

BAB IV

PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN

Dalam Bab ini akan dilakukan perhitungan terhadap kebutuhan-kebutuhan energi yang ada yang diperlukan dalam perancangan *Solar Cold Storage for Traditional Fisheries* ini. Dengan demikian maka mesin-mesin yang telah dirancang tersebut dapat direalisasikan sesuai dengan desain yang ada serta kondisi nyata di lapangan. Selain itu dilakukan beberapa pemilihan dari hasil perhitungan terhadap mesin-mesin yang ada di pasaran. Sebab perancangan yang sangat bagus dan sempurna sekalipun akan menjadi tidak berguna jika tidak bisa direalisasikan sesuai dengan kondisi nyata yang ada.

4.1 PERHITUNGAN BEBAN REFRIGERASI

Beban refrigerasi dihitung untuk mengetahui kebutuhan daya evaporator yang akan digunakan. Evaporator yang akan digunakan pada *cold storage* hanya berfungsi untuk menjaga temperatur ruangan yang ditetapkan sebesar 0° C. Beban refrigerasi yang dihitung meliputi :

1. Beban produk, yaitu beban yang diperlukan untuk menurunkan temperatur produk
2. Beban transmisi, yaitu beban yang diakibatkan kerugian kalor yang terjadi pada dinding cold storage.
3. Beban infiltrasi, yaitu beban yang diakibatkan rembesan kalor yang masuk ke ruang pendinginan.
4. Beban peralatan, yaitu beban yang diperlukan alat-alat listrik yang digunakan untuk membantu proses pendinginan produk, misalnya fan (kipas), lampu, dll.

4.1.1 Beban Produk

Dalam perhitungan beban produk ini ditetapkan penurunan temperatur ikan yang diharapkan adalah dari temperatur awal 27°C ke temperatur akhir ikan 2°C. Pengambilan temperatur awal 27°C diambil berdasarkan pertimbangan dari wawancara yang diperoleh dari nelayan tradisional di pelabuhan Muara Angke Teluk Jakarta dan referensinya dari ASHRAE 2002, Chapter 30. Sedangkan pengambilan

temperatur akhir ikan 2°C berdasarkan pertimbangan dari ASHRAE 2002, Chapter 18.

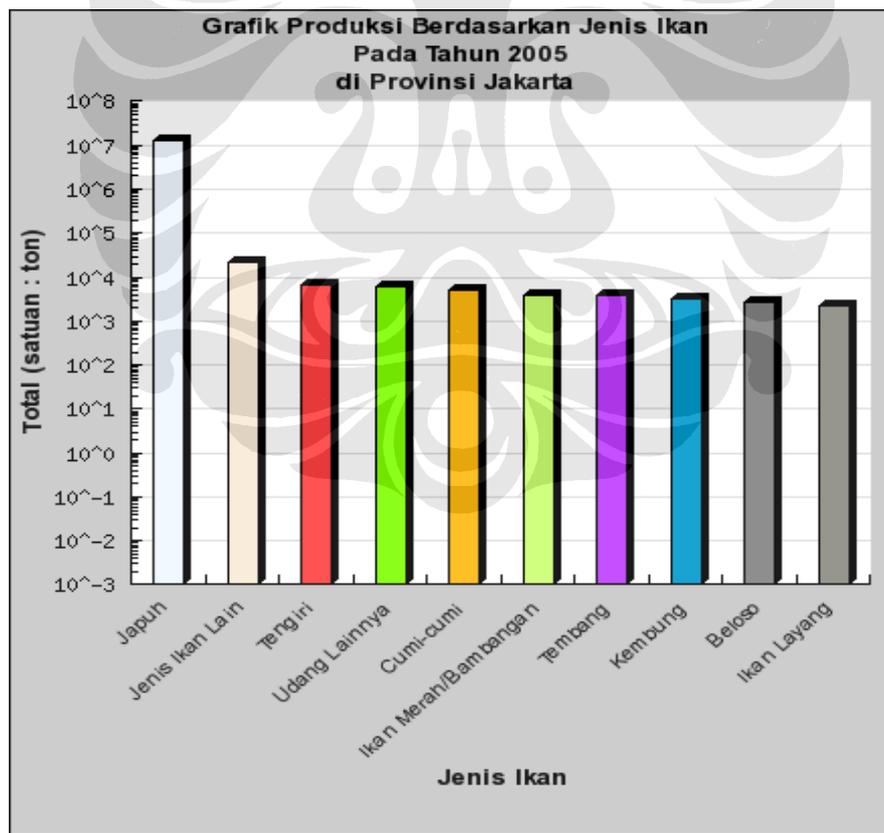
Sedangkan jenis ikan yang dijadikan referensi dalam perhitungan dalam beban produk adalah ikan tenggiri (*mackerel*). Pengambilan referensi jenis ikan tenggiri ini berdasarkan pertimbangan berikut:

1. Hasil Wawancara

Dalam wawancara terhadap nelayan tradisional di pelabuhan Muara Angke Teluk Jakarta pada tanggal 1 Desember 2007, maka diperoleh jenis tangkapan yang biasa didapatkan dari hasil melaut antara lain ikan kakap, ikan tenggiri, ikan tongkol dan iakan manyung.

2. Data statistik Departemen Kelautan dan Perikanan

Dari situs <http://statistik.dkp.go.id> yang dibrowsing pada tanggal 2 Desember 2007 diperoleh data bahwa ikan tenggiri termasuk 5 jenis ikan yang paling banyak ditangkap oleh nelayan di teluk jakarta. Dari grafik berikut bisa dilihat produksi tangkapan ikan oleh nelayan di Teluk Jakarta:



Gambar 4.1 Grafik Produksi Berdasarkan Jenis Ikan Pada Tahun 2005 di Provinsi Jakarta

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

- Massa seluruh ikan yang akan sebesar 100 kg.
- Kalor jenis ikan tenggiri diatas titik pembekuan , $C_{p \text{ ikan}}$, yaitu sebesar 3330 J/(kg.K) ^[8]. Kalor jenis ikan tenggiri dibawah titik pembekuan tidak diperhitungkan karena temperatur akhir produk sebesar 2°C ^[9] sehingga tidak mencapai suhu pembekuan ikan sebesar -2,2°C. Dalam perancangan solar cold storage ini hanya menjaga temperatur ikan tetap segar di temperatur 2°C sehingga ketika nelayan tiba di pelabuhan kondisi ikan masih segar ketika dimasukkan ke *freezer plant*.
- Waktu yang diperlukan untuk menurunkan temperatur ikan dari temperatur awal 27°C ke temperatur akhir ikan 2°C ditentukan selama 18 jam.
- Dari data-data tersebut diperoleh kalor yang dibutuhkan untuk mendinginkan produk adalah sebesar:

$$\begin{aligned} Q_{\text{ikan}} &= m_{\text{ikan}} \cdot C_{p \text{ ikan}} \cdot \Delta T_{\text{ikan}} \\ &= (100) \cdot (3330) \cdot (27-2) \\ &= 8.325.000 \text{ Joule} \end{aligned}$$

