

PERANCANGAN *COLD STORAGE* BERKAPASITAS 1 TON PADA KAPAL NELAYAN TRADISIONAL

Muhammad Imam Arif¹, Abdul Makhsud², Sungkono²

¹⁾ Mahasiswa Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muslim Indonesia

²⁾ Dosen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muslim Indonesia

ABSTRAK

Nelayan tradisional di Pangkalan Pendaratan Ikan Beba Kabupaten Takalar Sulawesi Selatan masih menggunakan es balok dalam penyimpanan ikan hasil tangkapan yang beresiko pada penurunan kualitas kesegaran atau bahkan kerusakan pada ikan hasil tangkapan. Dengan hasil tangkapan sebanyak 1000 kg setiap kali melaut dan frekuensi 10 kali melaut per bulan, nelayan mengeluarkan biaya pembelian es balok per bulan sebesar Rp.6.000.000,-. Untuk mengatasi masalah tersebut, maka dilakukan perancangan cold storage dengan sistem hibrid menggunakan mesin kapal dan solar cell berkapasitas 1 ton.

Perancangan dilakukan dengan menggunakan data yang diperoleh dari studi literatur, dan hasil wawancara dengan nelayan. Dari hasil perhitungan, diperoleh dimensi cold storage dengan volume $2 \times 1 \times 0,7 \text{ m}^3$, dan beban pendinginan total sebesar 1183,78 watt dengan temperatur ruang cold storage 0°C . Selain itu, diperoleh besaran energi listrik yang dibutuhkan untuk mengoperasikan cold storage selama 24 jam yakni sebesar 13117,32 Wh. Dengan pemasangan panel surya pada salah satu bagian kapal yang memiliki luas permukaan $2 \times 3,5 \text{ m}^2$, diperoleh energi yang dihasilkan oleh panel surya per hari sebesar 3,972 kWh, sementara kebutuhan energi yang tidak terpenuhi oleh panel surya akan disuplai oleh mesin genset dengan daya output 750 Watt yang dapat menghasilkan energi listrik sebesar 18 kWh dalam 24 jam.

Adapun biaya operasional dari cold storage hasil rancangan dihitung berdasarkan penggunaan bahan bakar genset. Dari hasil perhitungan diperoleh biaya operasional cold storage hasil rancangan sebesar Rp.737.272, /bulan. Biaya tersebut jauh lebih murah, yakni hanya 12,2 % dari biaya penggunaan es balok.

Kata Kunci: Ikan, Cold Storage, Hibrid

I. PENDAHULUAN

I.1. Latar Belakang

Indonesia merupakan Negara kepulauan dengan lima pulau besar dan lebih dari 17.400 pulau kecil, dengan lautan seluas 3,25 juta kilometer persegi dan memiliki garis pantai sepanjang 99.093 kilometer (Pratama, 2020; Kementerian Kelautan dan Perikanan, 2018). Dengan garis pantai dan lautan

yang luas tersebut, Indonesia memiliki potensi kelautan dan perikanan yang sangat besar. Nilai ekspor hasil perikanan Indonesia pada tahun 2019 mencapai Rp. 73.681.883.000 (Pratama O., 2020).

Sebagian nelayan di Indonesia adalah nelayan tradisional yang menggunakan kapal dengan ukuran di bawah 10 GT dengan kapasitas muatan hingga 10 ton

(California Environmental Associates 2018). Nelayan pada umumnya, juga masih menggunakan es balok sebagai bahan untuk mengawetkan ikan hasil tangkapan. Hal tersebut juga dilakukan oleh nelayan di Pangkalan Pendaratan Ikan Beba, Dusun Beba, Kecamatan Galesong Utara, Kabupaten Takalar, Sulawesi Selatan.

Nelayan menggunakan es balok sebagai bahan pendingin untuk mengawetkan hasil tangkapan dengan memberikan pecahan es balok pada setiap lapis susunan ikan. Namun es yang telah dihancurkan menjadi lebih mudah mencair dan mengharuskan adanya penggantian es ke dalam ruang penyimpanan ikan setiap kali es telah mencair.

Untuk meningkatkan kualitas pendinginan, nelayan memberikan campuran garam pada es. Variasi campuran yang paling baik adalah 87% es dan 13% garam dimana temperatur pendinginan mencapai $-1,33^{\circ}\text{C}$, namun hanya mampu mendinginkan selama 10 jam dan paling lama 20 jam untuk variasi campuran yang lain (Setyowidodo, 2016). Dari hasil wawancara dengan kelompok nelayan di Dusun Beba, dibutuhkan setidaknya 30 buah es balok untuk melaut selama 24 jam dengan hasil tangkapan 300-900 kg. Es balok sebanyak itu menambah beban kapal sehingga biaya operasional menjadi lebih tinggi. Dengan harga es balok rata-rata Rp.20.000 per batang, dan frekuensi melaut sebanyak 10 kali per bulan, maka biaya pembelian es balok sebesar Rp. 6.000.000 per bulan. Hal ini menjadi salah satu masalah yang menyebabkan sulitnya peningkatan kesejahteraan nelayan.

Selain itu, Indonesia juga masih memiliki angka susut hasil perikanan yang cukup tinggi yaitu berkisar 10-11%. Susut hasil tersebut dapat terjadi di sepanjang rantai distribusi hasil perikanan, sejak ikan ditangkap hingga tiba di konsumen. Salah satu penyebab susut hasil tersebut dapat terjadi karena ikan diambil atau hilang, dan juga terjadi karena ikan mengalami kerusakan selama proses distribusi (Wibowo et al., 2014)

Untuk mengatasi masalah tersebut, salah satu alternatifnya adalah penggunaan ruang pendingin atau *cold storage* (CS) yang memanfaatkan mesin kapal dan *solar cell*. Dengan temperatur yang dapat diatur, *cold storage* dapat menjaga temperatur ikan sehingga kesegaran ikan dapat dipertahankan jauh lebih baik. Berdasarkan uraian di atas, perencanaan *cold storage* dinilai penting untuk dapat membantu nelayan tradisional di Dusun Beba agar dapat menjaga kualitas ikan hasil tangkapan dengan biaya operasional yang relatif lebih murah dan pada akhirnya meningkatkan penghasilan dan kesejahteraan nelayan pada umumnya.

I.2. Tujuan

Adapun tujuan dari perancangan ini dijelaskan sebagai berikut:

1. Merancang *cold storage* berkapasitas 1 ton ikan yang memanfaatkan mesin kapal dan *solar cell*.
2. Mengetahui besarnya daya yang dibutuhkan untuk mengoperasikan *cold storage* hasil rancangan dengan temperatur ruang pendingin 2°C hingga 0°C .
3. Mengetahui *coefficient of performance* (COP) teoritis dari *cold storage* hasil rancangan.

- Mengetahui perbandingan ekspektasi biaya operasional *cold storage* hasil rancangan dengan penggunaan es balok sebagai media pendingin ikan.

II. TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Penyimpanan Ikan

Ikan merupakan salah satu komoditas pangan yang sangat mudah mengalami kerusakan oleh pembusukan akibat pertumbuhan bakteri pada daging ikan. Laju pertumbuhan bakteri pada daging ikan hasil tangkapan sangat dipengaruhi oleh temperatur penyimpanan. Semakin rendah temperatur penyimpanan, laju pertumbuhan bakteri semakin lambat. Oleh karena itu, berbagai cara dilakukan untuk mengatur temperatur penyimpanan pada suhu yang optimum agar kesegaran ikan dapat terjaga. Tabel di bawah ini memperlihatkan bagaimana pengaruh temperatur penyimpanan terhadap lama waktu penyimpanan.

Tabel 2.1 Hubungan temperatur dan lama penyimpanan

Temperatur Penyimpanan	Hari ke-					
	1	2	3	5	10	15
30 °C	!!	x	x	x	x	x
16 °C	✓	!!	x	x	x	x
8 °C	✓	✓	!!	x	x	x
0 °C	✓	✓	✓	✓	!!	x

(Sumber: Kementerian Kelautan dan Perikanan, www.kkp.go.id/djpdspkp)

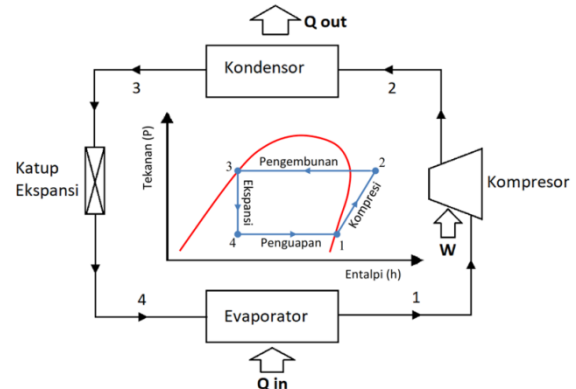
Keterangan :

- ✓ : Layak makan
- !! : Batas ambang layak makan
- X : Tidak layak makan

2.2. Prinsip Kerja Mesin Pendingin

Proses kerja mesin pendingin dimulai saat kompresor bekerja mengompresi

refrigerant sehingga tekanan dan temperaturnya meningkat. Kemudian, *refrigerant* mengalir menuju kondensor dan mengalami pelepasan kalor menyebabkan *refrigerant* berubah dari fase uap lanjut ke keadaan fase cair. Setelah keluar dari kondensor, *refrigerant* kemudian mengalir menuju katup ekspansi atau pipa kapiler. Tekanan dan jumlah *refrigerant* yang masuk ke *evaporator* diatur oleh katup ekspansi kemudian dialirkan menuju *evaporator* dan mengalami perubahan dari fase cair ke fase uap setelah menyerap kalor dari materi yang didinginkan sehingga *enthalpy* dari materi tersebut berkurang sehingga mengalami penurunan temperatur. *Refrigerant* yang keluar dari *evaporator* kemudian mengalir menuju kompresor untuk dimampatkan kembali dan proses ini akan terus berulang hingga mencapai temperatur yang diinginkan.



Gambar 2.1 Skematik peralatan utama mesin pendingin

2.3. Penelitian Terdahulu

Dari perencanaan sebuah *cold storage* dan ABF (*Air Blast Freezer*) untuk ikan laut dengan kapasitas 5 ton, diperoleh beban pendingin untuk *cold storage* dan ABF masing-masing sebesar 14055,613 Btu/hr dan 86150,94 Btu/hr. Pada

perencanaan tersebut, analisa ekonomi dilakukan dengan membandingkan penggunaan 2 macam refrigeran pada perencanaan *cold storage* yakni refrigeran HCR-22 dan MC-22, dimana dari hasil perhitungan diperoleh nilai NPV (*Net Present Value*) atau perkiraan laba yang akan didapatkan dari penggunaan HCR-22 dan MC-22 masing-masing sebesar Rp.209.451.175,00 dan Rp209.073.853,00. Selain itu, diketahui pula biaya operasional keseluruhan per bulan dari penggunaan masing-masing refrigerant yakni mencapai Rp.969.650,00 untuk HCR-22 dan Rp.966.060,00 untuk MCR-22. (Ramadhan, 2018)

III. METODOLGI PERANCANGAN

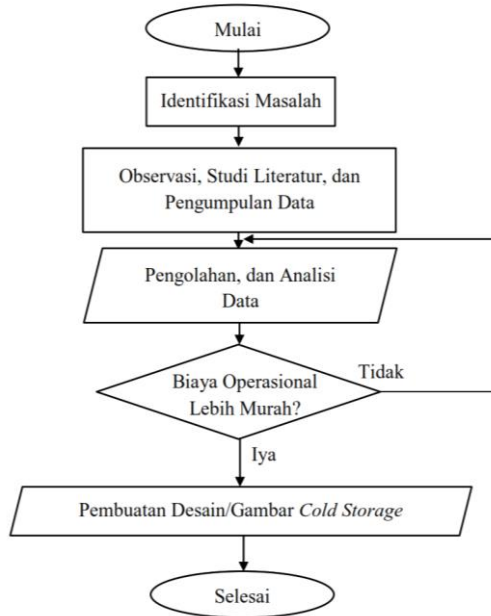
3.1.Data dan Sistematika Perancangan

Data awal sebagai dasar perancangan ini adalah kapasitas *cold storage* sebesar 1 ton (1000 kg). Perancangan unit mesin pendingin (*cold storage*) ini dilakukan berdasarkan urutan berikut ini:

1. Perancangan diawali dengan observasi dan pengumpulan data melalui proses wawancara dengan nelayan di Pangkalan Pendaratan Ikan Beba, Kabupaten Takalar, Sulawesi Selatan.
2. Kemudian dilanjutkan dengan pengumpulan data penunjang perancangan dari berbagai referensi dan kajian literatur.
3. Perancangan dilanjutkan dengan pengolahan data yang telah dikumpulkan untuk menentukan dimensi *cold storage* yang akan dirancang.
4. Beban pendinginan dihitung berdasarkan kapasitas muatan *cold storage* dengan memperhatikan panas

yang masuk ke sistem melalui case dari *cold storage*.

5. Beban pendinginan total kemudian digunakan untuk melakukan perancangan dan atau pemilihan komponen-komponen utama mesin pendingin, diantaranya; evaporator dan kondensor.
 6. Menghitung energi listrik yang dibutuhkan untuk mengoperasikan *cold storage* berdasarkan jumlah daya motor penggerak komponen-komponen penyusun *cold storage*.
 7. Menghitung energi yang dapat dihasilkan oleh panel surya sebagai salah satu pembangkit dari sistem pembangkit energi hibrid yang digunakan dalam perancangan ini.
 8. Menghitung besarnya energi yang belum dapat dipenuhi oleh panel surya dan menentukan besarnya daya pembangkit energi listrik lain yakni genset yang disandingkan dengan panel surya.
 9. Mengkaji Break Even Point (BEP) dari perancangan berdasarkan besarnya biaya pengadaan dan pengoperasian *cold storage* yang dirancang.
- Adapun alur perancangannya diperlihatkan pada *flowchart* berikut ini:



Gambar 3.1 Flowchart Perancangan

3.2. Tahap Pengumpulan Data

Data yang dikumpulkan pada penelitian ini diperoleh langsung dari nelayan tradisional di Pangkalan Pendaratan Ikan Beba, Dusun Beba, Desa Tamasaju, Kec.Galesong Utara, Kab.Takalar, Sulawesi Selatan. Selain itu, data juga diperoleh dari hasil studi literatur dan beberapa referensi terpercaya. Berikut ini tabel data perancangan:

