin.

Penelitian dalam penggunaan refrigeran ramah lingkungan seperti Musicool-22 juga semakin mendesak. Dalam beberapa tahun terakhir, ada perubahan signifikan dalam regulasi internasional yang melarang penggunaan refrigeran yang merusak lapisan ozon [4]. Oleh karena itu, penggunaan refrigeran yang tidak hanya aman bagi lapisan ozon tetapi juga memiliki dampak pemanasan global yang rendah adalah suatu keharusan [5]. Penelitian ini mencoba menjawab panggilan untuk penggunaan refrigeran yang lebih berkelanjutan dalam lemari pendingin.

Terkait dengan pengembangan saat ini, teknologi isolasi terus berkembang. Material isolasi baru yang lebih efisien dalam mempertahankan suhu rendah dalam *Air conditioning* (AC) sedang diteliti dan dikembangkan [6], tetapi masih sedikit meliti terhadap lemari pendingin (kulkas). Oleh karena itu, penelitian ini memanfaatkan perkembangan teknologi isolasi terbaru sebagai salah satu aspek penting dalam perancangan lemari pendingin yang lebih efisien.

Selain itu, ada beberapa bidang yang belum sepenuhnya dieksplorasi dalam penelitian sebelumnya. Salah satunya adalah mengintegrasikan insulasi dengan penggunaan refrigeran ramah lingkungan seperti Musicool-22 dalam lemari pendingin. Pendekatan ini belum banyak dijelajahi dalam literatur ilmiah, dan penelitian ini akan menjadi kontribusi penting untuk mengisi celah pengetahuan ini.

Dengan memadukan efisiensi energi, penggunaan refrigeran yang ramah lingkungan, dan pengembangan teknologi isolasi terbaru dalam penelitian ini, diharapkan pembahasan dalam penelitian ini dapat menciptakan lemari pendingin yang tidak hanya efisien dan berkelanjutan, tetapi juga inovatif dalam pendekatannya. Penelitian ini diharapkan akan menjadi landasan untuk pengembangan produk-produk lemari pendingin yang lebih baik dan lebih ramah lingkungan di masa depan.

## **2. Metode Penelitian**

Penelitian ini mengadopsi pendekatan deskriptif kuantitatif untuk mengungkapkan dan menganalisis masalah yang relevan. Pendekatan deskriptif digunakan untuk mengidentifikasi dan menggambarkan fenomena aktual yang berkaitan dengan permasalahan penelitian. Data yang diperlukan untuk penelitian ini diperoleh melalui studi literatur yang mencakup sumber-sumber teoritis yang relevan dengan penelitian ini.

Selanjutnya, pendekatan kuantitatif digunakan untuk mengolah data dan menyusun kesimpulan dengan memanfaatkan pengukuran dan perhitungan. Dalam kerangka penelitian ini, pendekatan deskriptif kuantitatif digunakan untuk menganalisis dan menginterpretasikan hasil perhitungan teoritis yang diperoleh melalui perhitungan matematis. Hasil perhitungan ini nantinya akan diwujudkan dalam bentuk desain atau gambar sebagai representasi visual dari solusi yang ditemukan.

Penelitian ini akan memfokuskan analisis pada beberapa aspek kunci, termasuk penentuan bahan penyekat optimal (isolator), pengukuran beban pendingin (Q), perencanaan evaporator, perencanaan kondensor, perencanaan pipa kapiler, dan estimasi perpindahan panas yang terjadi dalam rancangan lemari pendingin dengan insulasi Musicool-22. Semua analisis ini akan dilakukan melalui perhitungan teoritis yang mendalam. Dengan pendekatan ini, penelitian diharapkan dapat memberikan pemahaman yang lebih mendalam tentang performa lemari pendingin yang dimodifikasi, dengan berfokus pada aspek kuantitatif yang relevan.

### 3. Hasil dan Pembahasan

#### 3.1. Model Rancangan Lemari Pendingin

Dalam penelitian ini, dirancang sebuah lemari pendingin dengan ukuran yang telah ditentukan sebagai berikut:

Panjang= 0.95 m

Lebar = 0.62m

Tinggi = 0.53 m

Kapasitas= 0.312 m<sup>3</sup>

Berdasarkan ukuran tersebut maka diperoleh model rancangan sebagai berikut:

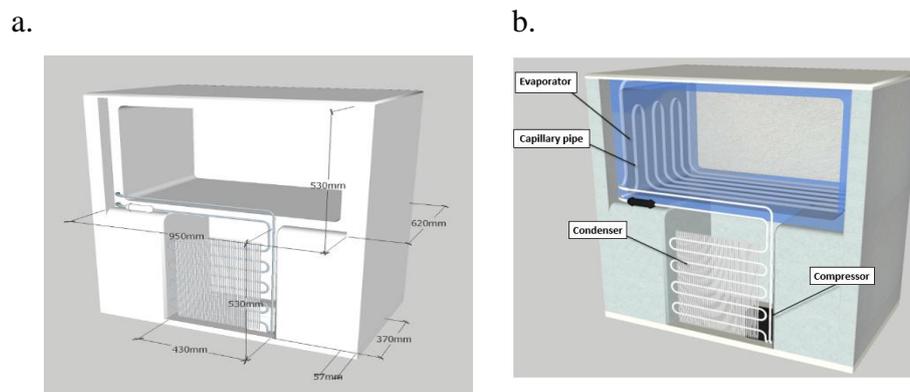


Fig. 1. Rancangan lemari pendingin dengan ukurannya (a) dan posisi alat pada lemari pendingin (b)

