



SKRIPSI – ME141501

***COOLING MANAGEMENT* SISTEM REFRIGERASI PADA *COLD STORAGE* BAHAN MAKANAN DENGAN VARIASI BEBAN PENDINGINAN**

Ivan Nabil Arighi
NRP 0421134000055

Dosen Pembimbing
Sutopo Purwono Fitri, ST, M.Eng., Ph.D.

**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
2018**



SKRIPSI - ME 141501

***Cooling Management Sistem Refrigerasi pada Cold Storage
Bahan Makanan dengan Variasi Beban Pendinginan***

Ivan Nabil Arighi

NRP 04211340000055

Dosen Pembimbing

Sutopo Purwono Fitri, ST., M.Eng., Ph.D.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



FINAL PROJECT- ME 141501

***Cooling Management System on Cold Storage with Variations
of Cooling Capacity***

Ivan Nabil Arighi

NRP 04211340000055

Supervisor

Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng. Ph.D.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

**COOLING MANAGEMENT SISTEM REFRIGERASI PADA COLD
STORAGE BAHAN MAKANAN DENGAN VARIASI BEBAN
PENDINGINAN**

TUGAS AKHIR

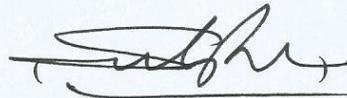
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Ivan Nabil Arighi
NRP. 0421143000055

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir :

Sutopo Purwono Fitri., ST., M.Eng., Ph.D.



Surabaya,
Juli 2018

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

COOLING MANAGEMENT SISTEM REFRIGERASI PADA COLD STORAGE BAHAN MAKANAN DENGAN VARIASI BEBAN PENDINGINAN

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :
Ivan Nabil Arighi
NRP. 0421134000055

Disetujui oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan :



Surabaya,
Juli 2018

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Cooling Management Sistem Refrigerasi pada Cold Storage dengan Berbagai Variasi Beban Pendinginan

Nama Mahasiswa : Ivan Nabil Arighi

NRP : 0421134000055

Departemen : Teknik Sistem Perkapalan ITS

Dosen Pembimbing 1 : Sutopo Purwono Fitri, ST., M.Eng., Ph.D.

Abstrak

Cold Storage adalah ruangan untuk menyimpan suatu produk dengan temperatur yang dapat disesuaikan dengan kebutuhan produk. Pada desain sistem yang akan dirancang terdapat beberapa parameter untuk dapat menghitung kebutuhan yang akan dicapai, dimana pada *cold storage* milik PT. Perikanan Nusantara di daerah sidoarjo terdapat tiga ruangan yang memiliki perbedaan keluaran temperatur pada evaporator, temperatur -35°C untuk ruangan ABF (*Air Blast Freeze*), -25°C untuk ruang *cold storage*, serta 5°C untuk ruangan *anteeroom*, dengan data yang diperoleh pada *cold storage* akan dibuat desain sistem refrigerasi dengan tujuan mengetahui perbandingan kinerja dari masing – masing sistem refrigerasi, dan dapat digunakan sebagai pembanding untuk bahan makanan lainnya, oleh karena itu jenis refrigeran yang digunakan harus memiliki syarat *food grade*, dengan desain sistem refrigerasi *cascade* dan menggunakan refrigeran R404a pada sisi *high stage* dan CO2 (R744) pada sisi *low stage*, performa dari desain sistem yang dirancang didapatkan nilai COP pada sistem refrigerasi sebesar 4,20, dan COP pada *cold storage* sebesar 4,77 pada ruang ABF, 2,43 pada ruang *cold storage*, dan 6,2 pada ruang *anteeroom* dengan kebutuhan pendinginan pada ruang ABF sebesar 13,6 kW, pada ruang *cold storage* 8,34 kW, dan pada sisi *high stage* terdapat ruang *anteeroom* beban pendinginan sebesar 17,49 kW dan 34,15 kW untuk Q pada komponen *heat exchanger*. Untuk biaya konsumsi listrik dengan selisih sebesar Rp.19.676.359,- dari sistem refrigerasi konvensional dengan sistem *cascade* diperoleh dari daya input tiap kompresor yang digunakan, dimana pada sistem konvensional dengan tiga buah kompresor didapatkan biaya listrik perbulan sebesar Rp. 30.448.294,- dan Rp. 10.771.934 untuk sistem refrigerasi dengan dua buah kompresor dengan sistem *cascade*.

Keywords: cold storage, variasi beban pendinginan, cooling management

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

Cooling Management System on Cold Storage with Variations of Cooling Capacity

Name of Student : Ivan Nabil Arighi
NRP : 0421134000055
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan ITS
Supervisor 1 : Sutopo Purwono Fitri, ST., M.Eng., Ph.D.

Abstrak

Cold Storage is a room for a variety of products with temperature that can be tailored to the needs of the product. In the design of the system to be designed several parameters to be able to calculate the needs to be achieved, when cold storage owned PT.Perikanan Nusantara in sidoarjo area available three room that have a temperature value on the evaporator, temperature -35°C for ABF (*Air Blast Freezer*) room, -25°C for cold storage room, and 5°C for anteroom room, with cold cold storage data will be designed refrigeration system design in order to know the performance of each refrigeration system, and can be used as other food ingredients, therefore the type of refrigerant already has food grade requirement, with cascade refrigeration design and R404a refrigerant on high stage and CO₂ (R744) side on low side stage, design performance of designed system COP value in refrigeration system 4,20 and COP at cold storage equal to 4.77 in the ABF space, 2.43 in the cold storage space, and 6.2 in the anteroom room with the printed requirement in the ABF space 13,6 kW, 8.39 kW cold storage space, and on the high side there is an anteroom cooling load space of 17.49 kW and 34.15 kW for Q in the heat exchanger component. For the cost of electricity consumption by the difference of Rp.19.676.359, - from the conventional refrigeration system with the cascade system obtained from the input power of each compressor used, where the conventional system with three compressors obtained electricity cost per month of Rp. 30,448,294, - and Rp. 10.771.934,- for refrigeration system with two compressors with cascade system.

Keywords : Cold storage, variation cooling capacity, cooling management

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Allah SWT, Tuhan Yang Maha Esa, yang telah memberikan rahmat, anugerah serta tuntunannya-Nya, sehingga penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “*Cooling Management Sistem Refrigerasi pada Cold Storage dengan Berbagai Variasi Beban Pendinginan*” dengan baik dan tepat waktu. Dimana tugas akhir ini diajukan sebagai salah satu syarat kelulusan program studi sarjana di Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS.

Penulis menyadari, terselesaikannya Tugas Akhir ini tidak lepas dari bantuan dan dukungan dari banyak pihak. Oleh karena itu penulis menyampaikan rasa terimakasih yang mendalam kepada pihak-pihak di bawah ini :

1. Kedua orang tua penulis, Ibu Siti Fatimah dan Bapak Amin Rosidi (alm) serta Bapak Jaswadi yang terus memberikan dukungan dan menjadi penyemangat dalam penulis melakukan aktifitas selama perkuliahan dan penulisan tugas akhir ini.
2. Para saudara penulis, Unzila Amrina Rosada dan Fairuz Zulfa Nuha yang memberikan semangat dan canda tawa serta tentunya dukungan doa dalam kehidupan penulis.
3. Bapak Dr. Eng. Badrus Zaman, ST., MT selaku kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan yang sudah memberikan ilmu baik materi kuliah maupun diluar perkuliahan yang dapat menjadi pembelajaran bagi penulis.
4. Bapak Sutopo Purwono Fitri., ST., M.Eng., Ph.D. selaku dosen pembimbing pertama penulis yang senantiasa memberikan bimbingan pada saat proses penelitian dan pembelajaran baik di perkuliahan maupun diluar perkuliahan yang berkaitan dengan sikap, pengembangan diri serta paska kampus bagi penulis.
5. Bapak Prof. Semin., ST., MT., Ph.D. selaku dosen wali yang telah memberikan ilmu materi kuliah maupun diluar perkuliahan yang dapat menjadi pembelajaran bagi penulis.
6. Seluruh dosen, tenaga kependidikan serta manajemen Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK – ITS.
7. Kawan seperjuangan angkatan BARAKUDA '13 seperti ahmad, riko, yang turut berjuang bersama untuk bisa menyelesaikan tugas akhir ini.
8. Seluruh keluarga BARAKUDA '13 yang selalu mendukung dan membantu selama perkuliahan di tahun pertama hingga tahun terakhir di Departemen Teknik Sistem Perkapalan.
9. Kawan yang tak lupa untuk memberikan support dan saling mengingatkan dalam hal kebaikan, serta memberikan bantuan secara mental dan ilmunya yusuf, faisal, danang, yang selama ini tetap memberikan semangatnya dan doa yang terbaik.
10. Seluruh kakak tingkat BISMARCK '12 yang sudah membukakan mata dan pikiran serta sudah memberikan pengalaman yang tidak akan terlupakan selama perkuliahan maupun paska perkuliahan. Selain itu juga kepada adik

tingkat MERCUSUAR '14 sebagai adik tingkat terdekat yang sudah memberikan semangat dan bantuan untuk menyelesaikan tugas akhir.

11. Kepada pihak yang tidak bisa disebutkan satu per satu, terima kasih atas segala bantuan dan dukungan yang telah diberikan kepada penulis.