- Dari besar kalor pendinginan diatas maka dapat dihitung beban produk sebagai berikut :

$$\begin{aligned} q_{\text{produk}} &= \frac{Q_{\text{ikan}}}{t_{\text{pendinginan}}} \\ q_{\text{produk}} &= \frac{8.325.000}{18 \times 3600} \\ q_{\text{produk}} &= 128,47 \text{ watt} \end{aligned}$$

4.1.2 Beban Transmisi

Dari data-data yang ada pada perancangan yang telah dilakukan, maka perhitungan kerugian kalor yang terjadi pada ruangan berdasarkan data-data yang ada adalah sebagai berikut:

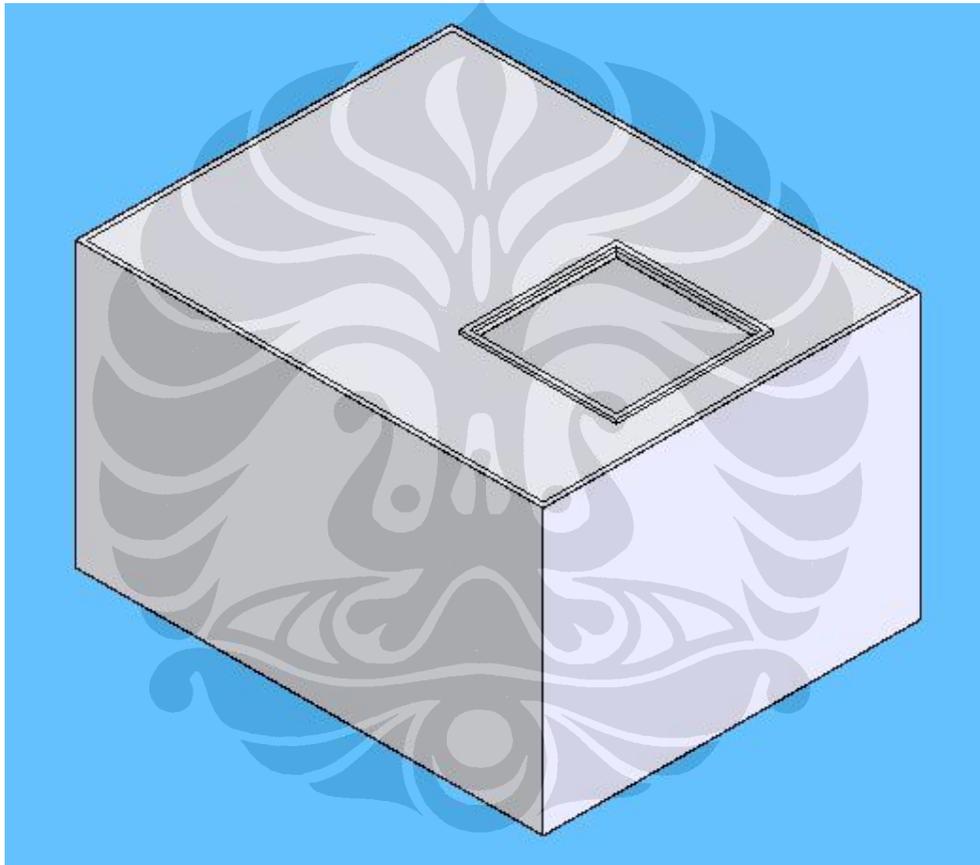
- ✓ Dimensi *cold storage*:
 - Panjang ruangan, $L_R = 2,5 \text{ m}$
 - Lebar ruangan, $W_R = 2 \text{ m}$
 - Tinggi ruangan, $H_R = 1,5 \text{ m}$

- ✓ Material dindingnya berupa *sandwich panel* yang terdiri atas lapisan *Carbon Steel* (dalam), *Polystyrene* (tengah) dan *Carbon Steel* (luar). Dengan properti sebagai berikut:

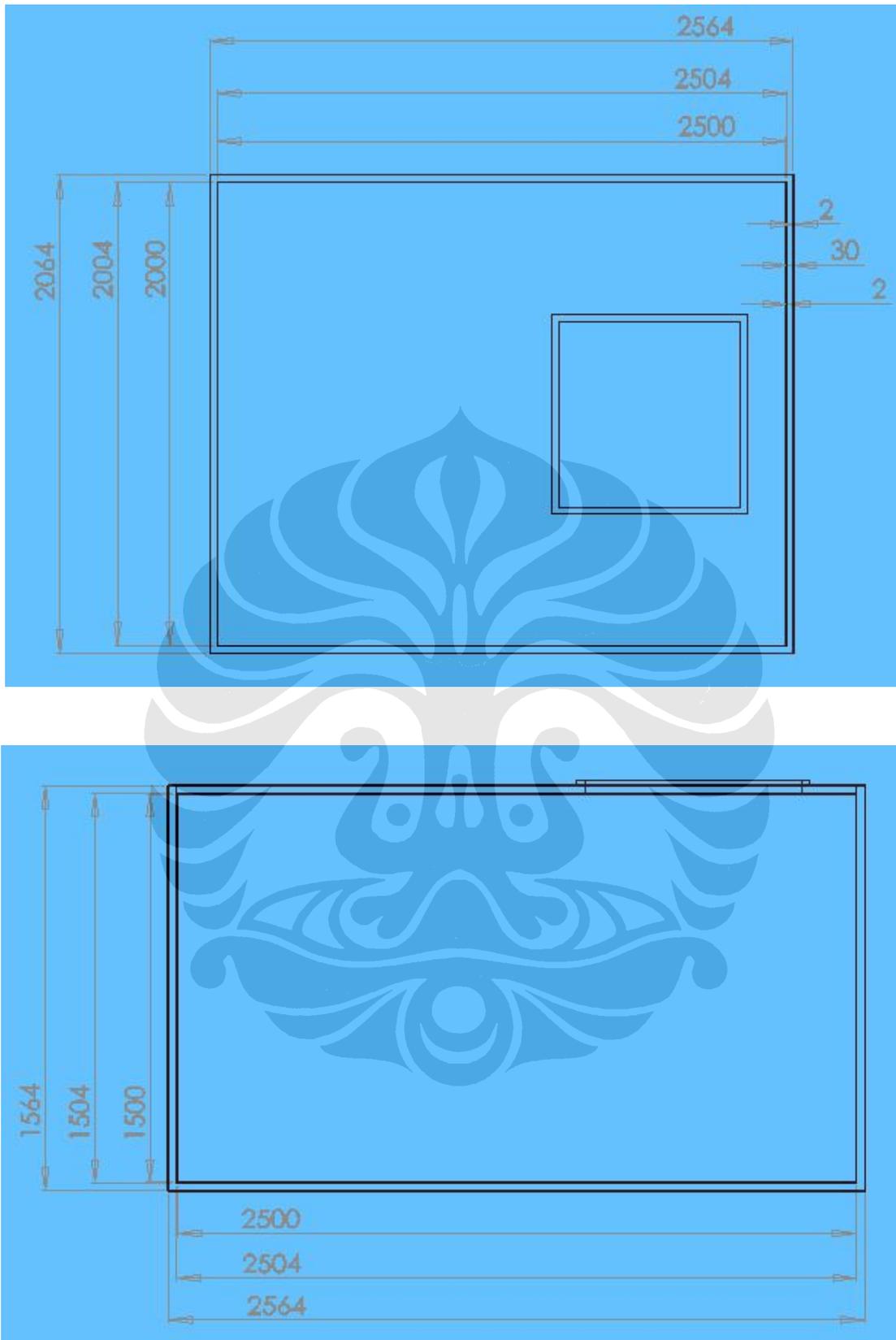
Tabel 4.1 Properti Sandwich Panel

Material	k (W/m.K)
<i>Carbon Steel</i>	43
<i>Polystyrene</i>	0.03

Berikut gambaran 3D dan 2D cold storage dengan *sandwich panel*nya :



Gambar 4.2 Bentuk 3D cold storage



Gambar 4.3 Bentuk 2D dari Cold Storage, serta ukuran dan tebal dari isolasi panel.