Lemari pendingin ini didesain untuk menyimpan dan menjaga suhu produk dalam ruang penyimpanan tersebut. Untuk mencapai tujuan ini, terdapat beberapa komponen kunci yang terintegrasi dalam rancangan lemari pendingin, yaitu:

1. Isolator

Isolator adalah komponen yang berfungsi untuk mengisolasi lemari pendingin dari suhu lingkungan eksternal. Ini adalah bagian penting dalam menjaga suhu internal agar tetap rendah dan stabil. Isolator yang digunakan dalam penelitian ini adalah isolator Musicool-22, yang dipilih karena sifatnya yang ramah lingkungan dan tidak merusak lapisan ozon.

2. Kondensor

Kondensor adalah komponen yang berperan dalam menyerap panas yang dihasilkan oleh sistem pendingin dan mengeluarkannya ke lingkungan luar. Kondensor yang efisien diperlukan untuk memungkinkan suhu dalam lemari pendingin tetap rendah.

3. Evaporator

Evaporator adalah tempat di mana pendingin menguap dan menyerap panas dari produk yang disimpan dalam lemari pendingin. Desain evaporator yang tepat penting untuk memastikan efisiensi proses pendinginan.

4. Pipa Kapiler

Pipa kapiler adalah bagian dari sistem perpindahan panas yang mengatur aliran pendingin dalam siklus pendinginan. Perencanaan pipa kapiler yang tepat dapat memengaruhi efisiensi keseluruhan sistem pendinginan.

5. Kompresor

Kompresor adalah komponen yang memampatkan refrigeran dan mendorongnya melalui siklus pendinginan. Efisiensi kompresor berdampak pada konsumsi listrik dan performa keseluruhan lemari pendingin.

### **3.2. Analisis Penentuan Isolator**

Untuk menentukan bahan isolator yang paling sesuai dalam perancangan lemari pendingin, perlu mempertimbangkan hambatan termal yang dihasilkan oleh masing-masing bahan isolator per satuan luas permukaannya. Hambatan termal ini akan memengaruhi kemampuan isolator untuk mengisolasi lemari pendingin dari suhu lingkungan luar. Oleh karena itu, penentuan bahan isolator yang tepat sangat penting dalam mencapai tujuan penelitian ini.

Tabel 1 menggambarkan daftar hambatan termal per satuan luas (dalam satuan meter persegi per kelvin per watt) dari berbagai bahan isolator yang dapat digunakan dalam perancangan lemari pendingin. Data dalam tabel ini merujuk pada penelitian sebelumnya (Stoecker & Jones, 1983) dan menyajikan hambatan termal dari beberapa bahan yang biasanya digunakan dalam industri pendinginan.

Tabel 1. Hambatan termal per satu satuan luas [7]

SN	Bahan Penyekat	m <sup>2</sup> .K/W
1	Serat mineral	1,94
2	polyurethane	43,8
3	Serat gelas	27,7
4	Selulose	25,6
5	Serat mineral tak padat	3,35

$$Q = A \times U \times \Delta t \tag{1}$$

$$U = \frac{1}{A \times R_{total}} \tag{2}$$

Dimana :

Q = Kalor yang hilang (W)

A = Luas permukaan (m<sup>2</sup>)

U = Koefisien perpindahan kalor total (W/m<sup>2</sup>.K)

Δt = Beda suhu luar dan dalam (K)

R<sub>total</sub> = Hambatan termal total (K/W)

Hasil perhitungan dilakukan dengan menghitung koefisien perpindahan kalor total (U) untuk setiap bahan isolator menggunakan persamaan kedua (Eq. 2) [8], dimana U merupakan reciprok dari total hambatan termal (R<sub>total</sub>). Maka transmisi termal untuk *polyurethane* adalah

$$U = \frac{1}{A \times R_{total}}$$

$$U = \frac{1}{43,8 \text{ m}^2 \cdot \frac{\text{K}}{\text{W}}}$$

$$U = 0,022 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Berdasarkan hasil perhitungan  $U$  untuk polyurethane, yang digunakan dalam penelitian ini, adalah sekitar  $0,022 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ . Selanjutnya, kita perlu menentukan luas permukaan ( $A$ ) ruang pendingin. Dalam penelitian ini, luas permukaan ruang pendingin dihitung dengan mengalikan panjang dan lebar lemari pendingin, yaitu  $0,95 \text{ m} \times 0,62 \text{ m}$ , yang memberikan luas  $0,589 \text{ m}^2$  (Fig. 1). Dengan rincian sebagai berikut:

$$\begin{aligned} L &= P \times L \\ &= 0,95\text{m} \times 0,62\text{m} \\ &= 0,589 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Dengan nilai  $U$  dan luas ruangan yang telah dihitung, kita dapat menghitung kalor yang hilang ( $Q$ ) (Eq.1), dimana  $\Delta t$  adalah perbedaan suhu antara luar dan dalam ruang pendingin. Dalam perhitungan ini, kita menggunakan  $\Delta t$  sebesar  $31 \text{ K}$ , yang dapat menyebabkan  $Q$  sebesar  $0,401 \text{ W}$ .

$$\begin{aligned} Q &= A \times U \times \Delta t \\ &= 0,589 \text{ m}^2 \times 0,022 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot \text{K} \times 31\text{K} \\ &= 0,401 \text{ W} \end{aligned}$$

Hasil perhitungan tersebut kemudian digunakan untuk membandingkan beberapa bahan isolator lainnya, yang disajikan dalam Tabel 2.