Penulis menyadari bahwa penelitian yang dilakukan dalam tugas akhir ini jauh dari sebuah kesempurnaan, oleh karenanya kritik dan saran sangat terbuka untuk membangun dan kebaikan bersama kedepannya.

Akhir kata, penulis berharap semoga apa yang tertulis dalam tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi penulis khususnya maupun pembaca pada umumnya.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	Error! Bookmark not defined.
Abstrak	ix
KATA PENGANTAR	xiii
DAFTAR GAMBAR	xvii
DAFTAR TABEL	xviii
BAB 1	1
PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Batasan Masalah	2
1.4. Tujuan	2
1.5. Manfaat	2
BAB II	3
TINJAUAN PUSTAKA	3
2.1. Cold Storage	3
2.2. Sistem Refrigerasi	3
2.2.1. Sistem Kompresi Uap	3
2.3. Tipe Cold Storage	4
2.4. Metode Pendinginan pada <i>Cold Storage</i>	6
2.5. Jenis Insulasi pada <i>Cold Storage</i>	9
2.6. Teknikal Data Insulator	13
2.7. Jenis Refrigeran	14
BAB III	17
METODOLOGI PENELITIAN	17
3.1. Identifikasi dan Perumusan Masalah	17
3.2. Studi Literatur	17
3.3. Pengumpulan Data	17
3.4. Studi Empiris	17
3.5. Perencanaan Sistem	18
3.6. Perhitungan Sistem	18
3.7. Analisa Teknis dan Ekonomis	18
3.8. Kesimpulan dan Saran	18
BAB IV	21
ANALISA DAN PEMBAHASAN	21
4.1. Data pada Cold Storage	21
4.2. Perhitungan COP dan Beban Pendinginan	22
4.3. Perhitungan COP dan Beban Pendinginan <i>Cold Storage</i>	23
4.4. Perhitungan COP dan Beban Pendinginan <i>Air Blast Freezer (ABF)</i>	25
4.5. Perhitungan COP dan Beban Pendinginan <i>Anteroom</i>	27
4.5.1. Perhitungan COP	28
4.5.2. Perhitungan Beban Pendingin Anteroom	28
4.6. Perancangan Desain Sistem Refrigerasi	30

4.6.1.	Perhitungan Laju Aliran Massa Refrigeran.....	31
4.6.2.	Perhitungan Panas pada Kondensor HS.....	32
4.6.3.	Perhitungan Daya Kompresor	32
4.6.4.	Perhitungan COP Aktual.....	33
	Perhitungan Komponen Sistem.....	33
4.6.5.	Perhitungan Evaporator LS ABF	33
4.6.6.	Katup Ekspansi LS.....	39
4.6.7.	Perhitungan Kondensor HS.....	40
4.6.8.	Katup Ekspansi HS	41
4.7.	Perhitungan Penukar Panas.....	42
4.8.	Hasil Perhitungan.....	47
4.9.	Perhitungan Ekonomi.....	48
4.9.1.	Perhitungan Capital Cost	49
4.9.2.	Perbandingan Harga Refrigeran.....	51
	BAB V PENUTUP	53
	DAFTAR PUSTAKA	55
	BIODATA PENULIS	57

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Skema Sistem Kompresi Uap	4
Gambar 2.2 T-s diagram Sistem Kompresi Uap	4
Gambar 2.3 Cold Storage dengan unit pendingin di dalam yang disesuaikan	5
Gambar 2.4 Cold Storage dengan unit pendingin di luar chamber	5
Gambar 2.5 Skema Sistem cold storage multi kargo.....	6
Gambar 2.6 Sistem Kompresi Uap	7
Gambar 2.7 Sistem Natural Flooded	7
Gambar 2.8 Sistem Pump Circulation	8
Gambar 2.9 Sistem Pump Circulation Secondary	8
Gambar 3.1 Diagram Desain Sistem Refrigerasi yang Dirancang	19
Gambar 3.2 Diagram Metode Penelitian	20

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Sifat fisik bahan insulasi	13
Tabel 2.2 Data properti R-22.....	14
Tabel 2.3 Data properti R-717.....	15
Tabel 2.4 Data properti R-404a.....	15
Tabel 2.5 Data properti R744.....	15
Tabel 4.1 Data Cold Storage	21
Tabel 4.2 Properti refrigeran R-404A	22
Tabel 4.3 Parameter Data Sistem Refrigerasi	30
Tabel 4.4 Beban Pendinginan Tiap Ruangan	30
Tabel 4.5 Properti CO2 (R744) untuk Evaporator LS ABF.....	31
Tabel 4.6 Properti CO2 (R744) untuk Evaporator LS cold storage	31
Tabel 4.7 Properti R404a untuk kondensor HS.....	32
Tabel 4.8 Hasil Perhitungan Komponen	47
Tabel 4.9 Perhitungan Biaya Energi untuk Kompresor	48
Tabel 4.10 Perhitungan Capital Cost.....	49
Tabel 4.11 Perhitungan Kebutuhan biaya listrik	49
Tabel 4.12 Perhitungan Kebutuhan Perawatan	50
Tabel 4.13 Hasil perhitungan cash flow dari desain sistem refrigerasi.....	50
Tabel 4.14 Harga Refrigeran	51

BAB 1 PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Cold storage adalah ruangan untuk menyimpan suatu produk dengan temperatur yang dapat disesuaikan dengan kebutuhan produk. Untuk mengkondisikan temperatur ruangan pada kisaran yang dibutuhkan, *cold storage* memanfaatkan sistem referigerasi kompresi uap untuk mendinginkannya. Refrigerasi dapat dikatakan juga sebagai sebagai proses pemindahan panas dari suatu bahan atau ruangan ke bahan atau ruangan lainnya (Ilyas, 1993), sedangkan menurut Hartanto (1985) pendinginan atau refrigerasi adalah suatu proses penyerapan panas pada suatu benda dimana proses ini terjadi karena proses penguapan bahan pendingin (refrigeran).

Menurut Arismunandar dan Saito (2005) refrigerasi adalah usaha untuk mempertahankan suhu rendah yaitu suatu proses mendinginkan udara sehingga dapat mencapai temperatur dan kelembaban yang sesuai dengan kondisi yang dipersyaratkan terhadap kondisi udara dari suatu ruangan tertentu, faktor suhu dan temperatur sangat berperan dalam memelihara dan mempertahankan nilai kesegaran ikan.

Refrigerasi memanfaatkan sifat-sifat panas (thermal) dari bahan refrigerant selagi bahan itu berubah keadaan dari bentuk cairan menjadi bentuk gas atau uap dan sebaliknya dari gas kembali menjadi cairan (Ilyas, 1993). Pembagian cold storage bertujuan untuk memenuhi kebutuhan penyimpanan dengan berbagai macam variasi suhu dalam satu ruangan cold storage. Daya listrik sistem referigerasi yang digunakan disuplai oleh genset maupun sumber listrik dari PLN. Sistem kompresi uap memiliki instalasi yang sederhana. Dalam sebuah sistem hanya dibutuhkan masing-masing sebuah kompresor, kondensor, katup ekspansi dan evaporator yang satu sama lain dihubungkan dengan instalasi perpipaan. Hal ini membuat sistem kompresi uap tidak membutuhkan tempat yang luas, namun hal tersebut menjadi sebuah keterbatasan dari *cold storage* untuk menyuplai kebutuhan pendinginan didalam *chamber*.

Pada sistem kompresi uap bekerja secara mekanaik dan perpindahan panas dilakukan dengan cara memanfaatkan sifat refrigeran yang berubah dari fase cair ke fase gas (uap) dan kembali ke fase cair secara berulang ulang. Dimana refrigeran mendidih pada suhu yang jauh lebih rendah dibandingkan air pada tekanan yang sama.

Proses kompresi dianggap berlangsung secara isentropik karena lebih mendekati keadaan sesungguhnya, meskipun secara teoritis kompresi isotermal lebih disukai karena membutuhkan kerja lebih kecil. Kerja pada proses pengecilan (*throtling*) seharusnya dapat di daur ulang, akan tetapi karena tidak ekonomis jarang dilakukan.

Dalam bidang industri saat ini *cold storage* menjadi solusi untuk perusahaan diversifikasi, dimana permintaan konsumen terus meningkat, sedangkan cold storage konvensional saat ini masih terbatas hanya untuk satu jenis bahan pangan, maka perusahaan mencari cara agar dapat menyimpan bahan

pangan dengan berbagai macam-macam jenis bahan pangan, namun hal tersebut akan berpengaruh terhadap kebutuhan pendinginan dan konsumsi daya listrik, sehingga diperlukan adanya inovasi atau desain sistem dari *cold storage* yang dapat menjadi solusi bagi perusahaan diversifikasi tersebut untuk menggunakan desain sistem *cold storage* yang lebih hemat energi dari penyimpanan berbagai macam bahan pangan.

1.2. Rumusan Masalah

Adapun masalah yang diangkat dalam tugas akhir ini antara lain.

- a. Bagaimana rancangan desain sistem *cold storage* yang dibutuhkan untuk perusahaan diversifikasi?
- b. Bagaimana kinerja dari desain sistem yang dirancang?
- c. Bagaimana analisa ekonomis sistem pendingin *cold storage* yang akan di rancang?

1.3. Batasan Masalah

Batasan masalah yang diberikan pada tugas akhir ini adalah.