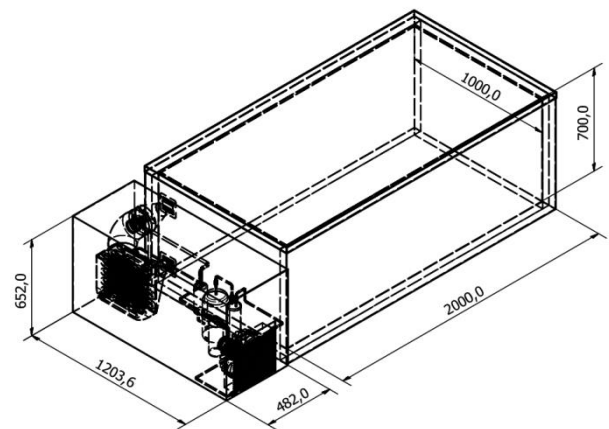
Tabel 3.1 Tabel data perancangan

No	Parameter	Besar	Satuan	Sumber
1.	Kapasitas cold storage	1	Ton	
2.	Dimensi cold storage			
	Panjang (l)	2	m	Direncanakan
	Lebar (w)	1	m	
	Tinggi (h)	0,7	m	
3.	Temperatur			
	Udara luar	27,9	°C	BPS Sulawesi Selatan, 2013

	Desain ruangan	2 s/d 0	°C	Direncanakan
	Ikan saat dimasukkan	28	°C	
4.	Case dari cold storage			
	Konduktifitas termal aluminium	205	W/m.K	Lampiran
	Konduktifitas termal Polystyrene (Styrofoam)	0,033	W/m.K	Lampiran
5.	Penerangan			
	2 buah lampu	5	Watt	Direncanakan

IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Dimensi Cold Storage

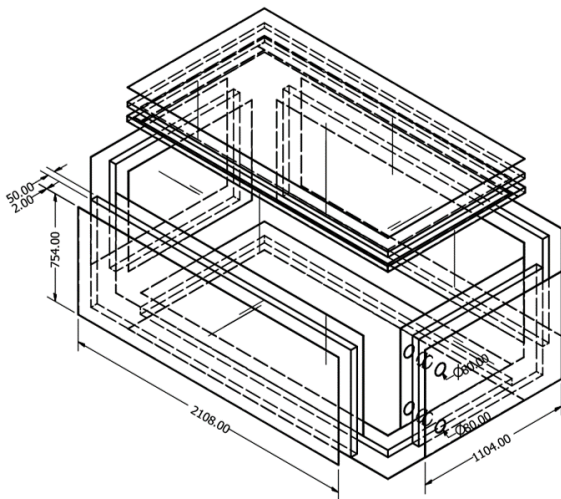


Gambar 4.1 Cold storage hasil rancangan

Gambar di atas merupakan gambar cold storage hasil perancangan, dimana kapasitas dari cold storage tersebut disesuaikan dengan hasil tangkapan nelayan di Dusun Beba yakni 1000 kg, dan temperatur ruang cold storage yang direncanakan adalah 0°C. Sementara itu, volume ruang cold storage direncanakan

berukuran 140% dari volume ikan, sehingga diperoleh ukuran ruang *case* 2 x 1 x 0.7 m³, dimana 40% ruang *cold storage* sengaja dikosongkan untuk memberikan ruang bagi udara yang didinginkan oleh *evaporator* untuk dapat bersirkulasi dengan baik.

Adapun bahan penyusun *case* terdiri 3 lapis bahan. Lapisan pertama dan ketiga terbuat dari plat aluminium dengan ketebalan 2 mm, sementara lapisan kedua terbuat dari *styrofoam* dengan ketebalan 5 cm seperti yang terlihat pada Gambar 4.9 berikut ini.



Gambar 4.2 Penyusun Case dari Cold Storage

4.2. Beban Pendinginan Ikan

Beban pendinginan ikan dihitung menggunakan persamaan berikut:

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

dengan,

$C_{p\text{ikan}}$ = kapasitas kalor ikan = 3340 J/(kg.K)

ΔT = perubahan temperatur ikan = 28 K

m_{ikan} = massa ikan = 1000 kg

sehingga,

$$Q_{\text{ikan}} = 1000 \text{ kg} \cdot 3340 \text{ J/(kg.K)} \cdot 28 \text{ K} \\ = 93\,520\,000 \text{ J}$$

Sementara itu, waktu yang diinginkan untuk mencapai suhu yang direncanakan adalah 24 jam. Sehingga,

$$Q_{\text{ikan}} = \frac{Q_{\text{ikan}}}{t} = \frac{93\,520\,000 \text{ J}}{24 \text{ jam} \cdot 3600} \\ = 1082,41 \text{ Watt}$$

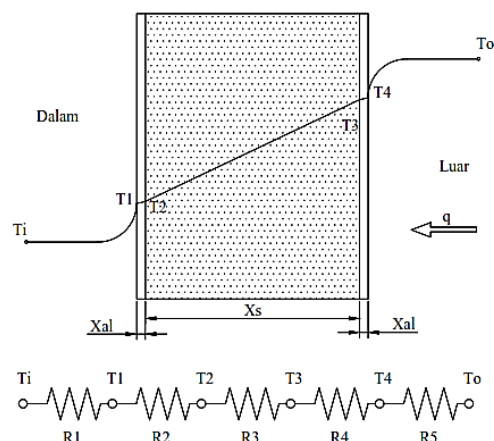
4.3. Beban Kalor dari Dinding dan Penutup

Beban kalor dari dinding dan penutup dihitung pada temperatur udara T_0 (300,9 K) dengan viskositas dinamik (ν) = 15,78 · 10⁻⁶ m²/s, bilangan prandtl (Pr) = 0,7078, dan Konduktifitas termal udara (Ku) = 0,02631 W/(m K). Sehingga, bilangan Reynold (Re) aliran udara pada kecepatan (V_u) = 5 m/s dan panjang *cold storage* (L) = 2 meter, dihitung sebagai berikut:

$$Re = \frac{V_u \cdot L}{\nu} = \frac{5 \cdot 2}{15,78 \cdot 10^{-6}} \\ = 633\,714 \text{ (aliran turbulen)}$$

Sehingga, koefisien konveksi rata-rata fluida yang mengalir pada permukaan datar dapat dihitung menggunakan persamaan berikut: (Koestoer, 2002)

$$\bar{h}_c = 0,036 \text{ Pr}^{0,43} \cdot (Re^{0,8} - 9200) \cdot (Ku/L) \\ = 14,125 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$