Tabel 2. Nilai Perhitungan Beberapa Isolator

No	Bahan	Koefisien perpindahan kalor total ( $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ )	Kalor yang hilang ( $\text{W}$ )
1	Blanket dan batt (135-165 mm)	0.299	5,459
2	Serat mineral (75-90 mm)	0.515	9,403
3	Serat gelas	0.036	0,657
4	Selulose	0.039	0,712
5	Serat mineral tak padat	0.299	5,459
6	Polyurethane	0.0022	0,401

Berdasarkan data yang diperoleh, terlihat bahwa polyurethane memiliki kalor yang hilang yang paling rendah, yaitu 0,401 W, dibandingkan dengan bahan isolator lainnya. Oleh karena itu, polyurethane dianggap sebagai pilihan isolator yang paling efisien untuk digunakan dalam lemari pendingin ini. Sehingga, ketebalan yang dapat digunakan dapat ditentukan (Eq.3).

$$A = \frac{Q \times R_{total}}{\text{Tinggi ruang pendingin} \times \Delta_t} \quad (3)$$

$$A = \frac{0.401W \times 43.8 \text{ m}^2 \cdot \frac{K}{W}}{0,57 \text{ m} \times 31K}$$

$$A = \frac{17.563}{17.670} \text{ m}$$

$$A = 0.993 \text{ m}$$

Ketebalan isolator (polyurethane) yang diperlukan dalam rancangan lemari pendingin kemudian dihitung menggunakan persamaan (3) dengan mempertimbangkan Q, R\_total, tinggi ruang pendingin, dan  $\Delta t$ . Hasil perhitungan menunjukkan bahwa ketebalan yang diperlukan adalah sekitar 0.993 meter atau setara dengan 99.30 sentimeter.

### 3.3. Beban pendinginan

1) Perhitungan beban pendinginan dari luar

a. Rembesan panas melalui bagian samping

Untuk luas empat sisi samping perlu ditentukan terlebih dahulu (Eq.4).

$$A_d = \{(P \times T \times 2) + (L \times T \times 2)\} \quad (4)$$

$$A_d = \{(0,95 \times 0,53 \times 2) + (0,62 \times 0,57 \times 2)\}$$

$$A_d = \{1,007 + 0,706\}$$

$$A_d = 1,7138 \text{ m}^2$$

Sehingga, beban panas melalui samping ( $Q_d$ ) dengan suhu luar ( $t_0$ ) = 301,15 K dan suhu di dalam ruangan  $t_1 = 270,15K$  dapat dihitung dengan formula ke 5, yakni:

$$Q_d = \frac{\Delta t \times A_d}{R} \quad (5)$$

$$Q_d = \frac{31 \times 1,7138}{43.8}$$

$$Q_d = \frac{53.127}{43.8} \text{ W}$$

$$Q_d = 1.212 \text{ W}$$

Jadi, bebas panas melalui samping ( $Q_d$ ) adalah 1.212 W.

b. Rembesan panas melalui bagian atas

Untuk bagian atas ( $A_a$ ) dapat juga ditentukan dengan perhitungan (Eq.6).

$$\begin{aligned} A_a &= (P \times L) \\ &= (0.95 \times 0.62) \text{ m}^2 \\ &= 0.589 \text{ m}^2 \end{aligned} \tag{6}$$

Beban panas melalui atas ( $Q_a$ ) dengan suhu luar ( $t_0$ ) = 301,15K, dan suhu di dalam ruangan  $t_1 = 270,15\text{K}$  adalah

$$\begin{aligned} Q_a &= \frac{\Delta t \times A_a}{R} \\ Q_a &= \frac{31\text{K} \times 0.589\text{m}^2}{43.8 \text{ m}^2 \cdot \frac{\text{K}}{\text{W}}} \\ Q_a &= \frac{18.259}{43.8} \text{ W} \\ Q_a &= 0.416 \text{ W} \end{aligned}$$

Jadi, bebas panas melalui atas ( $Q_a$ ) adalah 0.416 W.

c. Rembesan panas melalui bagian bawah

Untuk Luas bagian bawah ( $A_b$ ) sama dengan bagian atas:

$$\begin{aligned} A_b &= (P \times L) \\ &= (0.95 \times 0,62) \text{ m}^2 \\ &= 0.589 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Beban panas melalui bawah ( $Q_b$ ) dengan suhu luar ( $t_0$ ) = 301,15K, dan suhu di dalam ruangan  $t_1 = 270,15\text{K}$  adalah

$$\begin{aligned} Q_b &= \frac{\Delta t \times A_a}{R} \\ Q_b &= \frac{31\text{K} \times 0.589\text{m}^2}{43.8 \text{ m}^2 \cdot \frac{\text{K}}{\text{W}}} \\ Q_b &= \frac{18.259}{43.8} \text{ W} \\ Q_b &= 0.416\text{W} \end{aligned}$$

Jadi, bebas panas melalui bawah ( $Q_b$ ) adalah 0.416 W. Sehingga, jumlah total beban pendingin dari luar adalah sebesar 2,044 watt.