- a. Penelitian ini mendesain sistem pendingin untuk pengaplikasian pada *cold storage* pada bahan makanan.
- b. Biaya pembuatan *cold storage*.

1.4. Tujuan

Tujuan dilakukannya penelitian dari tugas akhir ini adalah.

- a. Merancang desain sistem pendingin yang dibutuhkan untuk memenuhi beban pendinginan pada *cold storage* multi kargo.
- b. Menganalisa kinerja desain sistem pendinginan yang dirancang.
- c. Menganalisa faktor ekonomis dari sistem *cold storage* multi kargo.

1.5. Manfaat

Dari tugas akhir ini diharapkan akan didapatkan keluaran berupa.

- a. Mengetahui spesifikasi sistem yang dapat diaplikasikan pada *cold storage*.
- b. Mengetahui nilai-nilai yang dapat digunakan sebagai pertimbangan dalam pemilihan sistem pendingin khususnya pada *cold storage*.
- c. Mengetahui kebutuhan dari beban pendinginan yang lebih efisien.
- d. Menjadi bahan pertimbangan bagi pembaca untuk memilih sistem pendingin dengan karakteristik yang diharapkan

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Cold Storage

Cold Storage merupakan alat refrigerasi yang bertujuan untuk mengkondisikan temperatur sebuah ruangan agar tetap dalam kondisi yang diinginkan, kebanyakan dari *cold storage* konvensional masih menggunakan sistem kompresi uap sederhana, dimana terdapat komponen berupa kompresor, kondensor, evaporator, dan katup ekspansi. Keempat komponen tersebut menjadi komponen wajib yang ada pada setiap sistem kompresi uap, untuk dapat bekerja dengan optimal, maka sistem dari kompresi uap sederhana ini perlu adanya penambahan atau inovasi yang akan menghasilkan suhu pendinginan lebih rendah namun dengan daya atau power yang sama, sehingga dapat menjadi alternatif lain untuk menjadi *cold storage* yang hemat energi.

Ada beberapa hal lain yang perlu dipertimbangkan ketika akan mendesain suatu sistem pada *cold storage*, seperti kebutuhan dari beban pendinginan dimana hal ini tujuan dari pembuatan cold storage, cuaca daerah yang akan dibangun akan memengaruhi ketebalan dari dinding dari konstruksi yang akan dibangun, hal ini akan berpengaruh terhadap kecepatan perpindahan panas dari lingkungan ke dalam *chamber cold storage*, maka harus dipilih insulasi dinding yang dapat menahan kecepatan dari perpindahan panas tersebut, dan sistem pintu dari *cold storage* juga akan berpengaruh terhadap kinerja dari pendinginan, jika pintu yang terlalu lebar dan membutuhkan waktu lama ketika membuka dan menutup, hal tersebut akan membuat udara dari lingkungan masuk dan menurunkan suhu dari pendinginan, maka hal ini perlu dipertimbangkan dalam pemilihan jenis pintu

2.2. Sistem Refrigerasi

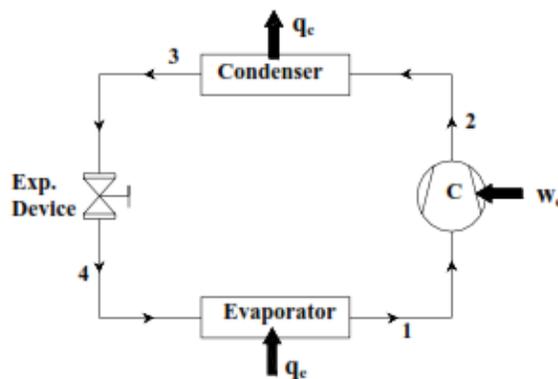
Sistem Refrigerasi merupakan sistem pendingin yang digunakan untuk mengkondisikan temperatur menjadi lebih sejuk dan dingin, dibawah suhu di lingkungan, dengan cara memindahkan panas dari dalam ruangan ke lingkungan. Sistem pendingin juga didefinisikan sebagai proses mengekstraksi panas dari sumber panas dengan temperatur yang lebih rendah atau media pendingin dan menransfernya ke temperatur yang lebih tinggi.

2.2.1. Sistem Kompresi Uap

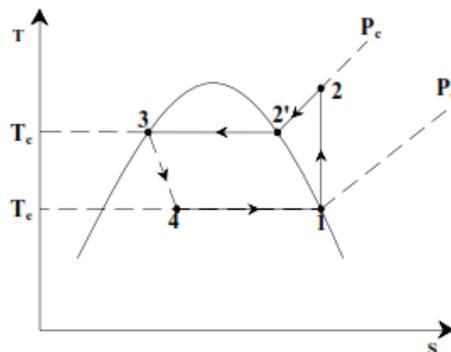
Kompresi Uap merupakan sistem refrigerasi yang secara konvensional banyak digunakan saat ini, dengan komponen dan sistem yang sederhana, sistem ini dapat mengkondisikan temperatur suatu ruangan dengan alat berupa kompresor, kondensor, evaporator, dan katup ekspansi, dimana cairan refrigeran sebagai media pendinginnya.

Siklus pada kompresi uap dapat dibagi menjadi beberapa perubahan fasa dari refrigeran, diantaranya yaitu, Pemampatan (kompresi). Uap refrigeran lewat

panas bersuhu dan tekanan rendah yang berasal dari proses penguapan dimampatkan oleh kompresor menjadi uap bersuhu dan bertekanan tinggi agar kemudian mudah diembunkan, uap kembali menjadi cairan didalam kondensor. Pengembunan (kondensasi). Proses pengembunan adalah proses penyalinan atau pemindahan panas dari uap refrigeran bersuhu dan bertekanan tinggi hasil pemampatan kompresor ke medium pengembun di luar kondensor. Pemuaian adalah proses pengaturan kesempatan bagi refrigeran cair untuk memuai agar selanjutnya dapat menguap di evaporator. Penguapan (evaporasi), pada proses ini, refrigeran cair berada dalam pipa logam evaporator mendidih dan menguap pada suhu tetap, walaupun telah menyerap sejumlah besar panas dari lingkungan sekitarnya yang berupa zat alir dan pangan dalam ruangan tertutup berinsulasi. Panas yang diserap dinamakan “panas laten penguapan.



Gambar 2.1 Skema Sistem Kompresi Uap



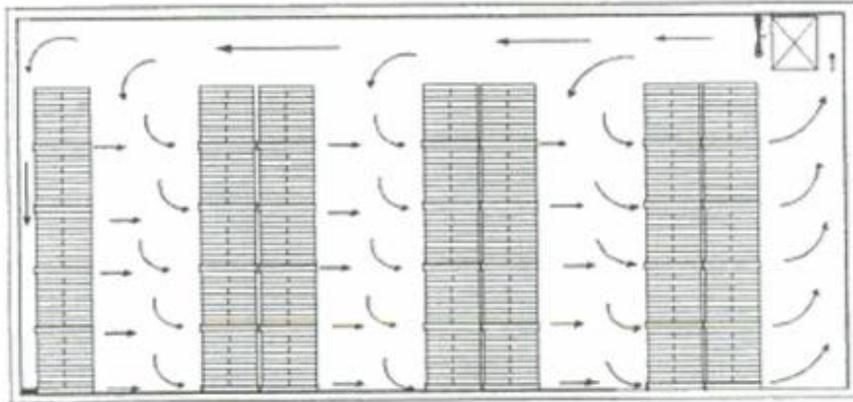
Gambar 2.2 T-s diagram Sistem Kompresi Uap

2.3. Tipe Cold Storage

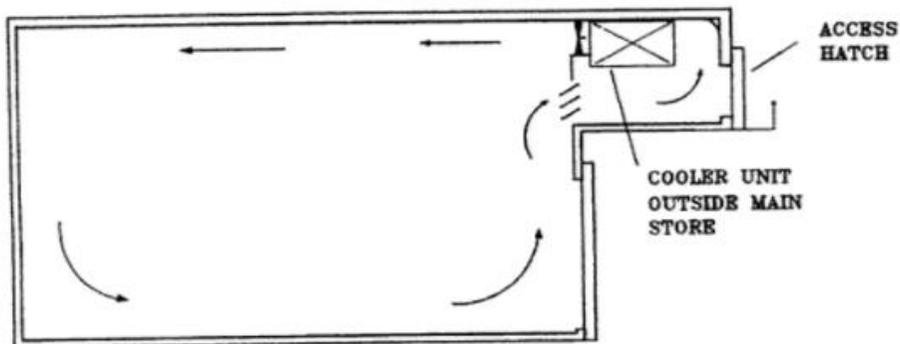
Kebanyakan dari *cold storage* menggunakan metode pendinginan yang modern, seperti unit pendingin yang berada di dalam ruang muat (*chamber*) maupun berada diluar ruang muat, dengan desain yang sederhana tipe ini juga menjadi yang sering digunakan karena harga yang murah untuk pemasangannya. Namun distribusi dari pendinginannya tidak merata, terlalu tinggi pada bagian

dinding ataupun terlalu rendah pada titik tertentu jika penataan ruang tidak diatur jarak antar rak.

Dengan penataan yang rapi pada rak di ruang muat, tipe unit pendingin akan lebih merata distribusi penyebaran dari udara dingin.