Untuk dinding cold storage bagian atas, depan, samping dan belakang cold storage dilapisi dengan kayu, Nilai dari konduktivitas thermal dari kayu adalah 0,16 W/mK. Perpindahan kalor secara konveksi diabaikan karena tidak ada udara yang bergerak pada sisi dinding cold storage ini.

Maka, nilai kerugian kalor dari masing-masing dinding adalah:

- o Dinding atas :

$$\frac{1}{U} = \frac{d_{CS1}}{k_{CS}} + \frac{d_{polystyrene}}{k_{polystyrene}} + \frac{d_{CS2}}{k_{CS}} + \frac{d_{wood}}{k_{wood}}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{0,002}{43} + \frac{0,03}{0,03} + \frac{0,002}{43} + \frac{0,01}{0,16} = 1,626 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$U = 0,615 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$$

- o Dinding samping, bawah, depan dan belakang:

$$\frac{1}{U} = \frac{d_{CS1}}{k_{CS}} + \frac{d_{polystyrene}}{k_{polystyrene}} + \frac{d_{CS2}}{k_{CS}} + \frac{d_{wood}}{k_{wood}}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{0,002}{43} + \frac{0,03}{0,03} + \frac{0,002}{43} + \frac{0,3}{0,16} = 2,783 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$U = 0,348 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$$

- ✓ Temperatur ambient lingkungan laut adalah 38°C, sedangkan suhu laut adalah 29°C. Maka beban total transmisi adalah:

- o Dinding atas:

$$q_{atas} = U_{atas} \cdot A_{atas} \cdot (T_{ambient} - T_{ikan})$$

$$q_{atas} = 0,615 \cdot (2,5 \times 2) \cdot (38 - 27) = 33,84 \text{ W}$$

- o Dinding bawah:

$$q_{bawah} = U_{bawah} \cdot A_{bawah} \cdot (T_{laut} - T_{ikan})$$

$$q_{bawah} = 0,348 \cdot (2,5 \times 2) \cdot (29 - 27) = 3,48 \text{ W}$$

- o Dinding samping:

$$q_{samping} = U_{samping} \cdot A_{samping} \cdot (T_{ambient} - T_{ikan})$$

$$q_{samping} = 0,348 \cdot (1,5 \times 2) \cdot (38 - 27) = 11,48 \text{ W}$$

- o Dinding depan dan belakang:

$$q_{d/b} = U_{d/b} \cdot A_{d/b} \cdot (T_{laut} - T_{ikan})$$

$$q_{d/b} = 0,348 \cdot (2,5 \times 1,5) \cdot (29 - 27) = 2,61 \text{ W}$$

- Beban transmisi total adalah:

$$q_{transmisi} = Q_{atas} + Q_{bawah} + 2Q_{samping} + 2Q_{d/b}$$

$$q_{transmisi} = 33,84 + 3,48 + (2 \cdot 11,48) + (2 \cdot 2,61) = 65,5 \text{ W}$$

4.1.3 Beban Infiltrasi

Seperti yang dijelaskan diatas, beban infiltrasi merupakan beban yang diakibatkan rembesan kalor yang masuk ke ruang pendinginan. Rembesan ini terjadi akibat adanya pertukaran udara pada saat *cold storage* dibuka. Besarnya beban infiltrasi yang terjadi dalam perancangan *cold storage* ini adalah sebagai berikut:

- Temperatur udara di *cold storage*, $T_R = 0^\circ\text{C}$ dengan kelembaban relatif 95% mempunyai entalpi, $h_{U,R}$, sebesar $8,99 \text{ kJ/kg}^{[10]}$. Temperatur udara luar, $T_U = 38^\circ\text{C}$ dengan kelembaban relatif 45% dan entalpi, h_U , sebesar $86,7 \text{ kJ/kg}^{[10]}$.
- Volume ruangan *cold storage* adalah sebesar:

$$\begin{aligned} V_{CS} &= 2,5 \times 2 \times 1,5 \\ &= 7,5 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

dengan massa jenis udara di dalam *cold storage*, $\rho_{U,R}$, sebesar $1,34 \text{ kg/m}^3$.

- Jumlah pertukaran udara setiap harinya (n) dapat ditentukan sebesar :

$$n = 3 \times V_{cs}^{[11]}$$

$$n = 3 \times 7,5 = 22,5 \approx 23 \text{ kali}$$

- Sehingga diperoleh besarnya laju kalor, q_{inf} , yang masuk ke dalam ruangan per harinya adalah sebesar:

$$\begin{aligned} q_{inf} &= \frac{\rho_{U,R} V_{CS} (h_U - h_{U,R}) n}{24 \times 3600} \\ &= \frac{1,34 \times 7,5 \times (86,7 - 8,99) \times 23 \times 1000}{24 \times 3600} \\ &= 203,38 \text{ W} \end{aligned}$$

4.1.4 Beban Peralatan

Beban peralatan yang dihitung dalam perancangan *cold storage* ini hanyalah beban pada kipas yang digunakan. Untuk mengetahui besarnya beban kipas yang digunakan dalam perancangan *cold storage* ini adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{kipas}} &= \frac{V_{cs} \times 100 \text{ watt}}{20 \text{ m}^3} \dots\dots [12] \\
 &= \frac{7,5 \times 100}{20} \\
 &= 37,5 \text{ W}
 \end{aligned}$$

4.1.5 Beban Total Refrigerasi

Dari seluruh perhitungan beban-beban yang ada, maka besarnya beban pendinginan keseluruhan yang harus diberikan oleh evaporator untuk menjaga temperatur udara ruangan *cold storage* sebesar 0°C adalah:

$$\begin{aligned}
 Q_{CS} &= Q_{\text{produk}} + Q_{\text{transmisi}} + Q_{\text{inf}} + Q_{\text{kipas}} \\
 &= 128,47 + 65,5 + 203,38 + 37,5 \\
 &= 434,85 \text{ W}
 \end{aligned}$$

Pada umumnya perancangan mesin refrigerasi di Indonesia menggunakan safety factor 30 % ^[13] maka dengan *safety factor* sebesar 30% maka diperoleh beban refrigerasi yang dibutuhkan oleh evaporator adalah sebesar:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{evap}} &= 1,3 Q_{CS} \\
 &= 1,3(434,85) \\
 &= 565,3 \text{ W}
 \end{aligned}$$