2) Perhitungan beban pendinginan dari dalam

Panas dari produk yang didinginkan merupakan beban yang harus diperhitungkan. Bahan sumber makanan rata-rata memiliki panas spesifik sebesar 3,36 kJ/kg.K atau setara dengan 0,802 BTU/lb.F dan Kalor laten pembekuan bahan makanan sebesar 272.61 KJ/kg.°C atau setara dengan 65,110 BTU/lb.°F [9].

Untuk melakukan perhitungan beban produk dalam perancangan ini, maka data-data yang diperlukan adalah sebagai berikut.

a. Massa seluruh kapasitas makanan yang akan digunakan sebesar 95 kg atau setara 209,438 lb (1 kg = 2,20462)

Suhu awal sebesar 82,4<sup>0</sup>F, suhu kalor laten sebesar 32<sup>0</sup>F dan suhu akhir yang ingin dicapai 26.6 <sup>0</sup>F.

Besar kalor pendinginan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Q_1 &= m \times C \times \Delta t \\ &= 209,438 \text{ lb} \times 0,802 \text{ Btu/lb}^0\text{F} \times (82,4-32) ^0\text{F} \\ &= 8465,651 \text{ BTU} \times 0,29307 = 2481,028 \text{ W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_2 &= m \times L_F \\ &= 209,438 \text{ lb} \times 65,110 \text{ Btu/lb}^0\text{F} \\ &= 13636,508 \text{ BTU} \times 0,29307 = 3996,451 \text{ W} \end{aligned} \tag{7}$$

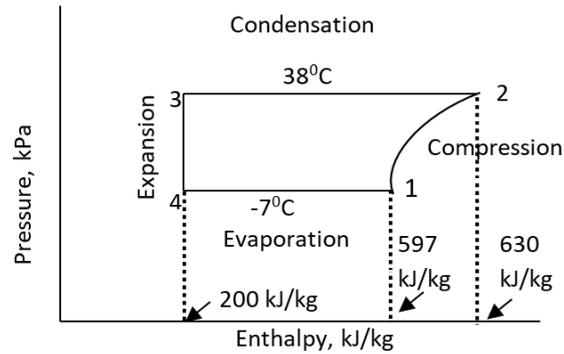
$$\begin{aligned} Q_3 &= m \times C \times \Delta t \\ &= 209,438 \text{ lb} \times 0,802 \text{ Btu/lb}^0\text{F} \times (32-26,6)^0\text{F} \\ &= 907,034 \text{ BTU} \times 0,29307 = 265,824 \text{ W} \end{aligned}$$

Sehingga total jumlah kalor transformasi pada proses pendinginan dapat dinyatakan dengan perhitungan  $Q_{\text{total}}$ .

$$\begin{aligned} Q_{\text{total}} &= Q_1 + Q_2 + Q_3 \\ &= 2481,028 \text{ W} + 3996,451 \text{ W} + 265,824 \text{ W} \\ &= 6743,303 \text{ W} \end{aligned}$$

Jadi, jumlah beban pendingin dari dalam sebesar 6743.303 W  $\approx$  6.74 kW.

Dengan demikian total beban pendingin dari luar dan dari dalam sebesar 2,044 W + 6743,303 W = 6745,347 W atau setara dengan 23015,798 BTU/hr dengan suhu penguapan sebesar -7<sup>0</sup>C dan suhu pengembunan sebesar 38<sup>0</sup>C maka nilai entalpi  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$  dan  $h_4$  dapat dilihat pada gambar 3.



Gambar 3. Diagram Tekanan - entalpi

Pada gambar diagram diatas pada proses 1-2 merupakan proses kompresi, mulai dari uap jenuh hingga tekanan pengembunan. Proses 2-3 merupakan penurunan panas lanjut (*desuperheating*) dan pengembunan dengan tekanan tetap, yang merupakan garis lurus mendatar pada diagram tekanan entalpi, pada proses ini terjadi pelepasan kalor bernilai -430 kJ/kg.

Proses 3-4 berlangsung proses ekspansi pada entalpi tetap, karenanya tegak lurus pada bagan. Lalu pada bagian 4-1 merupakan garis lurus mendatar dengan aliran refrigeran melalui evaporator dan dianggap bertekanan tetap, dalam proses ini terjadi proses penguapan dan terjadi pelepasan kalor [7]. Dari diagram tekanan entalpi di atas di peroleh :

a. Dampak refrigerasi

Nilai dampak refrigerasi :  $h_1 - h_4 = 570 \text{ kJ/kg} - 200 \text{ kJ/kg} = 370 \text{ kJ/kg}$

Pada proses 4-1 terjadi penguapan yang melepas kalor sebesar 370 kJ/kg

b. Laju alir refrigeran

$$\begin{aligned} \text{Laju alir} &= \frac{\text{kapasitas refrigerasi}}{\text{Dampak refrigerasi}} \\ &= \frac{6,745347 \text{ kW}}{370 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0,018 \text{ kg/det} \end{aligned} \tag{8}$$