Gambar 4.3 Diagram perpindahan kalor pada dinding *cold storage*

Gambar di atas merupakan susunan material yang digunakan sebagai dinding dan penutup *cold storage* yang direncanakan, dengan nilai hambatan termal yang dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$R_1 = \frac{1}{h_i \cdot A_w}, R_2 = \frac{X_{al}}{K_{al} \cdot A_w}, R_3 = \frac{X_s}{K_{al} \cdot A_w},$$

$$R_4 = \frac{X_{al}}{K_{al} \cdot A_w}, R_5 = \frac{1}{h_o \cdot A_w}$$

dengan A_w adalah luas permukaan dinding dan penutup *cold storage* ($6,2 \text{ m}^2$), maka hambatan termal dinding dan penutup dapat dihitung sebagai berikut:

$$R_1 = \frac{1}{h_i \cdot A_w} = \frac{1}{8,3 \cdot 6,2} = 0,01943 \frac{K}{W}$$

$$R_2 = \frac{X_{al}}{K_{al} \cdot A_w} = \frac{2 \cdot 10^{-3}}{205 \cdot 6,2} = 1,574 \frac{K}{W}$$

$$R_3 = \frac{X_s}{K_{al} \cdot A_w} = \frac{5 \cdot 10^{-2}}{0,033 \cdot 6,2} = 0,2444 \frac{K}{W}$$

$$R_4 = \frac{X_{al}}{K_{al} \cdot A_w} = \frac{2 \cdot 10^{-3}}{205 \cdot 6,2} = 1,574 \frac{K}{W}$$

$$R_5 = \frac{1}{h_o \cdot A_w} = \frac{1}{8,3 \cdot 6,2} = 0,01943 \frac{K}{W}$$

$R_{tot} = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 = 0,2752 \text{ K/W}$
 Sehingga, beban kalor dari dinding dan penutup (q_r) dapat dihitung sebagai berikut:

$$q_r = \frac{\Delta T}{R_{tot}}$$

$$= \frac{T_o - T_{i2}}{R_{tot}}$$

$$= \frac{300,9 - 273}{0,2752}$$

$$= 101,37 \text{ Watt}$$

Maka,

$$q_{tot} = q_{ikan} + q_r$$

$$= 1183,78 \text{ Watt}$$

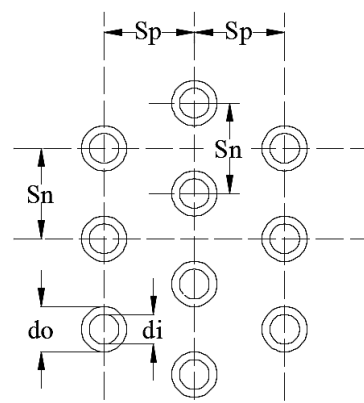
Berdasarkan hasil perhitungan di atas, diperoleh beban pendinginan total pada *Cold Storage* yang direncanakan sebesar $1183,78 \text{ Watt}$ yang merupakan akumulasi dari beban pendinginan ikan sebesar

$1082,41 \text{ Watt}$ dan beban dari kalor yang masuk melalui *case* sebesar $101,37 \text{ Watt}$.

4.4. Perencanaan *Evaporator*

Pada perencanaan ini, digunakan refrigeran jenis R134a dengan temperatur pada *evaporator* (T_1) sebesar -1°C , yakni 1°C lebih rendah dari temperatur akhir dari ruang *cold storage* (0°C). Selain itu, pipa yang digunakan pada *evaporator* adalah pipa tembaga yang disusun secara menyilang dengan spesifikasi sebagai berikut:

- Panjang (L_1) = $0,25 \text{ m}$
- Tinggi (L_3) = $0,3176 \text{ m}$
- Bahan pipa = Cu (tembaga)
- Konduktifitas termal tembaga (K_t) = 385 W/(m.K)
- Diameter luar pipa (d_o) = $15,88 \text{ mm}$
 $= 15,88 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
- Diameter dalam pipa (d_i) = $14,88 \text{ mm}$
 $= 14,88 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
- Jarak antar pipa arah vertikal (S_n) = $31,76 \text{ mm} = 31,76 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
- Jarak antar pipa arah horisontal (S_p) = $31,76 \text{ mm} = 31,76 \cdot 10^{-3} \text{ m}$
- Diameter kipas (d_k) = $15 \cdot 10^{-3} \text{ m}$



Gambar 4.4 Dimensi Pipa dan Susunannya

4.5. Menghitung Koefisien Konveksi Refrigeran

Untuk mengetahui koefisien konveksi dari refrigerant pada saat berada di *evaporator*, diperlukan beberapa variable antara lain: laju aliran massa refrigerant, laju aliran refrigeran, serta nilai bilangan *Reynold* dari aliran tersebut dengan memperhatikan sifat-sifat fisik refrigeran berdasarkan kondisinya di dalam *evaporator* yang direncanakan. Adapun sifat fisik refrigeran yang melewati *evaporator* yang direncanakan adalah sebagai berikut:

- Temperatur refrigeran (T_1) = $-1\text{ }^\circ\text{C} = 272\text{ K}$
- Massa jenis (ρ_{ref}) = $13,931\text{ kg/m}^3$
- Konduktifitas termal (K_{ref}) = $0,0114\text{ W/(m.K)}$
- Bilangan *Prandlt* (Pr_{ref}) = $0,8351$
- Viskositas Dinamik (μ_{ref}) = $1,06895 \cdot 10^{-5}\text{ Pa.s}$

Laju aliran massa refrigeran dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$\dot{m}_{ref} = \frac{q_{tot}}{(h_1 - h_4)} = \frac{1183,78\text{ Watt}}{(398,2\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 276,2\frac{\text{kJ}}{\text{kg}})}$$

dengan *Enthalpy* refrigeran saat keluar dari *evaporator* (h_1) sebesar $398,2\text{ kJ/kg}$, dan *Enthalpy* refrigeran saat masuk ke *evaporator* (h_4) = $276,2\text{ kJ/kg}$. Maka,
 $\dot{m}_{ref} = 9,7031 \cdot 10^{-3}\text{ kg/s}$

Sehingga, kecepatan aliran refrigeran dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$v_{ref} = \frac{\dot{m}_{ref}}{\rho_{ref} \cdot A_i}$$

Dengan A_i adalah luas penampang pipa yang dihitung sebagai berikut:

$$A_i = \frac{\pi d_i^2}{4} = \frac{3,14}{4} (14,88 \cdot 10^{-3})^2 = 1,7381 \cdot 10^{-4}$$

Sehingga, diperoleh nilai kecepatan aliran refrigeran sebesar:

$$v_{ref} = \frac{\dot{m}_{ref}}{\rho_{ref} \cdot A_i} = \frac{9,7031 \cdot 10^{-3}}{13,931 \cdot 1,7381 \cdot 10^{-4}}$$

$$v_{ref} = 4,01\text{ m/s}$$

Dari nilai v_{ref} yang telah diperoleh dari perhitungan di atas, maka diperoleh bilangan *Reynold* (Re) sebesar $77\ 766$, dan bilangan *Nusselt* (Nu) yang dihitung menggunakan persamaan:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n$$

dimana, $n = 0,4$ untuk proses pemanasan

atau $0,3$ untuk proses pendinginan. Pada *evaporator*, refrigeran mengalami pemanasan sehingga,

$$\begin{aligned} Nu &= 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \\ &= 0,023 \cdot 77\ 766^{0,8} \cdot 0,8351^{0,4} \\ &= 174,007 \end{aligned}$$

Kemudian dari nilai Nu tersebut, diperoleh nilai koefisien konveksi refrigeran yang dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} h_{ref} &= \frac{Nu \cdot K_{ref}}{d_i} \\ &= \frac{15,007 \cdot 0,0114}{14,88 \cdot 10^{-3}} \\ &= 134,078\text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \end{aligned}$$