Gambar 2.3 *Cold Storage* dengan unit pendingin di dalam yang disesuaikan jarak antar rak



Gambar 2.4 *Cold Storage* dengan unit pendingin di luar chamber

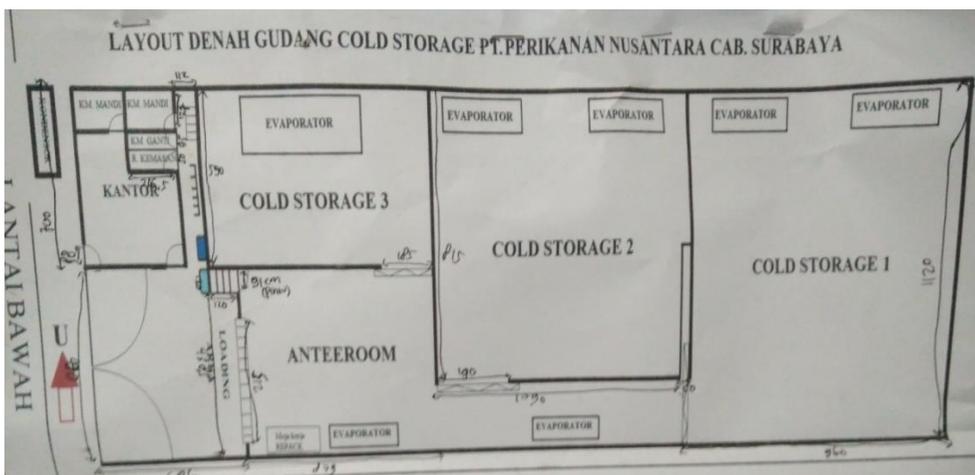
Layout dari kedua *cold storage* diatas dirasa kurang untuk memenuhi kebutuhan dari perusahaan yang dimana membutuhkan beberapa ruangan terpisah untuk bahan pangan, tentunya dengan kebutuhan beban pendinginan yang berbeda, maka ada beberapa *cold storage* yang dibutuhkan untuk bahan pangan multi kargo, dengan desain yang disesuaikan dengan kebutuhan.

Dengan modifikasi sebuah *cold storage* yang sudah ada, Pada dasarnya sistem pendingin ikan (*coldstorage / Air Blast Freezer*) ini memiliki prinsipkerja yang sama dengan kulkas (*freezer*) yang ada pada rumah – rumah. Hanya saja kapasitasnya yang jauh lebih besar dari kulkas iniyang mengakibatkan *cold storage* memiliki mekanisme mesin yang kompleks dan cukup rumit. *Cold storage / ABF* ini terdiri dari sebuah wadah / tempat penyimpanan ikan yang besar yang

dinginkan oleh sebuah unit pendingin. Adapun unit pendingin yang digunakan pada *cold storage* / ABF ini adalah jenis sistem refrigerasi kompresi uap, dimana sebagai media pendinginnya masih menggunakan refrigeran R-404A

Terdapat 3 variasi beban pendinginan pada sistem *existing* oleh karena itu ada pembagian komponen, dengan menggunakan 3 jenis kompresor yang berbeda, dan dengan power yang berbeda, pada ABF menggunakan daya kompresor sebesar 25 pk, ruang *cold storage* menggunakan kompresor berdaya 35 pk, sedangkan untuk anteroom dengan pendinginan suhu 5°C menggunakan daya 6 pk, dengan pembagian komponen masing-masing beban pendinginan, dalam masing-masing ruangan terdapat 2 buah unit evaporator, dan berikut skema denah ruangan yang terdapat pada *cold storage* milik PT. Perikanan Nusantara, di daerah Sidoarjo

Berikut contoh gambar sistem pendingin dengan variasi beban pendingin.



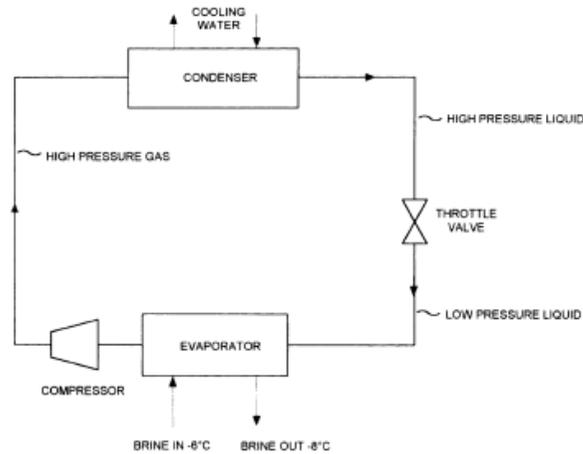
Gambar 2.5 Skema Sistem cold storage multi kargo

2.4. Metode Pendinginan pada *Cold Storage*

Metode yang digunakan pada *cold storage* pada bahan makanan adalah sistem pendinginan kompresi uap, namun dalam industri pada perusahaan diversifikasi memerlukan beberapa varian temperatur yang berbeda untuk menyimpan beberapa bahan makanannya, maka dengan adanya pembagian ruangan tersebut ada sedikit modifikasi *cold storage* untuk memenuhi kebutuhan penyimpanan beberapa bahan makanan, seperti ikan, sayuran dan beberapa buah-buahan, dengan adanya *cold storage multipurpose* kebutuhan pendinginan terpenuhi. berikut beberapa jenis *cold storage*:

2.4.1. Direct Expansion

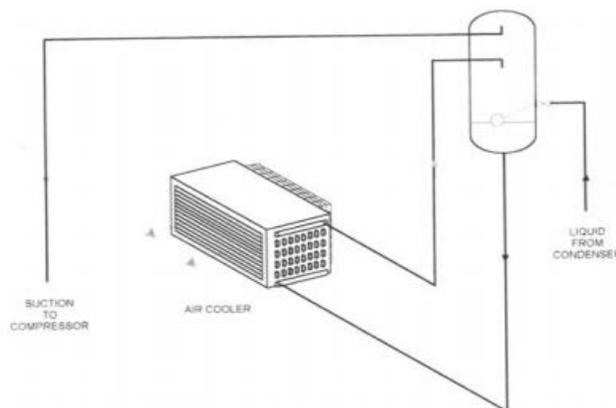
Aliran pendingin yang melalui tabung evaporator (pendingin udara ataupun cairan) diukur dengan kontrol katup modulasi (biasanya katup ekspansi termostatik) sehingga refrigeran dapat di injeksikan untuk memberikan uap refrigeran kering dan super panas di keluaran evaporator (gambar 2.6). uap super panas ini dikembalikan ke kompresor



Gambar 2.6 Sistem Kompresi Uap

2.4.2. Natural Flooded

Evaporator mengandung sebagian besar cairan pendingin baik didalam atau disekitar tabung evaporator, untuk sepenuhnya membasahi permukaan pertukaran panas. Evaporator yang banjir ditandai dengan memiliki cairan bebas permukaan dan menggabungkan perangkat pemisah uap untuk mencegah kebocoran refrigeran cair dalam uap isap ke kompresor (Gambar 2.7). Tidak ada pengaturan dalam evaporator banjir biasanya dibuat untuk memanaskan uap hisap, meskipun ini tersedia dalam beberapa desain.

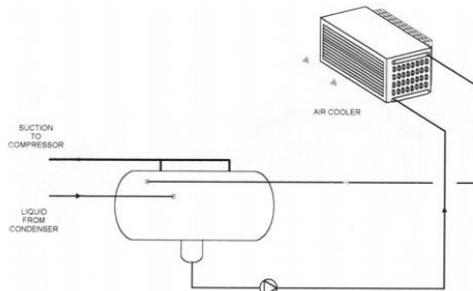


Gambar 2.7 Sistem Natural Flooded

2.4.3. Pump circulation

Dimana pipa distribusi zat pendingin dan / atau proses khusus yang panjang evaporator (misalnya, freezer piring) diperlukan,

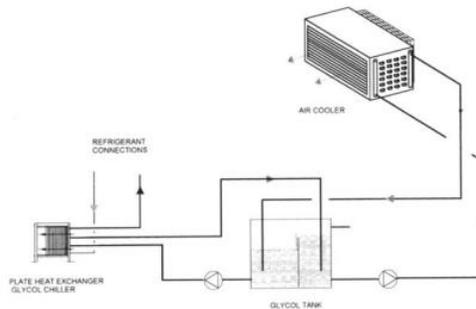
refrigeran cair Sistem sirkulasi pompa digunakan. Ini menggabungkan reservoir cair, umumnya disebut 'surge drum' atau suction separator, dan cairan refrigeran pompa untuk mengantarkan jumlah cairan paling sedikit dua kali lipat jumlahnya menguap (dan kadang-kadang sebanyak 15 kali kuantitas menguap) agar memaksimalkan penggunaan permukaan pertukaran panas evaporator dan mengatasi kerugian tekanan (Gambar 2.8). Baik uap dan cairan dikembalikan ke reservoir cair dimana kelebihan cairan dipisahkan untuk resirkulasi ke evaporator dan uap disentrained ditarik ke dalam kompresor.



Gambar 2.8 Sistem Pump Circulation

2.4.4. Pump Circulation

Sebagai alternatif untuk sirkulasi pompa, sistem sekunder (atau air garam) bisa jadi bekas. Evaporator refrigeran digunakan untuk mendinginkan cairan sekunder yang kemudian dipompa melalui pipa distribusi sampai ke titik penggunaan, misalnya, udarajaket pendingin atau tangki (Gambar 2.9). Sementara ini memperkenalkan tambahan perbedaan suhu yang dapat menurunkan koefisien kinerja ini sering diimbangi dengan tidak adanya penurunan tekanan jalur hisap yang ada dalam ekspansi langsung didistribusikan dan sistem dipompa. Itu menawarkan keuntungan utama secara dramatis mengurangi refrigeran utamamengisi dan mengandung zat pendingin di ruangan mesin sentral tempat kebocoran bisa lebih baik dideteksi dan dikontrol.