Laju aliran refrigeran dalam proses sebesar 0,018 kg/det

c. Daya yang dibutuhkan kompresor

$$\begin{aligned} &\text{Daya yang dibutuhkan kompresor} \\ &= \text{Laju alir} \times (h_2 - h_1) \\ &= (0,018 \text{ kg/det}) \times (630 - 570 \text{ kJ/kg}) \\ &= 1,08 \text{ KW} = 1080 \text{ W} \end{aligned}$$

Pada proses kompresi ini, daya yang dibutuhkan kompresor per kilogram sebesar 1,08 kW

d. Koefisien prestasinya (COP)

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{\text{kapasitas refrigerasi}}{\text{Daya kompresi}} & (9) \\ &= \frac{6,745347 \text{ kW}}{1,08 \text{ kW}} = 6,24 \end{aligned}$$

Dengan nilai koefisien prestasi sebesar 6,24 semakin tinggi nilai koefisien prestasi yang dimiliki kompresor dapat berdampak pada proses pendinginan yang lebih baik [7].

e. Laju aliran volume

Dengan volume spesifik Musicool-22 sebesar 0,002 m<sup>3</sup>/kg maka laju aliran volume

$$\begin{aligned} &= \text{Laju alir} \times \text{volume spesifik} \\ &= 0,018 \text{ kg/det} \times 0,002 \text{ m}^3/\text{kg} \\ &= 0,000036 \text{ m}^3/\text{det} = 0,0036 \text{ L/ det} \end{aligned}$$

Dalam proses ini laju aliran volume refrigerant sebesar 0,0036 L/ det.

### 3.4. Perencanaan evaporator

Dengan suhu evaporator yang ditetapkan sebesar -7<sup>0</sup>C, biasanya perbedaan suhu antara evaporator dan ruangan minimal 7<sup>0</sup>C dan menggunakan *safety factor* 30% [10], maka  $q_{\text{evap}}$  sebesar:

$$\begin{aligned} Q_{\text{evap}} &= 30\% \times q_{CS} \\ &= 1,3 \times 6745,347 \text{ W} \\ &= 8768,951 \text{ W} \end{aligned}$$

Laju aliran massa MUSIcool-22 ( $m_r$ ) yang harus digunakan sebesar:

$$\begin{aligned} m_r &= \frac{q_{\text{Evap}}}{\text{Dampak refrigerasi}} & (10) \\ &= \frac{8,768951 \text{ Kw}}{370 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \\ &= 0,023 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Usaha yang harus dilakukan kompresor sebesar:

$$\begin{aligned} W_{\text{komp}} &= m_r \times (h_2 - h_1) & (11) \\ &= (0,023 \text{ kg/s}) \times \left( 630 - 570 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \end{aligned}$$

$$= 1,38 \text{ KW} = 1380 \text{ watt}$$

Untuk evaporator digunakan jenis pipa aluminium yang mempunyai sifat penghantar panas yang baik, karena pada evaporator terjadi perpindahan panas secara konveksi sehingga bahan yang digunakan harus memiliki daya hantar yang baik juga.

### 3.5. Perencanaan kondensor

Perencanaan diameter pipa ini, untuk kecepatan aliran  $V$ , penelitian ini menggunakan kapasitas aliran  $V = 1 \text{ m/s}$ , sehingga di dapat diameter pipa sebagai berikut:

$$\begin{aligned} D &= \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V}} & (12) \\ &= \sqrt{\frac{4 \times 0,000036 \text{m}^3}{3,14 \times 1 \text{m}}} \\ &= \sqrt{\frac{0,000144 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{3,14 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} \\ &= \sqrt{0,0000458 \text{ m}} \\ &= 0,006767 \text{ mm} = 6,767 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk kondensor mesin pendingin rancangan ini menggunakan jenis pipa baja yang lebih kuat terhadap korosif dan mudah dilakukan penyambungan. Dalam perancangan ini ditetapkan suhu pengembunan pada kondensor sebesar  $38^{\circ}\text{C}$  dan suhu masuk MUSIcool-22 sebesar  $31^{\circ}\text{C}$  serta suhu keluaran sebesar  $36^{\circ}\text{C}$ . Perbedaan suhu rata-rata (LMTD) yang berarti log perbedaan suhu rata-rata digunakan untuk menentukan suhu perpindahan panas di alat penukar panas, semakin besar LMTD tersebut maka semakin banyak panas yang di transfer [7], maka nilai LMTD dapat dicari dengan cara sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \text{LMTD} &= \frac{(t_c - t_i) - (t_c - t_o)}{\ln \frac{(t_c - t_i)}{(t_c - t_o)}} & (13) \\ &= \frac{(38 - 31) - (38 - 36)}{\ln \frac{(38 - 31)}{(38 - 36)}} \\ &= 3,993^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

Maka nilai LMTD sebesar  $4^{\circ}\text{C}$  atau setara dengan 277,15K. Menurut Nofrizal (2008:10) beban kondensor dapat diketahui dari besarnya efek refrigerasi dan daya kompresor yang dibutuhkan. Proses kondensasi terjadi dari titik 2 ketitik 3, sehingga daya kondensasi yang dibutuhkan adalah sebesar:

$$\begin{aligned} Q_{\text{kond}} &= Q_{\text{evap}} + W_{\text{komp}} && (14) \\ &= 8768,951 \text{ W} + 1380 \text{ W} \\ &= 10148,951 \text{ W} \times 3,4121 \\ &= 34629,235 \text{ Btu/hr} \end{aligned}$$