4.6. Menghitung Koefisien Konveksi Udara

Untuk mengetahui koefisien konveksi dari udara yang melewati *evaporator*, diperlukan beberapa variable antara lain: laju aliran massa udara, laju aliran udara, serta nilai bilangan *Reynold* dari aliran

tersebut dengan memperhatikan sifat-sifat fisik udara berdasarkan kondisinya saat melewati *evaporator* yang direncanakan. Adapun sifat fisik udara yang melewati *evaporator* yang direncanakan adalah sebagai berikut:

- Temperatur rata-rata udara (\overline{T}_u) = 287 K
- Massa jenis (ρ_u) = 1,2386 kg/m³
- Konduktifitas termal (K_u) = 0,02521 W/(m.K)
- Bilangan *Prandtl* (Pr_u) = 0,712
- Viskositas Kinematik (μ_u) = 1,782 . 10⁻⁵ Pa.s
- Kapasitas kalor (Cp_u) = 1005,6 J/(kg. K)

Laju aliran massa udara yang melalui *evaporator* dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$\dot{m}_u = \frac{q_{tot}}{Cp_u \cdot \Delta T}$$

dengan ΔT adalah perbedaan temperatur udara sebelum dan setelah melewati *evaporator*. ΔT diasumsikan sebesar 3 K karena udara yang melewati *evaporator* bersirkulasi dalam ruang tertutup.

Sehingga,

$$\dot{m}_u = \frac{1183,78 \text{ Watt}}{1005,6 \frac{\text{J}}{\text{kg.K}} \cdot 3 \text{ K}}$$

$$\dot{m}_u = 0,392 \text{ kg/s}$$

Kemudian, kecepatan aliran udara dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$v_u = \frac{\dot{m}_u}{\rho_u \cdot A}$$

dengan Luas penampang *evaporator* (A) = L1 . L3 = 0,0794 m². Sehingga,

$$v_u = \frac{\dot{m}_u}{\rho_u \cdot A} = \frac{0,392}{1,2386 \cdot 0,0794} = 3,986 \text{ m/s}$$

Kecepatan aliran udara maksimal dihitung berdasarkan luas penampang aliran terkecil yang dilewati oleh fluida. Pada perancangan ini, luas penampang terkecil berada pada area $S_n - d$, sehingga kecepatan aliran udara maksimum dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$v_{max} = v_u \left(\frac{S_n}{S_n - d_o} \right) = 3,986 \cdot \left(\frac{31,76}{31,76 - 15,88} \right) = 7,072 \text{ m/s}$$

Dari nilai v_{max} yang telah diperoleh dari perhitungan di atas, maka diperoleh bilangan *Reynold* (Re) sebesar 137 633,3, dan bilangan *Nusselt* (Nu) yang dihitung menggunakan persamaan:

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{0,36}$$

dimana C senilai 0,4 dan n senilai 0,6 untuk aliran dengan Re berada pada kisaran 10³ hingga 2.10⁵, dengan $S_n/S_L > 2$. Maka,

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{0,36} = 0,4 \cdot 137633,3^{0,6} \cdot 0,712^{0,36} = 428,299$$

Kemudian dari nilai Nu tersebut, diperoleh nilai koefisien konveksi udara yang dihitung sebagai berikut:

$$h_u = \frac{Nu \cdot K_u}{d_o} = \frac{428,299 \cdot 0,02521}{15,88 \cdot 10^{-3}} = 679,94 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

4.7. Menghitung Panjang Pipa *Evaporator*

Panjang pipa pada *evaporator* dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$L = \frac{q_{tot}}{U_o \cdot \pi \cdot d_o \cdot \Delta T}$$

dimana U_o adalah koefisien perpindahan kalor total pada *evaporator* yang dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} U_o &= \frac{1}{\frac{1}{h_u} + \frac{A_o \cdot \ln(r_o/r_i)}{2 \pi K_t L} + \frac{A_o}{h_{ref} \cdot A_i}} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{h_u} + \frac{d_o \cdot \ln(r_o/r_i)}{2 K_t} + \frac{d_o}{h_{ref} \cdot d_i}} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{679,94} + \frac{15,88 \cdot 10^{-3} \cdot \ln(7,94/7,44)}{2 \cdot 385} + \frac{15,88 \cdot 10^{-3}}{134,078 \cdot 14,88 \cdot 10^{-3}}} \\ &= 106,026 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \end{aligned}$$

sehingga,

$$\begin{aligned} L &= \frac{1183,78}{106,026 \cdot 3,14 \cdot 15,88 \cdot 10^{-3} \cdot 29} \\ &= 7,721 \text{ m} \end{aligned}$$

4.8. Menghitung Daya Motor Evaporator

Daya motor *evaporator* dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$N_{m\epsilon} = \frac{0,5 \cdot \rho_u \cdot A_k \cdot V_k^3}{\mu_k \cdot \mu_m}$$

dengan nilai efisiensi kipas (μ_k) dan nilai efisiensi motor (μ_m) masing-masing sebesar 0,8 dan 0,9. Selain itu, A_k adalah luas sapuan blower, dan V_k merupakan kecepatan aliran udara *output* kipas *evaporator* yang dihitung sebagai berikut:

$$V_k = \frac{V_u \cdot A}{\frac{\pi}{4} d_k^2}$$

dengan luas penampang *evaporator* (A) = $L1 \cdot L3 = 0,0794 \text{ m}^2$, dan kecepatan udara (v_u) = $3,986 \text{ m/s}$. Sehingga,

$$V_k = \frac{3,986 \cdot 0,0794}{\frac{3,14}{4} \cdot (15 \cdot 10^{-2})^2}$$

$$V_k = 17,92 \text{ m/s}$$

Maka daya motor *evaporator* diperoleh sebagai berikut:

$$N_{m\epsilon} = \frac{0,5 \cdot 1,2386 \cdot (3,14/4) \cdot (15 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 17,92^3}{0,8 \cdot 0,9}$$

$$N_{m\epsilon} = 87,424 \text{ Watt}$$

4.9. Perhitungan Daya Motor Kompresor

Daya motor kompresor dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$N_k = \frac{W_k}{\mu_m}$$

dengan nilai efisiensi motor (μ_m) sebesar 0,8 dan daya kompresor (W_k) yang dihitung dengan persamaan:

$$W_k = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_1)$$

dimana nilai *enthalpy* refrigeran yang masuk kompresor (h_1) sebesar $398,2 \text{ kJ/kg}$ dan *enthalpy* refrigeran keluar dari kompresor (h_2) sebesar $431,7 \text{ kJ/kg}$, maka:

$$\begin{aligned} W_k &= \dot{m}_{ref} (h_2 - h_1) \\ &= 9,7031 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (431,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 398,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}) \\ &= 325,053 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Sehingga, daya motor kompresor dapat dihitung sebagai berikut:

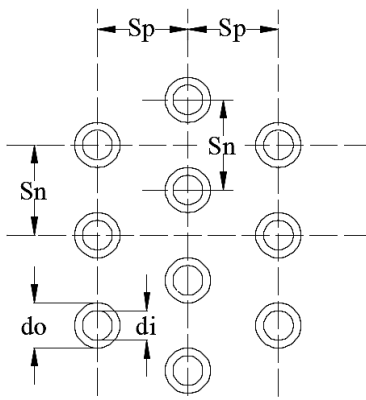
$$\begin{aligned} N_k &= \frac{W_k}{\mu_m} \\ &= \frac{325,053 \text{ Watt}}{0,8} \\ &= 406,32 \text{ Watt} \end{aligned}$$