Gambar 2.9 Sistem Pump Circulation Secondary

2.5. Jenis Insulasi pada *Cold Storage*

Suatu *cold storage* membutuhkan ruangan dimana bahan insulasi untuk mempertahankan suhu didalam ruang penyimpanan, sehingga panas yang masuk ke dalam ruang penyimpanan juga akan berkurang, dan beban pendinginan akan berkurang, sehingga pemilihan bahan dari insulator akan berpengaruh terhadap kualitas pendinginan dan konsumsi daya.

Berikut beberapa jenis bahan insulator:

A. Glasswool dan Rockwool

Glasswool adalah bahan peredam suara yang berbahan dasar serat kaca. Ciri-ciri Glasswool seperti selimut tebal berwarna kuning. Glasswool dijual eceran dalam bentuk lembaran dan dalam kuantitas besar dalam bentuk roll. Glasswool memiliki ketebalan 25mm – 50mm dengan densitas permukaan mulai dari 25g/m² sampai dengan 75g/m².

Ada dua jenis glasswool yang dijual di Indonesia, yaitu glasswool tanpa brand dan glasswool branded. Di pasaran Indonesia, yang banyak di jual adalah glasswool tanpa brand yang tidak memiliki sertifikasi keamanan api maupun keamanan bagi lingkungan. Glasswool lokal biasanya dipakai di proyek dengan anggaran tidak terlalu tinggi karena harganya yang cukup ekonomis.

Pada saat pengaplikasiannya, glasswool sering kali rontok dan menempel di kulit sehingga menyebabkan kulit gatal atau perih seperti tertusuk jarum. Apabila serbuk kaca tersebut tersedot masuk ke paru-paru, akan melukai serabut paru-paru yang halus. Serabut tersebut tidak bisa dikeluarkan dengan cara apa pun juga.

Glasswool berfungsi meredam suara dan dapat menginsulasi panas. Glasswool juga bersifat menyerap uap air. Dalam keadaan lembab, kemampuan meredam suara glasswool menjadi berubah. Glasswool yang lembab akan berjamur dan beratnya menjadi 5 – 7x berat aslinya. Kelembaban glasswool juga berdampak pada umur yang mana glasswool akan mudah menjadi lapuk dan hancur seperti pasir.

Rockwool adalah bahan peredam suara yang terbuat dari bahan dasar bebatuan. Ciri-ciri rockwool seperti selimut tebal berwarna abu-abu atau kuning. Rockwool dijual eceran dalam bentuk lembaran dalam kuantitas besar dalam bentuk roll atau lembaran berkemasan plastik. Rockwool memiliki ketebalan mulai dari 25mm – 100mm dengan densitas permukaan mulai dari 30g/m² sampai dengan 100g/m².

Sedangkan Rockwool adalah produk serat mineral ringan yang dirancang untuk meredam suara dan isolasi terhadap panas. Terdapat dua jenis rockwool di pasaran Indonesia, yaitu rockwool tanpa brand dan rockwool impor branded. Perbedaan harga antara rockwool branded dan tidak branded cukup jauh. Rockwool tidak branded memiliki kualitas yang kurang baik untuk dipakai pada proyek yang mensyaratkan keamanan dan kesehatan. Bahan peredam suara ini biasanya dipakai di proyek dengan anggaran tidak terlalu tinggi karena harganya yang tidak terlalu mahal.

B. *Expanded Polystyrene*(EPS)

Bahan ini merupakan satu dari bahan isolasi kaku yang tersedia saat ini, dan secara luas berhasil digunakan pada industri *cold storage*.

Bahan isolasi ini terbuat dari minyak mentah, dengan kombinasi benzena dan ethylena, yang menghasilkan monomer styrena, EPS terbuat dari tambahan katalis pentana. Bahannya seperti gula, selama proses *pre-foaming*, bahan bakunya berkembang dengan cepat menjadi ribuan bagian sel kecil setiap butirnya, itu yang akan menahan udara dan memproduksi EPS.

Setelah pengondisian, *pre-foamed* dibentuk untuk menghasilkan balok ukuran sampai 7500 x 1350 x 650mm. Dari potongan lembaran blok dan lembaran

padat ketebalan yang dibutuhkan untuk digunakan proses laminasi komposit dan kontinu dari produksi panel.

EPS diproduksi di UK to BS3837:1987. Ini mendefinisikan persyaratan minimum untuk aspek kinerja seperti kompresi dan kekuatan pemecah gelombang, konduktivitas termal, permeabilitas uap air dan retardansi api. Angka kinerja tipikal untuk materi SDFRA dan HDFRA yang digunakan di Indonesia, pembuatan panel *cold store* sesuai dengan persyaratan minimum yang ditetapkan di BS3837. *Extra heavy density materials* (EHDFRA) juga digunakan secara luas di industri di mana beban berat dibutuhkan.

C. *Extruded polystyrene*

Extruded polystyrene ini dasarnya diproduksi dari bahan dasar seperti EPS, dengan pengecualian bahwa diekstrusi polistiren untuk digunakan di panel produksi sebagai busa papan isolasi tanpa kulit seperti yang lebih berat kepadatan yang digunakan untuk tujuan isolasi lantai. Ini diproduksi dengan proses ekstrusi terus menerus yang memberikan struktur sel tertutup kaku dengan unik properti.

Ini adalah bahan ideal untuk penggunaan panel produksi di cold store industri karena ketahanannya yang tinggi terhadap penyerapan air dan sifat mekaniknya yang superior. Ketahanan tinggi terhadap penyerapan air dan Difusi uap air dihasilkan dari struktur sel tertutup dan resistensi yang melekat pada polimer dasar terhadap air. Resistansi tinggi untuk penyerapan air memungkinkan material mempertahankan thermal rendah daya konduksi.

Kekuatan tarik tinggi polistiren terekstrusi memungkinkan ikatan yang baik antara busa dan material yang menghadap, dan tinggi. Kekuatan geser mengurangi risiko kegagalan pada bahan panel inti. Karena dari kekuatan tekan yang tinggi, *extrude polystyrene*, bila terikat ke permukaan baja, mengurangi kemungkinan dampak kerusakan dan dengan demikian bahan yang sangat baik untuk digunakan dalam komposit dan dilaminasi terus menerus panel.

D. *Polyurethane and Polyisocyanurate*

Busa *Rigid Polyurethane* (PUR) sangat berlawanan dengan polimer struktur sel tertutup yang menggelembung di dalam material, tanpa terputus dinding, sehingga pergerakan gas terbelakang. Gas *klorofluorometana* terkandung di dalam dinding dan, karena zat ini jauh lebih rendah nilai konduktivitas termal dari udara, bentuk sel tertutup seperti itu secara signifikan menurunkan konduktivitas termal daripada busa sel terbuka.

Namun, untuk mempertahankan konduktivitas termal rendah ini gas tidak boleh bocor; Oleh karena itu, insulasi busa kaku harus memiliki paling sedikit 90% sel tertutup dan kerapatan di atas 30 kg / m³. Busa kaku dibuat oleh kombinasi polioliol dan zat penghembus cairan, ditambah katalis, ditambah *poliisosiyanurat* (PIR). 90% polioliol yang digunakan adalah polieter dengan gugus *hidroksil* terminal, dan isosiyanat yang digunakan adalah *di-isosiyanatodiphenilmethane*.

Busa *Polyisocyanurate* sangat penting karena ketahanannya terhadap suhu tinggi dan kemampuan pembakarannya yang relatif rendah. Dalam pembuatan busa ini, *Polyisocyanurate* dipolimerisasi untuk menghasilkan struktur cincin isosiyanurat yang stabil secara termal. Semua sistem busa *Polyisocyanurate* yang ditetapkan sebenarnya *Polyurethane* dimodifikasi *Polyisocyanurate*.

Metode yang paling ekonomis dalam membuat stok slab dalam jumlah banyak busa secara terus menerus manufaktur. Hal ini cenderung memberi hasil kualitas tinggi karena lebih mudah untuk mengontrol ukuran sel dan keseragaman struktur sel. Campuran reaksi busa dibagikan terus menerus ke dalam palung dibentuk oleh kertas atau film *Polyurethane* dalam belt konveyor yang bergerak. Itupalung dirancang untuk mengakomodasi tekanan busa pada dinding samping,

Tekanan yang terjadi sesaat setelah busa telah naik sepenuhnya. Sebuah flat-top blok diperoleh dengan menggunakan konverter top, atau dengan membantu kenaikan busa dengan proses lainnya. Blok dengan panjang dan ketebalan hingga satu meter tinggi bisa diproduksi dengan metode ini. Ini juga metode yang digunakan untuk membuat blok *Polyisocyanurat*

E. *Phenolic Foam*

Phenolic Foam sel tertutup merupakan perkembangan menarik yang telah terjadi pasar selama lima tahun terakhir. Dikembangkan di Inggris oleh United Kingdom by BP Chemicals and Kooltherm, memiliki sifat isolasi serupa dengan uretandan *isocyanurates*, jika tidak lebih baik dengan penambahan keuntungan dari karakteristik *flame spread* dan percobaan emisi tanpa asap. Ini membuat ideal untuk isolasi bagian dalam bangunan di mana banyak orang mungkin bekerja. Hal ini dibuat dengan proses cetak terus menerus dimana masing-masing cetakan, kira-kira 2 m panjang x 1 m lebar, dilewatkan melalui oven, dimana resin *fenolformaldehida* dikatalisis, busa naik, dan kemudian mengawetkan. Sekali lagi, panel dengan panjang, lebar, dan ketebalan dapat diproduksi menggunakan metode ini. Bahannya sedikit lebih mahal dari uretan busa dan dimaksudkan untuk daerah dengan risiko kebakaran tinggi dan / atau daerah dimana asap generasi harus dijaga seminimal mungkin.