### 3.6. Perancangan kompresor

Dengan total beban pada evaporator sebesar 8768,951 W atau setara dengan 29921,537Btu/hr maka kompresor yang sesuai untuk digunakan adalah kompresor 3PK. Menurut Nuryanto (2015:8) kompresor 3PK memiliki daya sebesar 27000 Btu/hr, sehingga waktu operasi dapat dihitung dengan rumus:

$$Q_{\text{kapasitas}} = \frac{Q_{\text{total beban}}}{t} \quad (15)$$

Keterangan :

$Q_{\text{kapasitas}}$  = kapasitas mesin yang diperlukan (BTU/jam)

$Q_{\text{total beban}}$  = Jumlah beban pendinginan (BTU/jam)

T = Jumlah watu mesin bekerja (jam)

Maka, perkiraan lama waktu pendinginan dapat diperoleh dengan menurunkan persamaan kelima belas (Eq.15).

$$\begin{aligned} t &= \frac{\frac{29921,537\text{Btu}}{\text{hr}}}{27000\frac{\text{Btu}}{\text{hr}}} \\ t &= 1,108 \text{ jam} \end{aligned}$$

Dengan kapasitas 3 pk dan total beban pendinginan sebesar 29921,537 Btu/hr perkiraan lama pendinginan selama  $\pm 1,108$  jam.

### 3.7. Perencanaan pipa kapiler

Dalam penelitian ini, pipa kapiler yang digunakan adalah pipa tembaga, dan panjang pipa kapiler yang diperlukan untuk lemari pendingin ini merupakan elemen penting dalam

perancangan sistem pendinginan. Dengan menggunakan kompresor berdaya 3 pk dan merencanakan penggunaan lemari pendingin pada suhu minus 30°C, perhitungan panjang pipa kapiler menjadi sangat relevan. Panjang pipa kapiler ini akan mempengaruhi aliran refrigeran dan kemampuan sistem pendinginan untuk mencapai suhu yang diinginkan. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa panjang pipa kapiler yang dibutuhkan untuk sistem ini adalah sekitar 2,139 meter. Panjang ini telah dioptimalkan untuk memastikan bahwa aliran refrigeran dalam sistem mencapai performa pendinginan yang sesuai dengan kebutuhan.

### 3.8. Perpindahan panas

#### *Perpindahan Panas Konduksi*

Perpindahan panas konduksi adalah salah satu komponen penting dalam perancangan lemari pendingin. Model matematik untuk perpindahan panas konduksi digunakan untuk menghitung besarnya perpindahan panas melalui bahan isolator [7]. Persamaan (16) digunakan untuk menghitung perpindahan panas konduksi (Q) dengan mempertimbangkan luas penampang (A), perbedaan suhu ( $\Delta t$ ), panjang (L), dan daya hantar (k) bahan isolator.

$$Q = -kA \frac{\Delta t}{L} \quad (16)$$

Keterangan :

A = luas penampang (m<sup>2</sup>)

$\Delta t$  = beda suhu (K)

L = Panjang (m)

K = daya hantar (W/m.k)

Daya hantar dan laju perpindahan kalor ditentukan oleh struktur molekul bahan penyusunnya, semakin rapat dan rapi molekulnya semakin cepat terjadi perpindahan energi [7]. Perbedaan suhu yang digunakan adalah 31 K, sementara daya hantar bahan isolator (k) adalah 50.2 W/m·K, dan luas penampang (A) adalah 0.589 m<sup>2</sup>.

$$\begin{aligned} A &= P \times L \\ &= 0,95 \text{ m} \times 0.62 \text{ m} = 0,589 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Maka :

$$Q = -50,2 \text{ W/m.k} \times 0.589 \text{ m}^2 \times \frac{31}{0,95} \text{ k}$$
$$= -964,826 \text{ W/m}$$

Menggunakan persamaan (16), perpindahan panas konduksi (Q) dihitung sebesar -964.826 W/m. Tanda negatif menunjukkan bahwa terjadi pelepasan kalor dari sistem, yang merupakan hasil dari perpindahan panas konduksi melalui isolator.

### *Perpindahan panas konveksi*

Perpindahan panas konveksi adalah komponen lain yang perlu dipertimbangkan dalam perancangan lemari pendingin. Untuk menghitung koefisien perpindahan panas konveksi ( $h_c$ ), digunakan persamaan (17) yang melibatkan Bilangan Reynold (Re), massa jenis refrigeran ( $\rho_{\text{refrigeran}}$ ), kecepatan aliran refrigeran ( $v_{\text{refrigeran}}$ ), diameter pipa (D), dan viskositas ( $\mu_{\text{refrigeran}}$ ) refrigeran. Data yang diperlukan untuk perhitungan ini mencakup massa jenis MusiCool-22, kecepatan aliran refrigeran, diameter pipa, viskositas, dan konduktivitas termal (Eq.17).

$$Re_{p-f} = \frac{\rho_{\text{refrigeran}} \times v_{\text{refrigeran}} \times D}{\mu_{\text{refrigeran}}} \quad (17)$$

Dimana :

$Re_{p-f}$  = Bilangan reynold

$\rho_{\text{refrigeran}}$  = massa jenis refrigeran

$v_{\text{refrigeran}}$  = kecepatan refrigeran

D = diameter pipa

$\mu_{\text{refrigeran}}$  = Viskositas (Ns/m<sup>2</sup>)