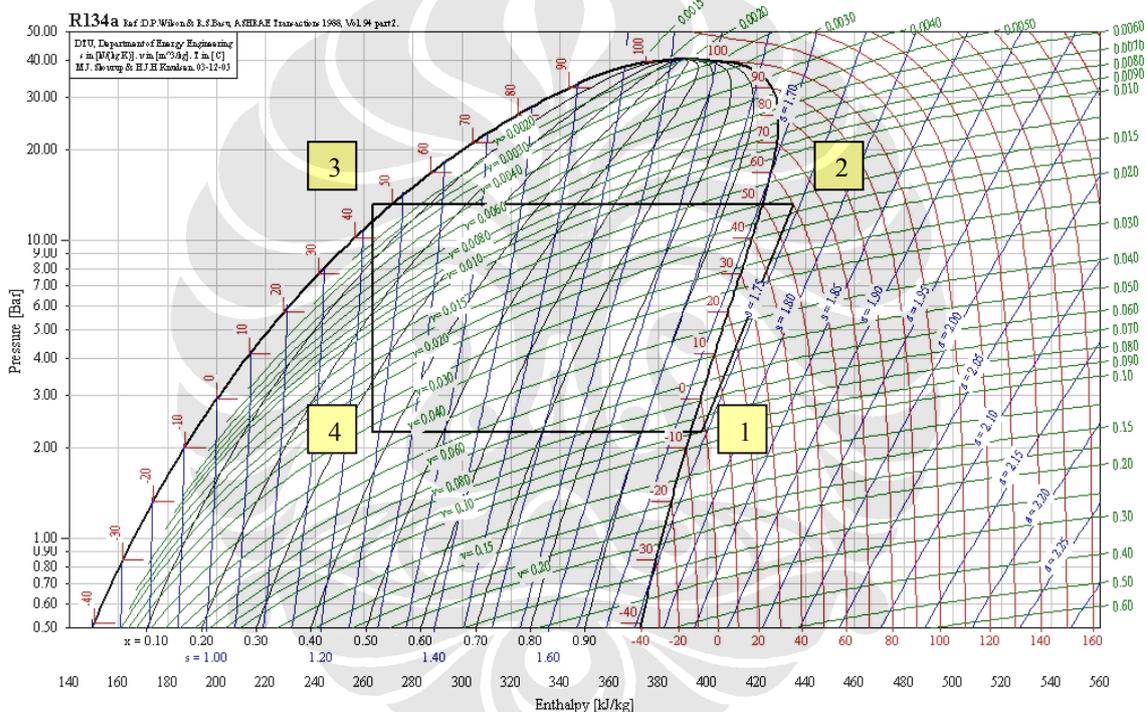
4.2 PERHITUNGAN UNTUK MESIN-MESIN REFRIGERASI

Berdasarkan pertimbangan-pertimbangan dalam perancangan, maka berikut ini adalah data-data yang akan digunakan untuk proses perhitungan dan pemilihan mesin-mesin refrigerasi:

- Temperatur evaporator ditetapkan sebesar -7°C dengan pertimbangan bahwa perbedaan temperatur ruangan *cold storage* dan temperatur evaporator biasanya minimal 7°C ^[13]. Untuk temperatur ruangan ditetapkan 0°C karena temperatur ruangan harus lebih rendah daripada temperatur akhir produk yang ditetapkan sebesar 2°C.
- Temperatur kondenser juga ditetapkan sebesar 45°C. Hal ini dikarenakan supaya dimensi kondenser cukup untuk ditempatkan di ruang mesin mengingat kondenser yang digunakan adalah kondenser berpendingin udara dengan temperatur udara sekitar 38°C.

- Beban refrigerasi yang dibutuhkan oleh evaporator adalah sebesar 565,3 Watt atau 0,565 kW.
- Dalam perancangan ini ditetapkan pemakaian superheating dan subcooling masing-masing sebesar 5K [13] dengan tujuan untuk memastikan fasa refrigerant yang masuk ke kompresor murni hanya berupa gas dan fasa refrigerant yang masuk ke ekspansi valve murni hanya berupa liquid.
- Refrigerant yang digunakan pada perancangan ini adalah R134A.

Dari data-data tersebut di atas, maka dapat dibuat siklus refrigerasinya dalam diagram p-h dengan menggunakan perangkat lunak *Cool Pack* seperti berikut ini:



Gambar 4.4 Diagram p-h untuk sistem refrigerasi dengan refrigerant R 134 a

Dari gambar di atas, dapat diketahui besarnya temperatur, tekanan, entalpi, dan massa jenis refrigerant pada setiap titik. Berikut ini adalah tabel untuk keempat titik tersebut:

Tabel 4.2 Properties refrigerant di setiap titik dalam siklus refrigerasi.

Titik	Temperatur (°C)	Tekanan (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Massa Jenis (kg/m ³)
1	-2	2,256	397,528	0,09
2	54.963	11.597	432.366	0.019
3	40	11.597	256.160	0.019
4	-2	2,256	256.160	0,09

Dari tabel diatas, maka jika ingin mendapatkan efek refrigerasi sebesar 0,593 kW, maka harus dipenuhi beberapa hal berikut:

- Efek refrigerasi terjadi dari titik 4 ke titik 1, sehingga besarnya efek refrigerasi, Δh_e , adalah:

$$\begin{aligned}\Delta h_e &= h_1 - h_4 \\ &= 397,528 - 256.16 \\ &= 141.368 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Maka laju aliran massa refrigeran, \dot{m}_r , yang harus digunakan adalah sebesar:

$$\begin{aligned}\dot{m}_r &= \frac{q_{\text{evap}}}{\Delta h_e} \\ &= \frac{0,565}{141,368} \\ &= 0,004 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

- Dari laju aliran massa refrigerant yang ada, maka bisa diketahui besarnya daya kompresor. Proses kompresi terjadi dari titik 1 ke titik 2, sehingga besarnya kerja kompresor, Δh_k , adalah:

$$\begin{aligned}\Delta h_k &= h_2 - h_1 \\ &= 432.366 - 397,528 \\ &= 34.838 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Maka besarnya daya yang dibutuhkan kompresor adalah sekitar:

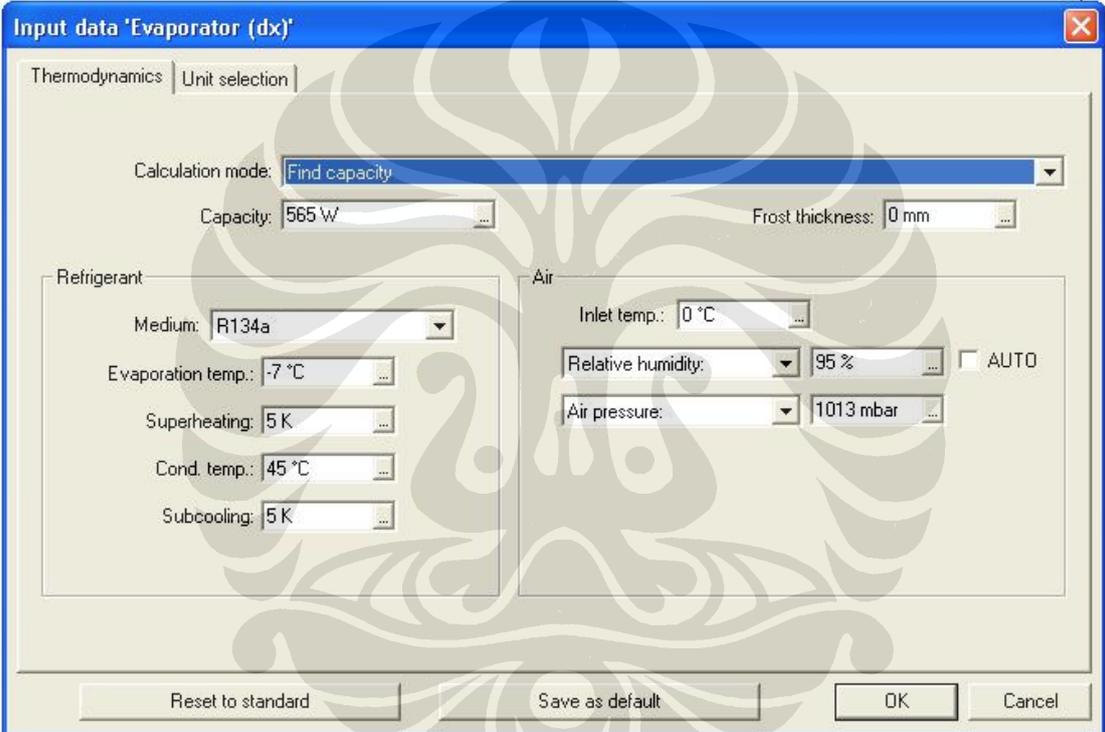
$$\begin{aligned}W_{\text{komp}} &= \dot{m}_r \cdot \Delta h_k \\ &= (0,004) \cdot (34,838) \\ &= 0,139 \text{ kW} = 139 \text{ watt}\end{aligned}$$

- Besarnya daya yang diperlukan oleh kondenser pun dapat diketahui dari besarnya efek refrigerasi dan daya kompresor yang dibutuhkan. Proses kondensasi terjadi dari titik 2 ke titik 3, sehingga daya kondensasi, q_{kon} , yang dibutuhkan adalah:

$$\begin{aligned}q_{\text{kon}} &= q_{\text{evap}} + W_{\text{komp}} \\ &= 565 + 139 \\ &= 704 \text{ Watt} = 0,704 \text{ kW}\end{aligned}$$

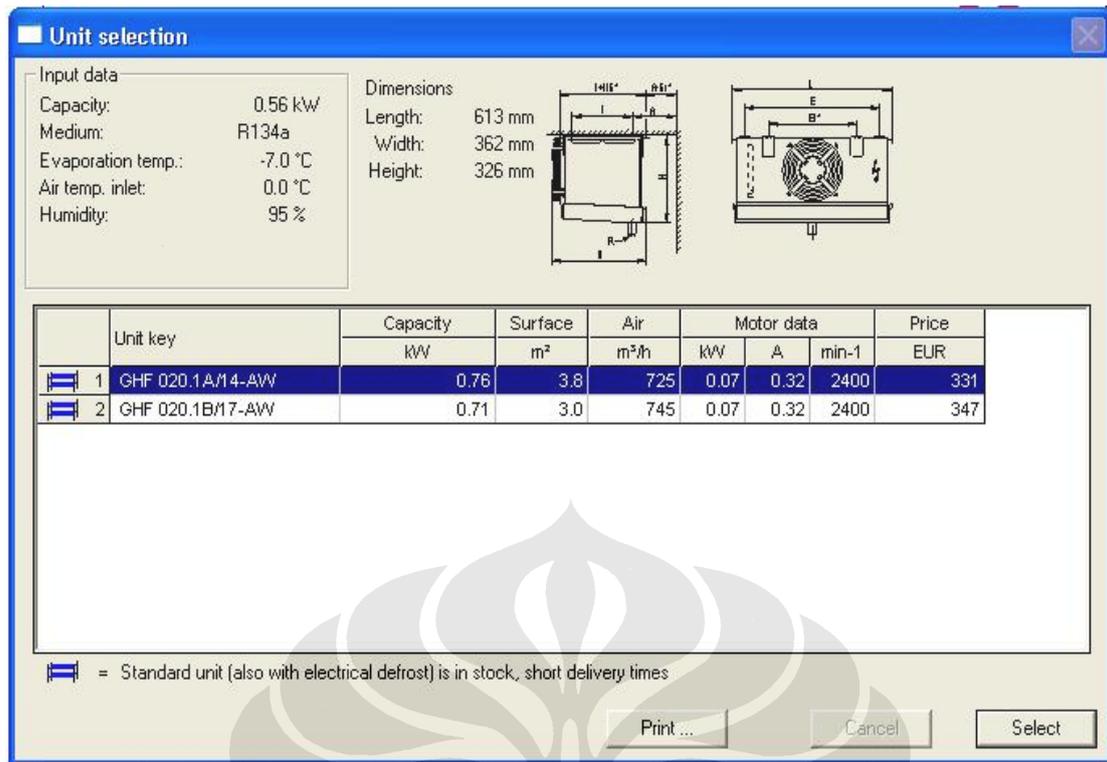
4.2.1 Pemilihan Evaporator Untuk *Cold Storage*

Dari perhitungan diatas diperoleh besar beban refrigerasi yang diperlukan evaporator, maka selanjutnya dilakukan pemilihan evaporator yang cocok sesuai dengan kebutuhan desain. Dalam pemilihan digunakan perangkat lunak *Güntner Product Calculator Customer* yang merupakan perangkat lunak katalog untuk produk-produk Güntner, pemilihan diawali dengan memasukkan data-data sebagai berikut ini:



Gambar 4.5 Input pemilihan evaporator untuk *cold storage*

Setelah dilakukan perhitungan, maka selanjutnya adalah melakukan pemilihan dari evaporator-evaorator yang mungkin digunakan. Pada pemilihan evaporator ini diusahakan agar daya input motor untuk kipas paling kecil dengan harga semurah mungkin. Dari data input diatas diperoleh alternatif evaporator yang bisa di gunakan dari pabrikan *Güntner* sebagai berikut :