4.10. Perencanaan Kondensor

Pada perencanaan ini, pipa yang digunakan pada kondensor adalah pipa tembaga yang disusun secara menyilang dengan spesifikasi sebagai berikut:

- Panjang ($L1$) = $0,3 \text{ m}$
- Tinggi ($L3$) = $0,2859 \text{ m}$
- Bahan pipa = Cu (tembaga)
- Konduktifitas termal tembaga (K_t) = $385 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$

- Diameter luar pipa (d_o) = 9,53 mm
= $9,53 \cdot 10^{-3}$ m
- Diameter dalam pipa (d_i) = 8,53 mm
= $8,53 \cdot 10^{-3}$ m
- Jarak antar pipa arah vertikal (S_n) = 14,295 mm = $14,295 \cdot 10^{-3}$ m
- Jarak antar pipa arah horisontal (S_p) = 14,295 mm = $14,295 \cdot 10^{-3}$ m
- Diameter kipas (d_k) = $25 \cdot 10^{-2}$ m



Gambar 4.4 Dimensi Pipa dan Susunannya

4.10.1. Menghitung Koefisien Konveksi Refrigeran

Untuk mengetahui koefisien konveksi dari refrigerant pada saat berada di kondensor, diperlukan beberapa variable antara lain: laju aliran massa refrigerant, laju aliran refrigeran, serta nilai bilangan *Reynold* dari aliran tersebut dengan memperhatikan sifat-sifat fisik refrigeran berdasarkan kondisinya di dalam kondensor yang direncanakan. Adapun sifat fisik refrigeran yang melewati kondensor yang direncanakan adalah sebagai berikut:

- Temperatur refrigeran (T_3) = 325,7 K
- Massa jenis (ρ_{ref}) = $69,3 \text{ kg/m}^3$
- Konduktifitas termal (K_{ref}) = $0,0174 \text{ W/(m.K)}$
- Bilangan *Prandlt* (Pr_{ref}) = 0,932
- Viskositas Dinamik (μ_{ref}) = $1,33 \cdot 10^{-5} \text{ Pa.s}$

Laju aliran massa refrigeran dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$\dot{m}_{ref} = \frac{q_{ev} + W_k}{(h_2 - h_3)} = \frac{1183,78 \text{ Watt} + 325,053 \text{ Watt}}{(431,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 276,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}})}$$

dengan *Enthalpy* refrigeran saat masuk ke kondensor (h_2) sebesar 431,7 kJ/kg, dan *Enthalpy* refrigeran saat keluar dari kondensor (h_3) = 276,2 kJ/kg. Maka,

$$\dot{m}_{ref} = 9,706 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Sehingga, kecepatan aliran refrigeran dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$v_{ref} = \frac{\dot{m}_{ref}}{\rho_{ref} \cdot A_i}$$

Dengan A_i adalah luas penampang pipa yang dihitung sebagai berikut:

$$A_i = \frac{\pi}{4} d_i^2 = \frac{3,14}{4} (8,53 \cdot 10^{-3})^2 = 5,712 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Sehingga, diperoleh nilai kecepatan aliran refrigeran sebesar:

$$v_{ref} = \frac{\dot{m}_{ref}}{\rho_{ref} \cdot A_i} = \frac{9,706 \cdot 10^{-3}}{68,3 \cdot 5,712 \cdot 10^{-5}} = 2,49 \text{ m/s}$$

Dari nilai v_{ref} yang telah diperoleh dari perhitungan di atas, maka diperoleh bilangan *Reynold* (Re) sebesar 109073,05 dan bilangan *Nusselt* (Nu) yang dihitung menggunakan persamaan:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^n$$

dimana, $n = 0,4$ untuk proses pemanasan atau $0,3$ untuk proses pendinginan. Pada kondensor, refrigeran mengalami pendinginan sehingga,

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} = 0,023 \cdot 109073,05^{0,8} \cdot 0,932^{0,4} = 241,39$$

Kemudian dari nilai Nu tersebut, diperoleh nilai koefisien konveksi refrigeran yang dihitung sebagai berikut:

$$h_{ref} = \frac{N_u \cdot K_{ref}}{d_i}$$

$$= \frac{241,30 \cdot 0,0174}{8,53 \cdot 10^{-3}}$$

$$= 492,402 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

4.10.2. Menghitung Koefisien Konveksi Udara

Untuk mengetahui koefisien konveksi dari udara yang melewati kondensor, diperlukan beberapa variable antara lain: laju aliran massa udara, laju aliran udara, serta nilai bilangan *Reynold* dari aliran tersebut dengan memperhatikan sifat-sifat fisik udara berdasarkan kondisinya saat melewati kondensor yang direncanakan. Adapun sifat fisik udara yang melewati kondensor yang direncanakan adalah sebagai berikut:

- Temperatur rata-rata udara (\overline{T}_u) = 302 K
- Massa jenis (ρ_u) = 1,170224 kg/m³
- Konduktifitas termal (K_u) = 0,026392 W/(m.K)
- Bilangan *Prandlt* (Pr_u) = 0,70756
- Viskositas Kinematik (μ_u) = 1,8554 . 10⁻⁵ Pa.s
- Kapasitas kalor (Cp_u) = 1005,832 J/(kg. K)

Laju aliran massa udara yang melalui kondensor dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$\dot{m}_u = \frac{q_{tot}}{Cp_u \cdot \Delta T}$$

dengan ΔT adalah perbedaan temperatur udara sebelum dan setelah melewati kondensor. ΔT diasumsikan sebesar 3 K karena udara yang melewati kondensor

bersirkulasi dalam ruang tertutup. Sehingga,

$$\dot{m}_u = \frac{1509,31 \text{ Watt}}{1005,832 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 2 \text{ K}} = 0,75 \text{ kg/s}$$

Kemudian, kecepatan aliran udara dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$v_u = \frac{\dot{m}_u}{\rho_u \cdot A}$$

dengan Luas penampang kondensor (A) = L1 . L3 = 0,08577 m². Sehingga,

$$v_u = \frac{\dot{m}_u}{\rho_u \cdot A} = \frac{0,75}{1,170224 \cdot 0,0857}$$

$$v_u = 7,48 \text{ m/s}$$

Kecepatan aliran udara maksimal dihitung berdasarkan luas penampang aliran terkecil yang dilewati oleh fluida. Pada perancangan ini, luas penampang terkecil berada pada area $S_n - d$, sehingga kecepatan aliran udara maksimum dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$v_{max} = v_u \left(\frac{S_n}{S_n - d_o} \right)$$

$$= 7,48 \cdot \left(\frac{14,295}{14,295 - 9,53} \right)$$

$$= 22,44 \text{ m/s}$$

Dari nilai v_{max} yang telah diperoleh dari perhitungan di atas, maka diperoleh bilangan *Reynold* (Re) sebesar 414688,43, dan bilangan *Nusselt* (Nu) yang dihitung menggunakan persamaan:

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{0,36}$$

dimana C senilai 0,4 dan n senilai 0,6 untuk aliran dengan Re berada pada kisaran 10³ hingga 2.10⁵, dengan $S_n/S_L > 2$. Maka,