Untuk melakukan perhitungan perpindahan panas konveksi dalam perancangan ini, maka data-data yang diperlukan adalah sebagai berikut :

1. Massa jenis MUSIcool-22 yang bernilai 471,3 kg/m<sup>3</sup>
2. Kecepatan aliran refrigeran sebesar 0,184 m/s
3. Diameter dalam pipa sebesar 0,01580 m
4. Viskositas ( $\mu$ ) = 84,58  $\frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}$

5. Konduktivitas termal sebesar (K) = 0.0868 W/m.K

Maka nilai

$$\begin{aligned}
 Re_{p-f} &= \frac{\rho_{refrigeran} \times v_{refrigeran} \times D}{\mu_{refrigeran}} \\
 Re_{p-f} &= \frac{471,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,184 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,01580 \text{ m}}{84,58 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}} \\
 &= \frac{1,370 \frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m}}}{84,58 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}} \\
 &= 0,0161
 \end{aligned}$$

Bilangan Reynold merupakan suatu ukuran perbandingan antara gaya-gaya kelembaman dan kekentalan. Apabila Re rendah, efek kental mendominasi dan apabila Re tinggi efek inersial cenderung ke turbulensi mendominasi proses perpindahan panas. Diakibatkan densitas dan viskositasnya semakin kecil karena suhu semakin tinggi. Maka di dapat bilangan prandalt sebesar:

$$\begin{aligned}
 Pr &= \frac{\mu \times c_p}{K} \tag{18} \\
 &= \frac{84,58 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \times \frac{471,3 \text{ kg}}{\text{m}^3}}{\frac{0,0868 \text{ W}}{\text{m}} \cdot \text{K}} \\
 &= 459246,013
 \end{aligned}$$

sehingga nilai nusselt:

$$\begin{aligned}
 Nu_{p-f} &= 0,023 Re_{p-f}^{4/5} Pr^{1/3} \tag{19} \\
 &= 0,023 \times (0,0161)^{4/5} \times (459246,013)^{1/3} \\
 &= 0,063
 \end{aligned}$$

Jadi koefisien perpindahan panas konveksi antar pipa dan refrigeran adalah:

$$\begin{aligned}
 h_c &= \frac{Nu \times k}{D} \tag{20} \\
 &= \frac{0,063 \times 0,086 \frac{\text{W}}{\text{m}} \cdot \text{K}}{0,01580 \text{ m}} \\
 &= 0,316 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}
 \end{aligned}$$

Hasil perhitungan menunjukkan bahwa koefisien perpindahan panas konveksi (hc) adalah sekitar 0.316 W/m<sup>2</sup>.K.

Model matematik untuk aliran konveksi [7] adalah sebagai berikut :

$$Q = h_c \cdot A (t_s - t_f) \quad (21)$$

Keterangan :

A = luas penampang ( $m^2$ )

$h_c$  = koefisien konveksi,  $W/m^2 \cdot K$

$t_s$  = Suhu permukaan,  $^{\circ}C$

$t_f$  = Suhu fluida,  $^{\circ}C$

Menggunakan persamaan (21), perpindahan panas konveksi (Q) dihitung dengan memper-  
timbangkan luas penampang (A), selisih suhu permukaan ( $t_s$ ) dan suhu fluida ( $t_f$ ). Dalam  
hal ini, perbedaan suhu adalah 31 K.

maka :

$$\begin{aligned} Q &= h_c \cdot A (t_s - t_f) \\ &= 0,316 \frac{W}{m^2} \cdot K \times 0,589 m^2 \times 31K \\ &= 5,76 W \end{aligned}$$

Maka, perpindahan panas konveksi adalah sekitar 5.76 W. Hasil ini menggambarkan kontri-  
busi dari perpindahan panas konveksi dalam menjaga suhu di dalam lemari pendingin dan  
sejauh mana perpindahan panas konduksi melalui isolator dapat diatasi oleh perpindahan  
panas konveksi untuk menjaga suhu yang stabil.

#### 4. Kesimpulan dan Saran

Penelitian ini bertujuan untuk merancang sebuah lemari pendingin yang efisien  
dengan menggunakan bahan isolator Musicool-22. Lemari pendingin merupakan perangkat  
penting dalam kehidupan sehari-hari kita, terutama dalam pengawetan makanan dan bahan-  
bahan yang mudah membusuk. Keandalan dan efisiensi lemari pendingin sangat penting  
untuk menghindari pemborosan energi dan memastikan makanan tetap segar.

Dalam penelitian ini, fokus utama adalah penggunaan bahan isolator Musicool-22 sebagai  
pengganti isolator konvensional. Musicool-22 dipilih karena memiliki sifat yang lebih  
ramah lingkungan dan tidak merusak lapisan ozon, yang menjadi perhatian utama dalam  
upaya pelestarian lingkungan. Selain itu, Musicool-22 telah terbukti mampu menjaga suhu

internal lemari pendingin dengan baik, sehingga menjadi pilihan yang menjanjikan dalam perancangan lemari pendingin yang efisien.