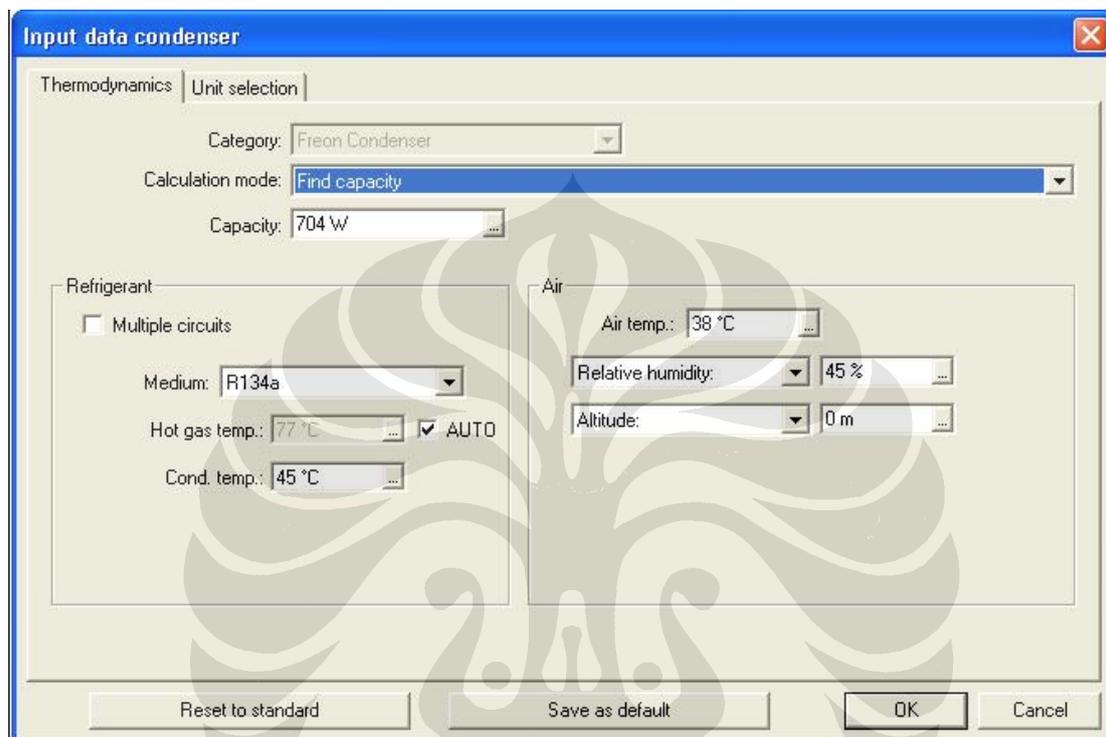
Gambar 4.6 Pemilihan evaporator

Dari perhitungan perangkat lunak *Güntner Product Calculator Customer* ternyata hanya diperoleh 2 pilihan produk yang ada. Berikut adalah data spesifikasi dari evaporator yang akan digunakan:

- Tipe evaporator: GHF 020.1A/14-AW
- Kapasitas : 0.76 kW
- Laju aliran udara : 725 m³/h
- Temperatur udara masuk: 0°C dengan kelembaban relatif 95 %
- Temperatur udara keluar: -1,9°C dengan kelembaban relatif 99 %
- Tekanan udara: 1013 mbar
- Kapasitas elektrik motor: 0,07 kW atau 70 Watt
- Untuk refrigerant:
 - Temperatur evaporasi: -7,0 °C
 - *Superheating*: 5,0 K
 - Temperatur kondensasi: 50°C
 - Temperatur *subcooled*: 45°C

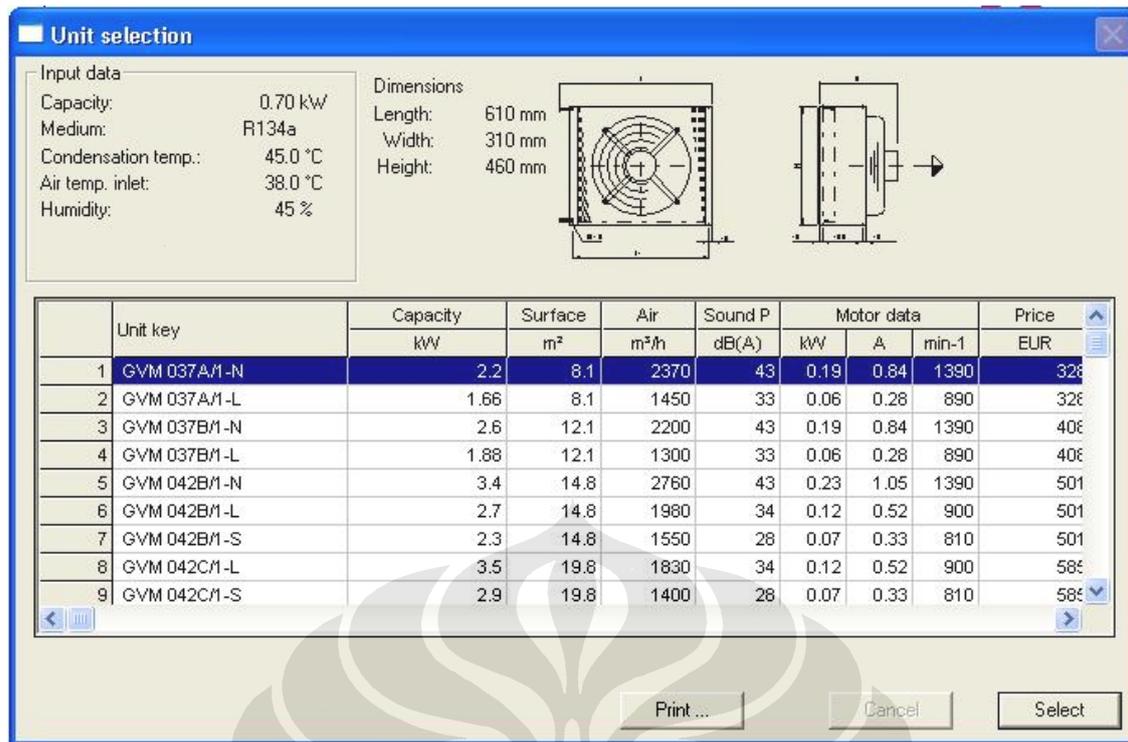
4.2.2 Pemilihan Kondenser Untuk *Cold Storage*

Dari perhitungan sebelumnya diperoleh besar beban refrigerasi untuk kondenser sebesar 704 Watt. Selanjutnya dapat dipilih kondenser yang cocok untuk desain cold storage ini Caranya sama dengan cara memilih evaporator yaitu memanfaatkan perhitungan dari perangkat lunak *Güntner Product Calculator Customer* dengan harus memasukkan data-data berikut :



Gambar 4.7 Data input untuk pemilihan kondenser

Setelah dilakukan perhitungan, maka selanjutnya adalah melakukan pemilihan dari kondenser - kondenser yang mungkin digunakan. Pada pemilihan kondenser ini diusahakan agar daya input motor untuk kipas paling kecil dengan harga semurah mungkin. Dari data input diatas diperoleh alternatif kondenser yang bisa di gunakan dari pabrikan *Güntner* sebagai berikut :



Gambar 4.8 Pemilihan kondenser

Dari perhitungan perangkat lunak *Güntner Product Calculator Customer* ternyata hanya diperoleh 9 pilihan produk yang ada. Berikut adalah data spesifikasi dari kondenser yang akan digunakan:

- Tipe kondenser: GVM 037A/1-L
- Kapasitas : 2,9 kW
- Laju aliran udara : 1450 m³/h
- Temperatur udara masuk : 38. °C
- Kapasitas elektrikal motor : 0,06 kW atau 60 Watt
- Untuk refrigerant:
 - Temperatur gas panas : 82°C
 - Temperatur awal kondensasi: 48,4°C