Dalam menentukan *rigid foam* mana yang paling sesuai untuk produksi panel satu harus mempertimbangkan karakteristik sebagai berikut:

- Daya tarik
- Konduktivitas termal
- Resistensi kelembaban
- Garis ikatan antara busa dan material menghadap
- Karakteristik *flame spread*

F. *Cork board (vegetable cork)*

Cork adalah kulit kayu dari pohon oak, *Quercus suber*, yang tumbuh terutama di daerah barat daya Eropa dan Mediterania, termasuk Portugal, Perancis selatan, Maroko, Spanyol, Aljazair dan Tunisia. Negara-negara ini memiliki antara 4 dan 5 juta hektar hutan gabus, dengan hasil tahunan sebesar 300.000 sampai 400.000 ton kulit kayu. Portugal adalah produsen terbesar, dengan gabus hutan seluas lebih dari 11/2 juta hektar (setara dengan 10% dari total daerah budidaya di negara ini).

Produk gabus dan gabus Cork terdiri dari sel udara menit yang memiliki diameter sekitar 62 μm , dengan panjang lebih dari dua kali diameter rata-rata. Setiap sel adalah polyhedron 14 sisi dan benar-benar disegel dari sel berikutnya oleh membran yang sangat kuat yang terdiri dari lima lapisan, dengan total ketebalan sekitar 2 μm . Mengingat jumlah yang sangat besar sel di kulit gabus, bahannya sangat tahan terhadap aliran panas karena konduktivitas termal rendah dari udara masih terkandung di dalam sel.

Saat pohon berusia sekitar 20 tahun kulit kayu luar, yang bervariasi ketebalan dari 1 sampai 5 cm, dilepas. *Virgin cork* yang didapat tidak sesuai untuk penutup botol, dll, tapi bisa dipecah menjadi butiran berbagai ukuran yang akan digunakan untuk produk komposisi gabus dan insulasi. Potongan striping berikutnya terjadi pada interval 8 tahun sampai pohon-pohon hidup dalam rentang hidupnya, yang bisa jadi sampai 200 tahun. Striping ketiga, yaitu lapisan terdekat dengan pohon itu sendiri, digunakan untuk pembuatan bahan yang ada biasanya muncul keluar dari gabus, seperti tutup botol. Ini adalah pengupasan pertama yang menarik untuk pembuatan insulasi termal bahan.

Butiran dari pengupasan pertama mengandung resin alami yang, di bawah aksi panas dan tekanan, bisa digunakan untuk mengikat butiran sangat rapat. Dalam pembuatan insulasi termal, butiran *cork* dikemas ke dalam cetakan dan dipanaskan pada suhu 300° C untuk melepaskan resin yang, pada pendinginan, ikatan butiran dalam bentuk sesuai dengan cetakan. Resin dilepaskan saat proses pemanggangan tidak dapat digunakan kembali tapi *cork* masih mempertahankan sifat isolasinya dan cetakan yang rusak atau tolak dapat dipecah untuk menghasilkan '*re-granulated*' cork.

Butiran gabus mentah, terkena suhu tinggi, sedikit melebar dan pada saat yang sama kehilangan resin alami mereka. Dengan penambahan aspal tersebut butiran kaleng, di bawah api kecil, dibentuk menjadi bagian pipa dan lembaran untuk tujuan insulasi suhu rendah.

G. *Glass Fibre*

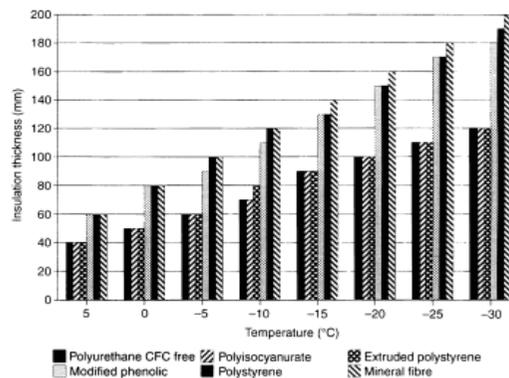
Serat kaca untuk keperluan insulasi termal dihasilkan dari cairan cair campuran pasir, kapur dan soda. Campuran ini dibiarkan mengalir melalui mungil lubang di bush platina yang terletak di bagian bawah tungku peleburan, dan kemudian mengalami ledakan uap super panas. Campuran setelah dipecah menjadi butiran cair yang pada gilirannya ditarik oleh resistansi udara ke dalam serat dengan panjang dan diameter yang terkontrol. Pengendalian dilakukan oleh kombinasi yang benar dari suhu leleh, suhu uap, dan kecepatan. Serat jatuh ke ban berjalan, kecepatannya mengatur ketebalan serat selimut. Serat dapat digunakan dalam bentuk

ini untuk longgarpengepakan atau dalam produksi selimut kasur, bagian pipa fleksibel danselimut Untuk menghasilkan lempengan kaku, serat diikat dengan *thermosetting* resin.

2.6. Teknikal Data Insulator

Ketebalan insulasi, yang ditunjukkan pada Gambar 2.5. didasarkan pada ambientsuhu + 20° C. Grafik tidak mempertimbangkan persyaratan kekuatan struktural dari panel terisolasi, yang memerlukan tambahan ketebalan untuk memberikan performa span yang bisa mengatasi kemungkinan yang terburuk dalam kombinasi kekuatan.

Pengalaman pendinginan Inggris dan Eropa menunjukkan terbanyak pada *economic thickness* dari insulasi memungkinkan aliran panas maksimum yang berartimelalui luas permukaan total dinding, lantai dan atap sebuah cold store, mendekati 8 kcal / m² / h. Praktik Amerika selama sepuluh tahun terakhir ini menunjukkan bahwa penghematan biaya dapat dilakukan baik dalam bentuk modal biaya pabrik pendingin dan penghematan energi dengan meningkatkan ketebalannya dari insulasi.



Grafik 2.1 Perbandingan antara ketebalan insulasi

Tabel 2.1 Sifat fisik bahan insulasi

Physical property	Expanded polystyrene	Extruded polystyrene	Polyurethane	Polyisocyanurate	Phenolic foam
Maximum thermal conductivity at 10°C, W/mK aged value (30 days)	0.037	0.027	0.023	0.023	0.020
Maximum compressive strength at 10% strain (kPa)	110	300	100	100	100
Water vapour permeability (ng/Pas.m)	5.0	1.7	5.5	8.5	5.5
Apparent water absorption maximum (% vol)	4	0.2	4	4	7.5
Surface spread of flame when incorporated in steelfaced panel (UK Building Regulations 1992)	Class 0	Class 0	Class 0	Class 0	Class 0

2.7. Jenis Refrigeran

Pemilihan refrigeran untuk sistem *kompresi uap* haruslah dipertimbangkan dengan baik, dikarenakan terdapat faktor yang mempengaruhi sistem *kompresi uap*, dari segi ekonomis, ramah lingkungan dan keamanan dari refrigeran dipilih. Jika didalam sistem kompresi uap yang akan di terapkan dalam *cold storage* dipilih refrigeran yang berbahaya, tentunya akan berdampak buruk untuk bahan yang disimpan

Oleh karena itu pada sub-bab ini akan dijelaskan beberapa karakteristik dari refrigeran yang dapat digunakan untuk sistem yang akan dirancang dalam tugas akhir ini yaitu sistem referigerasi kompresi uap.

2.7.1. Freon (R-22/HCFC)

R-22 adalah salah satu contoh refrigeran freon yang sering digunakan untuk aplikasi pada sistem kompresi uap. Refrigeran jenis ini digunakan karena biaya kompressor dapat lebih murah jika menggunakan R-22 dibandingkan dengan R-12, maka refrigeran ini telah banyak mengambil peranan R-12 untuk keperluan pengkondisian udara. Pada era modern ini, penggunaan dari refrigeran berjenis CFC sudah banyak ditimbangkan dengan alasan bahaya yang ditimbulkan terhadap lingkungan. CFC dapat menyebabkan terjadinya pengikisan lapisan ozon pada stratosfer bumi (Cahyono,2010).

Properti yang dimiliki oleh refrigeran R-22 adalah sebagai berikut :

Tabel 2.2 Data properti R-22

Code	R-22
BP	-40,8° C
h_{fg} pada BP	233,2 kJ/kg
Temp. Kritis	96,02° C
ODP	0,05
GWP	1500

2.7.2. Amonia (R-717/NH₃)

Amonia sering digunakan untuk bahan refrigeran pada industri cold storage, pabrik es, dan bahan pangan, didalam industri makanan harus menggunakan bahan yang tidak beracun, sebab terdapat bahan makanan yang disimpan didalam cold storage, sangat memungkinkan refrigeran akan berpengaruh terhadap bahan pangan yang di simpan di dalamnya jika refrigeran tersebut beracun. Etilen glikol dapat digunakan dalam industri makanan karena tidak beracun.