Hasil penelitian ini mencakup perancangan lemari pendingin dengan kapasitas 95 kg, mampu menghasilkan beban pendinginan sebesar 8768.951 W. Pemilihan kompresor berdaya 3 pk memiliki peran penting dalam mencapai efisiensi sistem pendinginan yang diinginkan. Komponen-komponen alat dalam lemari pendingin, seperti isolator, kondensor, evaporator, pipa kapiler, dan kompresor, semuanya berperan dalam menjaga suhu internal dan mengatasi beban panas eksternal.

Selain itu, penelitian ini juga melibatkan perhitungan perpindahan panas, baik konduksi maupun konveksi. Perpindahan panas konduksi melalui isolator dihitung dengan mempertimbangkan luas penampang, perbedaan suhu, panjang, dan daya hantar bahan isolator. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa perpindahan panas konduksi adalah sekitar -964.826 W/m, dengan tanda negatif menunjukkan pelepasan kalor dari sistem.

Perpindahan panas konveksi antara pipa dan refrigeran juga dianalisis dengan teliti. Bilangan Reynold ( $Re$ ) digunakan untuk menghitung koefisien perpindahan panas konveksi ( $h_c$ ). Data seperti massa jenis refrigeran, kecepatan aliran refrigeran, diameter pipa, viskositas, dan konduktivitas termal sangat relevan dalam perhitungan ini. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa koefisien perpindahan panas konveksi adalah sekitar  $0.316 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ .

Perpindahan panas konveksi ( $Q$ ) dihitung dengan mempertimbangkan luas penampang, selisih suhu permukaan, dan suhu fluida. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa perpindahan panas konveksi adalah sekitar 5.76 W. Hal ini menggambarkan kontribusi dari perpindahan panas konveksi dalam menjaga suhu di dalam lemari pendingin dan sejauh mana perpindahan panas konduksi melalui isolator dapat diatasi oleh perpindahan panas konveksi untuk menjaga suhu yang stabil.

Dengan demikian, penelitian ini memberikan kontribusi penting dalam pengembangan lemari pendingin yang efisien, berkelanjutan, dan ramah lingkungan dengan memanfaatkan bahan isolator Musicool-22. Hasil penelitian ini dapat menjadi landasan bagi pengembangan lebih lanjut dalam perancangan sistem pendingin yang efisien dan berkontribusi pada upaya pelestarian lingkungan dengan mengurangi dampak terhadap lapisan ozon.

### Daftar Pustaka

- [1] R. Khosla *et al.*, “Cooling for sustainable development,” *Nat. Sustain.*, vol. 4, no. 3, pp. 201–208, Oct. 2020, doi: 10.1038/s41893-020-00627-w.
- [2] M. González-Torres, L. Pérez-Lombard, J. F. Coronel, I. R. Maestre, and D. Yan, “A review on buildings energy information: Trends, end-uses, fuels and drivers,” *Energy Reports*, vol. 8, pp. 626–637, Nov. 2022, doi: 10.1016/j.egyr.2021.11.280.
- [3] Y. Dong, M. Coleman, and S. A. Miller, “Greenhouse Gas Emissions from Air Conditioning and Refrigeration Service Expansion in Developing Countries,” *Annu. Rev. Environ. Resour.*, vol. 46, no. 1, pp. 59–83, Oct. 2021, doi: 10.1146/annurev-environ-012220-034103.
- [4] N. Abas, A. R. Kalair, N. Khan, A. Haider, Z. Saleem, and M. S. Saleem, “Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 90, pp. 557–569, Jul. 2018, doi: 10.1016/j.rser.2018.03.099.
- [5] J. A. Wabang, E. P. D. Hattu, and J. D. J. Abanat, “Performance Analysis of Air Conditioning System Using Freon R22 and Musicool (Mc 22) Based on Speed of Variation of Air Conditioning Condensers,” in *Proceedings of the International Conference on Innovation in Science and Technology (ICIST 2020)*, Atlantis Press International B.V., 2021. doi: <https://doi.org/10.2991/aer.k.211129.060>.
- [6] J. Wabang, E. Hattu, and J. Abanat, “An Experimental Study of the Use of Hydrocarbon MC 22 Refrigerants on Split AC Performance,” in *Proceedings of the Proceedings of the 1st International Conference on Engineering, Science, and Commerce, ICESC 2019, 18-19 October 2019, Labuan Bajo, Nusa Tenggara Timur, Indonesia*, EAI, 2019. doi: 10.4108/eai.18-10-2019.2289968.
- [7] W. F. Stoecker and J. W. Jones, *Refrigeration and air conditioning*. Asis: McGraw-Hill Education, 1983.
- [8] T. Ma, W. Chu, X. Xu, Y. Chen, and Q. Wang, “An experimental study on heat transfer between supercritical carbon dioxide and water near the pseudo-critical temperature in a double pipe heat exchanger,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 93, pp. 379–387, Feb. 2016, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.10.017.
- [9] A. Lingayat, V. P. Chandramohan, and V. R. K. Raju, “Energy and Exergy Analysis on Drying of Banana Using Indirect Type Natural Convection Solar Dryer,” *Heat*

- Transf. Eng.*, vol. 41, no. 6–7, pp. 551–561, Apr. 2020, doi: 10.1080/01457632.2018.1546804.
- [10] D. M. Kumar, P. Catrini, A. Piacentino, and M. Cirrincione, “Advanced modeling and energy-saving-oriented assessment of control strategies for air-cooled chillers in space cooling applications,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 291, p. 117258, Sep. 2023, doi: 10.1016/j.enconman.2023.117258.