4.2.3 Pemilihan Kompresor Untuk *Cold Storage*

Untuk dapat menghitung besar beban yang diperlukan kompresor, maka harus diperoleh dahulu besar beban pendinginan untuk evaporator. Dari perhitungan sebelumnya diperoleh beban pendinginan untuk evaporator sebesar 565 Watt. Data ini dapat dipakai dalam pemilihan kompresor yang cocok untuk cold storage dimana dalam perhitungan digunakan perangkat lunak *Danfoss RS+3* yang merupakan

perangkat lunak katalog untuk produk-produk Danfoss, pemilihan diawali dengan memasukkan data-data sebagai berikut ini:

Gambar 4.9 Data input untuk pemilihan kompresor

Dari data input diatas terlihat jenis kompresor yang akan dipilih adalah jenis kompresor DC. Hal ini diambil dengan pertimbangan dari kebutuhan desain memakai seluruh komponen DC sehingga dalam perancangan Solar Cold storage ini tidak diperlukan komponen inverter lagi untuk untuk mengubah tegangan DC yang dihasilkan modul fotovoltaik menjadi tegangan AC. Berikut adalah alternatif kondenser yang bisa di gunakan dari pabrikan *Danfoss* dari perhitungan perangkat lunak *Danfoss RS+3*:

Model	Code number	Refrigerant	Phases	Mains voltage (V)	Capacity (W)	Power input	COP	Current	Speed	Match
BD35F	10120200	R134a	0	0-0	133	67	1.97	5.61	3,500	24%
BD50F	10120203	R134a	0	0-0	165	93	1.77	7.91	3,500	29%
BD250GH	10120400	R134a	0	0-0	199	123	1.61	10.27	4,400	35%
BD80F	10120280	R134a	0	0-0	236	145	1.62	12.11	4,400	42%
BD260/250GH	10120500	R134a	0	0-0	398	247	1.61	20.55	4,400	70%

Gambar 4.10 Pemilihan kompresor

Dari berbagai jenis kompresor DC yang dapat dipilih maka dipilih kompresor dengan type BD80F dengan power input 145 watt karena mempunyai tingkat kecocokan yang tinggi yakni 42% serta mempunyai besar COP yang cukup besar dan daya kompresor yang ada mendekati nilai daya yang diperoleh dari perhitungan desain yakni dengan nilai power input 139 watt sehingga perancangan ini masih aman dan layak pakai.

Berikut adalah spesifikasi dimensi dan elektrik dari kompresor type BD 80 F dengan power input sebesar 145 watt :

Tabel 4.3 spesifikasi dimensi kompresor type BD 80 F

Height	137 mm
Height from baseplate (B)	135 mm
Height suction	128 mm
Height discharge	73 mm
Suction connector	6.2 mm
Process connector	6.2 mm
Discharge connector	5 mm
Suction connector material	Cu-plated steel
Suction connector sealing	Al-cap
Process connector material	Cu-plated steel
Process connector sealing	Al-cap
Discharge connector material	Cu-plated steel
Discharge connector sealing	Al-cap
Connector tolerance	+/- 0.09, on 5mm +0.12/+0.2

Tabel 4.4 Spesifikasi elektrik kompresor type BD 80 F

Nominal voltage (D.C.)	12 24 V
Motor configuration 1	DC/Permanent Magnet
Winding resistance (main)	2.0 Ω
Max stationary winding temp.	125 °C
Max short term winding temp.	135 °C

4.3 PERHITUNGAN TOTAL BEBAN LISTRIK

Seluruh beban listrik yang akan ditanggung oleh kapasitas listrik yang dihasilkan solar modul dalam perancangan *Solar Cold Storage* ini bisa di hitung dengan menjumlahkan seluruh kebutuhan listrik dari seluruh komponen dalam sistem refrigerasi yang ada dalam perancangan ini. Berikut adalah besar kebutuhan listrik (beban) dari masing-masing komponen tersebut :

- Beban listrik kompresor DC type BD80F adalah 145 Watt
- Beban elektrik evaporator adalah 70 Watt
- Beban elektrik kondenser adalah 60 Watt

Sehingga

$$\begin{aligned}
 W_{\text{tot}} &= W_{\text{komp}} + W_{\text{evap}} + W_{\text{kond}} \\
 &= 145 + 70 + 60 \\
 &= 275 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

4.4 PENENTUAN JUMLAH MODUL FOTOVOLTAIK

Urutan penentuan jumlah modul fotovoltaik yang dilakukan pada perancangan ini adalah :

1. Beban modul fotovoltaik adalah beban total listrik dari sistem refrigerasi yaitu sebesar 275 Watt
2. *Peak Solar Hour* (PSH) merupakan lamanya panas terik matahari yang ada tiap harinya. Dalam perancangan digunakan PSH yang minimum yaitu selama 1 jam, agar beban menjadi maksimum.
3. Daya beban yang ditanggung merupakan beban lemari pendingin yang berupa listrik tegangan DC, maka :
 - a. Pada siang hari (PV panel-batere-beban)
 $W = 40\% \times 275 \text{ Watt} = 110 \text{ Watt}$
 - b. Pada malam hari (batere-beban)
 $W = 60\% \times 275 \text{ Watt} = 165 \text{ Watt}$
4. Kerugian-kerugian yang mungkin terjadi, antara lain :
 - a. Kerugian akibat toleransi PV panel sebesar 5 %
 - b. Kerugian akibat kabel batere sebesar 5 %
 - c. Kerugian akibat efisiensi batere sebesar 20 %
5. Faktor koreksi :
 - a. Pada siang hari (PV panel-batere-beban)
Faktor koreksi = $1 + \text{losses} = 1 + (0,05+0,05+0,2) = 1,3$
 - b. Pada malam hari (batere-beban)
Faktor koreksi = $1 + \text{losses} = 1 + (0,05+0,2) = 1,25$
6. Daya beban setelah faktor koreksi :
 - a. Pada siang hari (PV panel-batere-inverter-beban)
P setelah faktor koreksi = $1,3 \% \times 110 \text{ Watt} = 143 \text{ Watt}$
 - b. Pada malam hari (batere-inverter-beban)
P setelah faktor koreksi = $1,25 \% \times 165 \text{ Watt} = 214,5 \text{ Watt}$

Maka, beban total setelah faktor koreksi yaitu :

$$\text{Beban total} = 143 + 214,5 = 357,5 \text{ Watt}$$

7. Beban total tiap harinya, yaitu :

$$P_w = \frac{\text{Total load}}{PSH} = 357,5 \text{ Wp}$$

8. Daya pada modul fotovoltaik yang digunakan diperoleh :

$$I_m = 2,9 \text{ Amps dan } V_m = 17,3 \text{ Volts}$$

$$P_m = I_m \times V_m = 2,9 \times 17,3 = 50,17 \text{ Wp}$$

9. Maka banyaknya modul fotovoltaik yang digunakan pada pengujian lemari pendingin adalah :

$$N_{pv} = \frac{P_w}{P_m} = \frac{357,5}{50,17} = 7,126 \text{ modul} \approx 7 \text{ modul fotovoltaik.}$$

4.5 PENENTUAN JUMLAH BATERE

Urutan penentuan jumlah batere yang akan digunakan pada perancangan ini adalah :