Amonia atau (R-717/NH₃) merupakan salah satu refrigeran sekunder, dimana refrigeran mengambil panas namun tidak berubah fasa.

Tabel 2.3 Data properti R-717

Code	R-717
BP	-33,35° C
h_{fg} pada BP	1368,9 kJ/kg
Temp. Kritis	133° C
ODP	0,0
GWP	0,0

2.7.3. Refrigeran R404a

Refrigeran ini akan yang akan digunakan untuk analisa kebutuhan pendinginan pada desain sistem yang akan dirancang, dikarenakan dari data existing menggunakan referigeran jenis ini , maka untuk pembeding akan digunakan referigeran jenis ini.

Berikut properties dari refrigeran R404a :

Tabel 2.4 Data properti R-404a

Code	R-404a
BP	-46,2° C
h_{fg} pada BP	200,94 kJ/kg
Temp. Kritis	72° C
ODP	0,0
GWP	3920

2.7.4. Refrigeran CO2 (R744)

Refrigeran yang digunakan pada sisi low stage, dimana karakteristik dari refrigran ini dipilih karena non toxic dan merupakan refrigran natural atau alami. Sehingga refrigran ini cenderung lebih rendah harganya.

Tabel 2.5 Data properti R744

Code	R-744
BP	-78 C
Flammability Rating	A1- Non Flammable
Temp. Kritis	31° C
ODP	0,0
GWP	1

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Dalam pembuatan tugas akhir ini diperlukan tahapan atau proses untuk memperoleh hasil yang akan dituju, tahapan tersebut haruslah di jadwalkan dengan terstruktur agar dalam pengerjaannya mempunyai target atau capaian yang terarah, untuk metodologi penelitian pada tugas akhir ini akan ada persiapan mulai dari penentuan objek untuk memperoleh data, studi literatur sebagai bahan bacaan dalam mendukung penulisan tugas akhir, dan pengolahan data untuk mengetahui hasil dari tujuan.

Adapun tahapan dalam metodologi penelitian yang akan menjadi tugas akhir ini adalah:

3.1. Identifikasi dan Perumusan Masalah

Dalam Perumusan masalah terdapat latar belakang atau masalah yang akan dikaji. Tahap ini merupakan tahapan awal dalam pelaksanaan tugas akhir, dimana ini merupakan permasalahan yang harus dicari solusi untuk menjadi bahan dalam sebuah tugas akhir. Dengan cara mencari permasalahan yang ada dan materi-materi yang pernah dipelajari dan dialami dapat merumuskan nantinya tujuan yang akan dicapai dari perumusan masalah, pada tugas akhir ini akan dicari perbandingan analisa ekonomis dalam sistem refrigerasi *cold storage* konvensional dan *dedicated* dengan variasi pembebanan.

3.2. Studi Literatur

Permasalahan yang sudah dirumuskan perlu bahan studi ilmiah seperti studi literatur agar dalam menganalisa dan pengolahan data nantinya lebih mudah, bahan untuk studi literatur dalam tugas akhir ini diantaranya buku, jurnal, tugas akhir, dan dari internet. Untuk mempelajari teori-teori yang relevan untuk topik kajian, membutuhkan metode dalam tugas akhir sebelumnya, teori yang dibutuhkan seperti desain sistem, perhitungan beban pendinginan, dan komponen yang mendukung dalam sistem.

3.3. Pengumpulan Data

Pada tahap pengumpulan data dilakukan pada objek yang ada, dalam tugas akhir ini menggunakan referensi dari *cold storage* dari penyimpanan ikan, data yang dibutuhkan diantaranya, dimensi *cold storage*, bahan pangan yang disimpan, sistem refrigerasi yang digunakan, dan total kebutuhan daya untuk analisa ekonomis nantinya.

3.4. Studi Empiris

Untuk mempersiapkan bahan dan data yang akan dipakai dalam menganalisa pembebanan, desain sistem yang akan dibandingkan, dengan metode perhitungan yang ada saat ini akan memudahkan untuk memperoleh hasil perhitungan

3.5. Perencanaan Sistem

Dalam merencanakan sistem apa yang akan dibuat, maka perlu sistem dasar dari *cold storage* yang akan dipakai sebagai bahan ataupun data untuk menganalisa beban pendinginan, akan di buat desain sitem sederhana, untuk *cold storage* dengan pendinginan jamak.

3.6. Perhitungan Sistem

Setelah memperoleh data dan bahan yang cukup, serta desain sistem yang akan dibandingkan sudah siap, maka akan dilakukan perhitungan dari data yang ada dan sistem yang akan dirancang selanjutnya dilakukan penghitungan dan simulasi untuk menghasilkan perhitungan yang diharapkan, jika belum dapat diterima untuk hasil simulasi akan dilakukan perancangan desain sistem lagi.

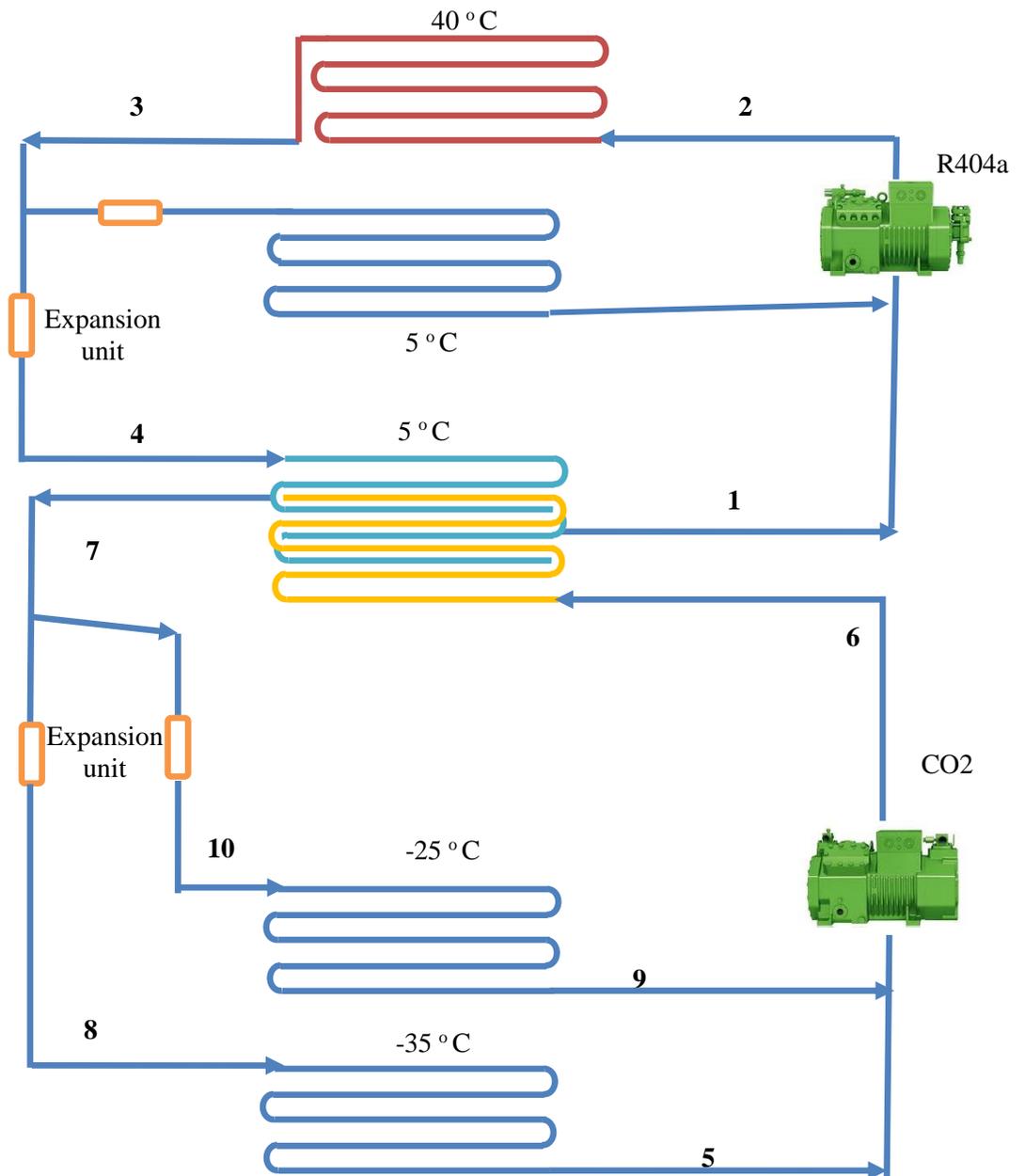
3.7. Analisa Teknis dan Ekonomis

Hasil simulasi dan perhitungan yang sudah memenuhi kebutuhan maka, proses selanjutnya dilakukan analisa teknis dan ekonomis untuk mencapai dari rumusan masalah dan tujuan yang menjadi pokok inti dari tugas akhir ini.