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{0,36}$$

$$= 0,4 \cdot 414688,43^{0,6} \cdot 0,70756^{0,36}$$

$$= 829,1$$

Kemudian dari nilai Nu tersebut, diperoleh nilai koefisien konveksi udara yang dihitung sebagai berikut:

$$h_u = \frac{N_u \cdot K_u}{d_o} = \frac{829,1 \cdot 0,026392}{9,53 \cdot 10^{-3}}$$

$$= 2296,1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

4.10.3. Menghitung Panjang Pipa Kondensor

Panjang pipa pada kondensor dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$L = \frac{q_{tot}}{U_o \cdot \pi \cdot d_o \cdot \Delta T}$$

dimana U_o adalah koefisien perpindahan kalor total pada kondensor yang dihitung sebagai berikut:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_u} + \frac{A_o \cdot \ln(r_o/r_i)}{2 \pi K_t L} + \frac{A_o}{h_{ref} \cdot A_i}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{h_u} + \frac{d_o \cdot \ln(r_o/r_i)}{2 K_t} + \frac{d_o}{h_{ref} \cdot d_i}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{2296,1} + \frac{9,53 \cdot 10^{-3} \cdot \ln(4,765/4,265)}{2 \cdot 385} + \frac{9,53 \cdot 10^{-3}}{492,402 \cdot 8,53 \cdot 10^{-3}}}$$

$$= 369,57 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

sehingga,

$$L = \frac{1509,31}{369,57 \cdot 3,14 \cdot 9,53 \cdot 10^{-3} \cdot 26,55}$$

$$= 5,14 \text{ m}$$

4.10.4. Menghitung Daya Motor Kondensor

Daya motor kondensor dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$N_{me} = \frac{0,5 \cdot \rho_u \cdot A_k \cdot V_k^3}{\mu_k \cdot \mu_m}$$

dengan nilai efisiensi kipas (μ_k) dan nilai efisiensi motor (μ_m) masing-masing sebesar 0,8 dan 0,9. Selain itu, A_k adalah luas sapuan blower, dan V_k merupakan kecepatan aliran udara *output* kipas kondensor yang dihitung sebagai berikut:

$$V_k = \frac{V_u \cdot A}{\frac{\pi}{4} d_k^2}$$

dengan luas penampang kondensor (A) = $L1 \cdot L3 = 0,8577 \text{ m}^2$, dan kecepatan udara (v_u) = 7,48 m/s. Sehingga,

$$V_k = \frac{7,48 \cdot 0,08577}{\frac{3,14}{4} \cdot (25 \cdot 10^{-2})^2}$$

$$= 13,08 \text{ m/s}$$

Maka daya motor kondensor diperoleh sebagai berikut:

$$N_{mk} = \frac{0,5 \cdot 1,170224 \cdot (3,14/4) \cdot (25 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 13,08^3}{0,8 \cdot 0,9}$$

$$N_{mk} = 89,223 \text{ Watt}$$

Sehingga, daya total yang dibutuhkan untuk mengoperasikan *cold storage* Yang direncanakan adalah sebagai berikut:

$$N_{Total} = N_{me} + N_{mk} + N_k + N_L$$

Dimana,

N_{me} = daya motor *evaporator*

N_{mk} = daya motor kondensor

N_k = daya motor kompresor

N_L = daya lampu penerangan

Sehingga,

$$N_{Total} = 87,424 + 89,223 + 406,32 + 10$$

$$= 592,967 \text{ Watt}$$

4.11. Coefficient of Performance (COP)

Berdasarkan hasil perhitungan diperoleh nilai *coefficient of performance* (COP) sebesar 3,64. Nilai COP merupakan perbandingan antara kalor yang diserap oleh evaporator dengan kerja yang dilakukan oleh kompresor. Nilai tersebut menunjukkan besarnya kapasitas pendinginan dari sistem yang dirancang. Semakin tinggi nilai COP, maka semakin tinggi pula kapasitas pendinginan dari suatu mesin pendinginan.

4.12. Pemilihan Sumber Energi

Mesin pendingin yang direncanakan bekerja selama 24 jam untuk sekali melaut, sehingga energi listrik total yang dibutuhkan untuk megoperasikan mesin pendingin selama 1 hari penuh adalah 14,231 kWh. Sementara itu, pada perencanaan ini digunakan 2 jenis sumber energi, yakni panel surya dan mesin genset. Banyaknya panel surya yang digunakan disesuaikan dengan area yang tersedia pada bagian kapal (seluas 2 x 3,5 m²). Hasil perhitungan menunjukkan besarnya energi listrik yang dapat dihasilkan oleh panel surya, yakni 3,972 kWh/hari. Jumlah tersebut masih kurang dari banyaknya energi yang dibutuhkan oleh mesin pendingin.

Untuk memenuhi kebutuhan energi, digunakan mesin genset dengan kapasitas yang sesuai. Pada perancangan ini digunakan genset

Dengan kapasitas 750 Watt dengan spesifikasi sebagai berikut:

- Merk : Honda
- Model : EG1000
- Daya Output : 750 Watt
- Pemakaian Bahan Bakar (FC) : 0,537 L/jam (pada beban 750 W)
- Bahan Bakar : Gasoline (Bensin)

4.13. Break Event Point (BEP)

Pada perencanaan ini, perhitungan ekspektasi biaya operasional menggunakan perkiraan biaya operasional tertinggi, yakni pada kondisi penggunaan mesin genset selama 24 jam penuh. Dari hasil perhitungan, diperoleh perkiraan biaya operasional sebesar Rp.800.700,-/bulan. Sementara itu, biaya operasional penggunaan es balok sebesar Rp.6.000.000,-/bulan.

Break Even Point (BEP) pada perancangan ini dihitung berdasarkan jumlah total biaya pengadaan dan selisih antara biaya operasional penggunaan es balok dengan perkiraan biaya operasional penggunaan *cold storage* hasil rancangan. BEP perancangan ini dihitung sebagai berikut:

$$BEP = \frac{BP}{BOe - 2 \cdot BOC}$$

Dimana,

BEP = *Break even point*

BP = Biaya pengadaan
= Rp.27.964.000,-

BOe = Biaya operasional es balok
= Rp.6.000.000,-/bulan

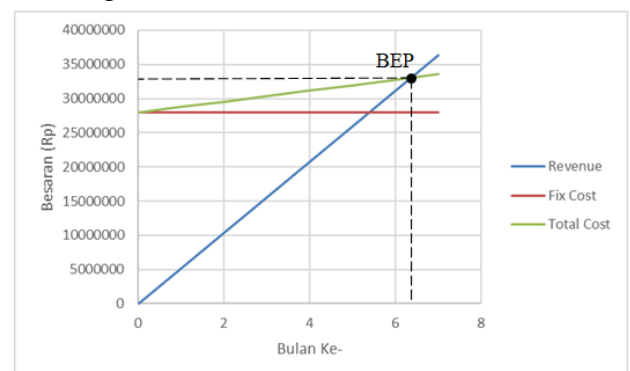
BOc = Biaya operasional *cold storage*
= Rp.800.700,-/bulan