1. Waktu pemakaian batere ditentukan selama 24 jam karena penggunaan *solar cold storage* harus terus-menerus selama nelayan pergi melaut.
2. Beban total listrik dari sistem refrigerasi diperoleh sebesar 275 Watt, maka Energy netto dari batere = $W_{tot} \times t_{batere} = 275 \times 24 = 6600 \text{ Watt Jam}$
3. Asumsi DOD sebesar 80 % maka

$$\text{Total energi dari batere} = \frac{E_{netto}}{DOD} = \frac{6600}{0,8} = 8250 \text{ Watt Jam}$$

4. Dari spesifikasi batere yang akan digunakan diperoleh tegangan batere sebesar

$$14 \text{ Volt, maka kapasitas total batere} = \frac{E_{total}}{V_{batere}} = \frac{8250}{14} = 589,286 \text{ Ah}$$

5. Batere yang akan digunakan mempunyai kapasitas 70 Ah, sehingga

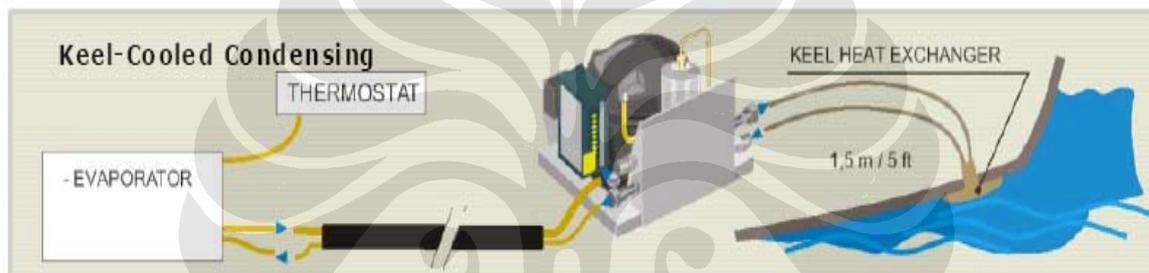
$$\text{Jumlah batere} = \frac{Q_{tot}}{Q} = \frac{589,286}{70} = 8,41 \approx 8 \text{ batere, dengan asumsi desain sudah}$$

aman karena seluruh perhitungan sudah memakai safety faktor, faktor koreksi dan *depth of discharge* batere sebesar 80%.

4.6 PENGGUNAAN KEEL CONDENSER SEBAGAI ALTERNATIF OPTIMASI PERANCANGAN

4.6.1 Pengenalan Sistem Keel Cooled

Keel cooling merupakan bentuk unik dari sistem water cooled dimana water cooled kondenser ditempel dekat kompresor dan pendinginnya disirkulasikan dengan pompa. Sedangkan keel cooler merupakan heat exchanger yang berkontak langsung (direndam) dengan air laut. Sistem ini merupakan sistem yang lebih reliabel dibandingkan sistem lainnya seperti air cooled ataupun water cooled. Sistem keel cooled mempunyai efisiensi 20 % lebih besar dibandingkan sistem air cooled dan 5 %^[15] lebih besar water cooled. Namun sistem ini memerlukan perawatan dalam hal filter cleaning.



Gambar 4.11 Sistem keel cooled condensing^[16]



Gambar 4.12 Salah satu keel condenser produksi Great Water Inc^[17]

Berikut beberapa keuntungan dari pemakaian sistem keel cooled :

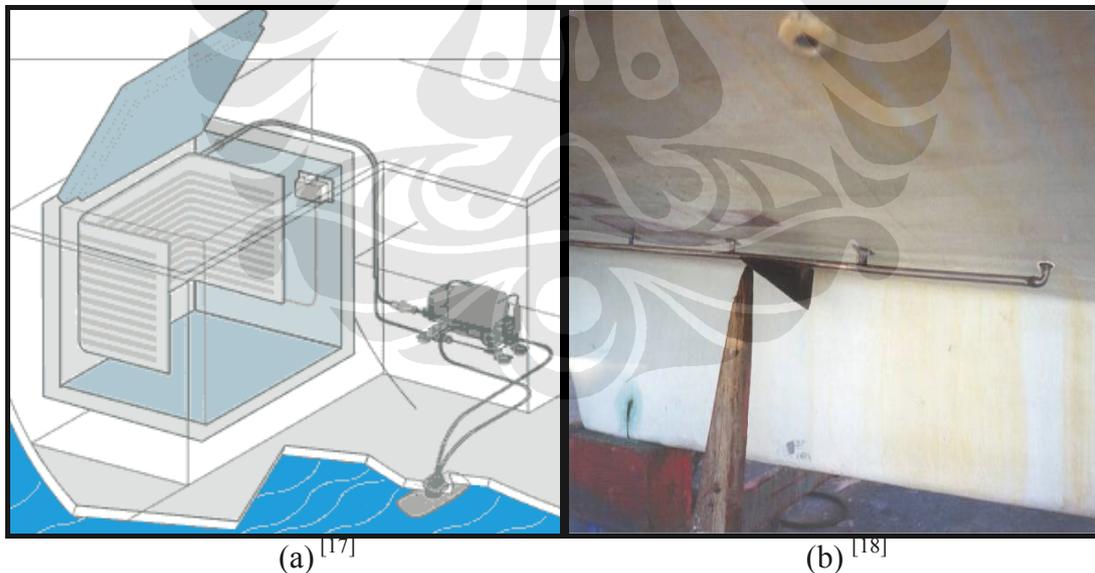
1. Pendinginan menggunakan keel cooler mengurangi penggunaan daya 20 % lebih besar dibandingkan berpendingin udara.
2. Keel cooler mengurangi penggunaan pompa air laut sehingga tidak menimbulkan kebisingan.
3. Dimensi keel kondenser yang dibuat bisa lebih kecil dibandingkan kondenser berpendingin udara.

Namun sistem tersebut juga memiliki beberapa kelemahan antara lain :

1. Memerlukan lubang yang besar pada saat pemasangannya di lambung kapal.
2. Memperbesar drag yang akan dialami lambung kapal pada saat bergerak.
3. Memerlukan perawatan khusus seperti inspeksi korosi
4. Tidak bisa diopersikan ketika kapal ditempatkan didarat

4.6.2 Instalasi sistem keel cooled

Keel cooled condenser harus ditempel dilambung dengan pengoboran lubang untuk menempelkannya di lambung. Setelah betul-betul rapat maka bisa dipasang rubber o-ring pada lubang tersebut sehingga bisa dipastikan tidang ada kebocoran yang akan terjadi. Jika pemasangannya menggunakan baut maka harus dipastikan baut yang dipasang secara benar dan ketat. Penentuan letak instalasi benar-benar harus dipertimbangkan secara cermat karena jika tidak tepat bisa mengakibatkan kerusakan pada keel condenser dan akan memperbesar drag (hambatan) yang terjadi. Instalasi keel kondenser harus berada dibawah garis air pada lambung sehingga heat transfer yang diharapkan tidak terganggu dan keel condenser yang dipasang harus diperiksa keadaan korosinya secara periodik.



Gambar 4.12 (a) dan (b) Instalasi keel kondenser di bagian lambung (hull) kapal