Sehingga,

$$BEP = \frac{Rp. 27.964.000,}{Rp. \frac{6.000.000}{bulan} - 2 \cdot Rp. \frac{800.700}{bulan}}$$

$$= 6,36 \text{ bulan (bulan ke-7)}$$

Break Even Point (BEP) dari perancangan ini juga diperlihatkan dalam bentuk grafik berikut ini:



Gambar 4.7 Grafik *Break Even Point* Realisasi *Cold Storage* Hasil Rancangan

V. PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Dari hasil perencanaan yang telah dilakukan dengan mengacu pada rumusan masalah, maka dapat disimpulkan beberapa hal sebagai berikut :

1. Dimensi *case* dari *cold storage* berkapasitas 1 ton hasil rancangan adalah $2 \times 1 \times 0,7 \text{ m}^3$.
2. Besar daya total yang dibutuhkan untuk mengoperasikan *cold storage* berkapasitas 1 ton hasil rancangan adalah sebesar 592,967 Watt
3. Nilai *coefficient of performance* (COP) teoritis dari *cold storage* hasil rancangan adalah 3,64. Nilai tersebut menunjukkan bahwa mesin pendingin hasil rancangan memiliki kapasitas pendingin yang baik
4. Dari hasil pengolahan data, diperoleh besar biaya operasional mesin pendingin hasil rancangan adalah Rp. 800.700, / bulan. Sedangkan dari data hasil wawancara dengan nelayan, diperoleh biaya operasional penggunaan es balok sebesar Rp. 6.000.000, / bulan. Hal tersebut menunjukkan bahwa penggunaan *cold storage* hasil rancangan jauh lebih hemat, yakni menghemat 86,7% dari biaya penggunaan es balok.

5.2. Saran

1. Pada penelitian selanjutnya, diharapkan dapat memperhatikan nilai ergonomi dari produk yang dirancang.
2. Untuk mendukung penelitian selanjutnya, pihak universitas sebaiknya memperhatikan

ketersediaan dan keterbaharuan buku-buku di perpustakaan.

DAFTAR PUSTAKA

- Arwizet, dan Nelvi E. 2006. "Rancang Bangun Cold Storage Serta Analisis Karakteristik Fisis Dan Kimiawi Hasil Penyimpanan." Padang: Universitas Negeri Padang.
- Ayu C. C. D. P. 2017. "Perancangan Unit Mesin Pendingin (*Cold Storage*) Untuk Produk Karkas dengan Kombinasi Daur Kompresi Uap dan Refrigerasi Absorpsi dan *Flat Plate Solar Collector* di Kabupaten Pamekasan Madura". Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Badan Pusat Statistik Sulawesi Selatan. Badan Pusat Statistik. 2013. <https://sulsel.bps.go.id/statictable/2015/09/28/103/rata-rata-suhu-udara-kelembaban-tekanan-udara-kecepatan-angin-curah-hujan-dan-penyinaran-matahari-menurut-stasiun-di-provinsi-sulawesi-selatan-2013.html>. Diakses pada 28 Desember 2020.
- California Environmental Associates. 2018. "Tren Sumber Daya Kelautan dan Pengelolaan Perikanan di Indonesia." 147.
- Hasan H. 2012. "Perancangan Pembangkit Listrik Tenaga Surya di Pulau Saugi." *Jurnal Riset dan Teknologi Kelautan (JRTK)* 10(2):169–80. doi: 10.37753/strategy.v1i1.7.
- Holman J. P. 2010. *Heat Transfer Tenth Edition..* New York: McGrew-Hill.
- Honda Power Product. Honda Global. 2021. <http://www.hondapowerproducts.co.id>

- [/id/products/genset/genset--eg1000](#).
Diakses pada 11 Maret 2021.
- Kementrian Kelautan dan Perikanan. "Refleksi 2017 dan Outlook 2018 Membangun dan Menjaga Ekosistem Laut Indonesia Bersama Ditjen Pengeloaan Ruang Laut." *kkp.go.id*. Direktorat Jendral Pengelolaan Ruang Laut. 14 Maret 2018. Web. 26 September 2020.
- Koestoer R. A. 2002. *Perpindahan Kalor Untuk Mahasiswa Teknik Edisi Pertama*. Jakarta: Salemba Teknika.
- Kreith F., Raj M. M., dan Mark S B. 2011. *Principle of Heat Transfer*. Seventh Ed. Stamford: Cengage Learning.
- Meriani. 2017. "Kajian Potensi dan Efisiensi Energi Pembangkit Listrik Teaga Surya (PLTS) di Wilayah Pekanbaru" . *Surya Teknika* 5(1): 19-25. ISSN: 23544-6751.
- Mursadin, Aqli, dan Rachmat Subagyo. 2016. *Bahan Ajar Perpindahan Panas I HMKK 453*. Banjarmasin: Universitas Lambung Mangkurat.
- Prasetyo W. 2010. "Analisis *Break Even Point* (BEP) pada Industri Pengolahan Tebu di Pabrik Gula (PG) Mojo Kabupaten Sragen". Surakarta: Universitas Sebelas Maret.
- Pratama A. P., Sungkono, Hamri. 2020. "Studi Perancangan Penambahan Daya pada Pembangkit Listrik Tenaga Surya Pulau Karanrang".
- Pratama O. (2020). *Konservasi Perairan sebagai Upaya Menjaga Potensi Kelautan dan Perikanan Indonesia*. <https://kkp.go.id/djprl/artikel/21045-konservasi-perairan-sebagai-upaya-menjaga-potensi-kelautan-dan-perikanan-indonesia>. Diakses 26 September 2020.
- Rahmat, Muhammad R. 2015. "Perancangan cold storage untuk produk reagen." *Jurnal Ilmiah Teknik Mesin* 3(1):16–30.
- Ramadhan M. F., dan Urip P. 2018. "Studi Perencanaan *Cold Storage* Ikan Laut Menggunakan *Refrigerant Hydrocarbon* di Pelabuhan Perikanan (PP) Bulu Tuban". *Seminar Nasional Kelautan XIII*. Surabaya: Fakultas Teknik dan Ilmu Kelautan Universitas Hang Tuah.
- Rusman. 2015. "Pengaruh Variasi Beban Terhadap Efisiensi Solar Cell Dengan Kapasitas 50 Wp." *Turbo : Jurnal Program Studi Teknik Mesin* 4(2):84–90. doi: 10.24127/trb.v4i2.75.
- Setyowidodo F. 2016. "Analisa Penggunaan Campuran Es dan Garam Sebagai Pendingin Ikan di Atas Kapal Ikan Tradisional Untuk Nelayan di Pulau Sapudi, Madura". Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Stoecker W. F., dan Jerold W.J. 1983. *Refrigeration and Air Conditioning, Second Edition*. New York: McGraw-Hill.
- Viantus I., dkk. 2016. "Analisis Efisiensi pada Rancang Bangun *Solar Home System*". Pontianak: Program Studi Teknik Elektro Universitas Tanjungpura.
- Wasistha B. D., dkk. 2021. "Efisiensi Pembangkit Listrik Tenaga Surya *Off Grid* di Laboratorium Teknik Listrik Politeknik Negeri Jakarta". *Prosiding Seminar Nasional Teknik Elektro*. Vol. 6.
- Wibowo S., dkk. (2014). *Evaluasi Susut Hasil Pascapanen Perikanan*. 1–4.