3.8. Kesimpulan dan Saran

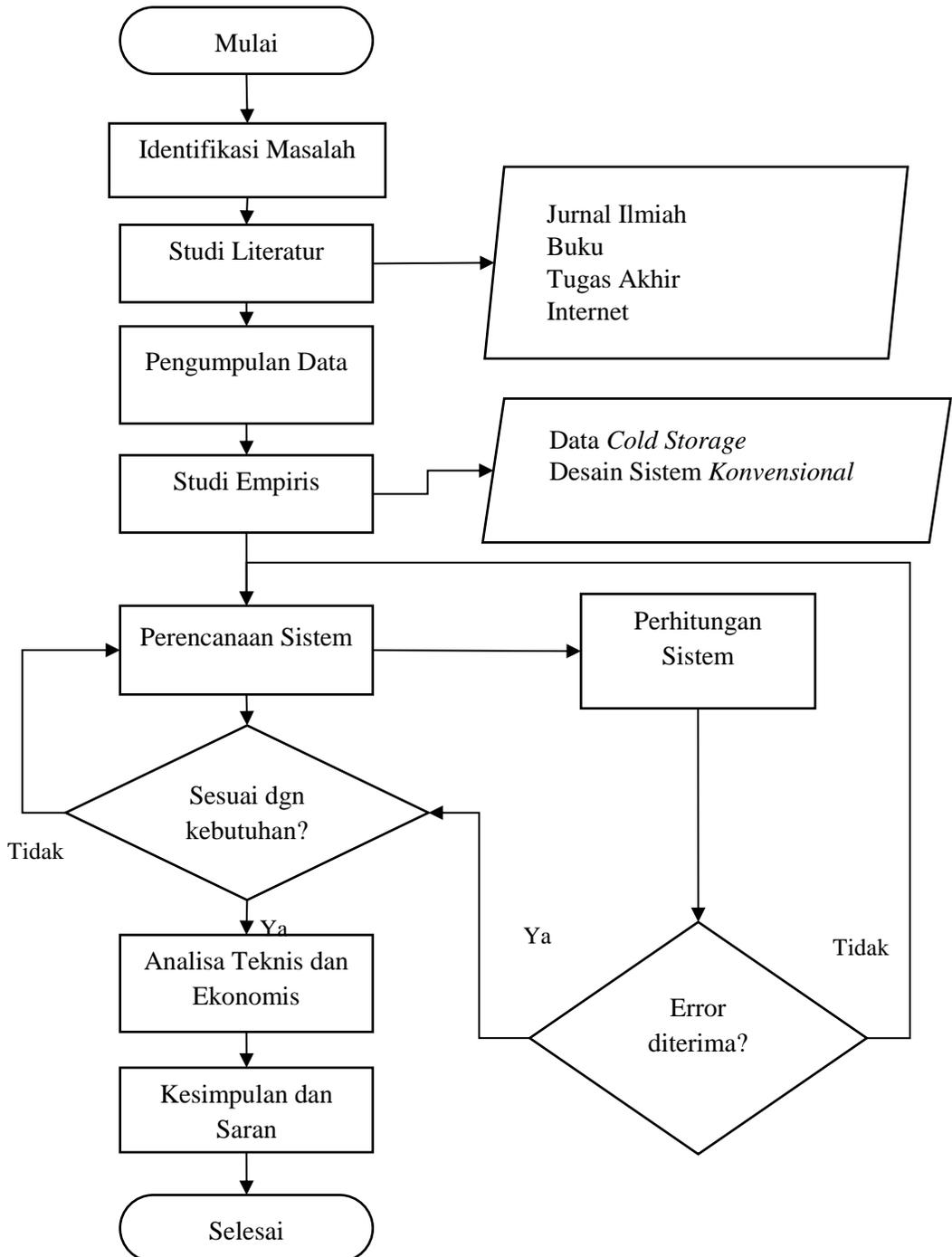
Langkah paling akhir dalam tugas akhir, kesimpulan dan saran merupakan hasil dari analisa , dan saran yang diberikan berdasarkan hasil analsisi yang dapat dijadikan dasar pada penelitian selanjutnya.

Diagram Sistem *Cold Storage* yang akan di rancang



Gambar 3.10 Diagram Desain Sistem Refrigerasi yang Dirancang

Flow Chart Metodologi Penelitian



Gambar 11 Diagram Metode Penelitian

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas analisa data yang diperoleh dari data existing dan perhitungan dari desain sistem yang akan dibuat, dimana desain sistem ini bertujuan untuk menghemat penggunaan dari biaya operasional *cold storage*, dengan adanya desain sistem ini diharapkan memperoleh hasil analisa data yang dapat digunakan untuk membandingkan biaya pada operasional cold storage, dari data existing didapatkan beberapa parameter untuk sebagai bahan acuan desain sistem yang dirancang.

Adapun beberapa perhitungan dan analisa yang akan dilakukan pada penelitian ini untuk mengetahui beban pendinginan dari desain existing dan desain yang akan dirancang, seperti kebutuhan daya kompressor, pemakaian refrigerant yang ekonomis, sehingga *cost* pada sistem yang akan dirancang ataupun energi yang akan digunakan lebih hemat.

4.1. Data pada Cold Storage

Data yang ada pada *cold storage* terdiri spesifikasi peralatan, refrigeran yang digunakan dan dimensi ruangan.

Tabel 4.1 Data Cold Storage

	AnteeRoom (5°C)	Cold Storage (-25°C)	ABF (-35°C)
Kompressor (kW)	4,4129	25,7425	18,3875
Luas Dinding (m ²)	144,4	198,5	137,65
Luas Atap (m ²)	52,56	107,52	51,86
Refrigeran	R- 404 A	R- 404 A	R - 404 A

Dari data yang ada untuk menghitung COP (*coefficient of performance*) maka dibutuhkan pengukuran pada titik-titik nilai dari enthalphi, dengan diagram P-h (tekanan-enthalphi) dapat diketahui nilai dari masing-masing titik pengukuran.

Berdasarkan data yang diperoleh dari pengukuran, kinerja dari sistem dapat dihitung dan dianalisis untuk membandingkan dengan sistem kerja pada *cold storage* yang akan dirancang.

Data yang didapat pengukuran pada *cold storage*(-25°C)

Tekanan Suction : 2,5 Bar

Tekanan Discharge : 20,5 Bar

Temperatur Suction :-25°C

Temperatur Discharge : 45°C
 Temperatur Keluar Kondensator : 38 °C
 Temperatur Masuk Evaporator : -22°C

Dengan menggunakan diagram P-h didapatkan nilai enthalphi sebagai berikut:

Tabel 4.2 Properti refrigeran R-404A

Lokasi	Temperatur (°C)	Tekanan (Bar)	Entalphi (kJ/kg)	Kondisi
h1	-25	2,5	353	Uap Jenuh
h2	45	20,5	385	Uap Superheated
h3	38	20,5	275	Cair Jenuh
h4	-25	2,5	275	Cair-Uap

4.2. Perhitungan COP dan Beban Pendinginan

Untuk menghitung besaran dari COP diperlukan beban panas di evaporator dengan jumlah kerja kompresi pada kompresor, jika dituliskan dalam rumus yaitu :

$$COP_{\text{aktual}} = \frac{Q_e}{P_{\text{komp}}} \dots\dots\dots 4.1.)$$

Dimana Q_e merupakan panas yang diserap pada evaporator, dan P kompresor merupakan kerja atau daya dari kompresor. Untuk menghitung berapa panas yang diserap di evaporator dapat menggunakan rumus berikut

$$Q_e = m (h_1 - h_4) \dots\dots\dots 4.2.)$$

Setelah COP dari sistem didapatkan kemudian untuk menghitung beban pendinginan dari sistem refrigerasi ada beberapa beban yang harus dihitung, karena beban bisa dari berbagai sumber, mulai dari beban panas konduksi yang melewati dinding, panas dari produk yang akan di masukkan kedalam *cold storage* (dalam sistem existing menggunakan baban pada ikan), dan beban listrik yang ada pada kipas evaporator, dan orang yang dalam hal ini berperan ketika loading produk ke *cold storage*.

Perhitungan beban pendinginan yang melewati dinding dapat menggunakan rumus:

$$Q_{\text{wall}} = \frac{A (\Delta T)}{\frac{1}{h_a} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_b}} \dots\dots\dots 4.3.)$$

Adapun dengan beban dari produk terdapat 2 jenis panas yang terjadi, yaitu panas sensibel dan juga panas laten, dimana ketika sebuah produk dengan temperatur yang lebih tinggi dibandingkan ruang penyimpanan, maka produk ini akan menghasilkan panas pada ruang, hingga temperatur dari produk tersebut akan sama dengan temperatur pada ruangan tersebut.

Jika suatu produk yang memiliki temperatur lebih tinggi daripada temperatur pendinginnya, maka jenis panas yang dikeluarkan oleh produk tersebut terdiri dari tiga jenis yaitu:

1. Panas sensibel, dimana panas ini dikeluarkan produk sebelum masuk kedalam ruang penyimpanan, hingga produk tersebut mencapai titik bekunya.
2. Panas laten pembekuan, ialah panas yang dikeluarkan oleh produk ketika terjadi perubahan wujud, dari cair menjadi beku.
3. Panas sensibel, panas ini merupakan perubahan temperatur dimana titik beku suatu produk yang sudah tercapai hingga turun lagi mencapai temperatur dibawah titik beku (-)

Untuk menghitung besaran dari panas sensibel dari produk dapat menggunakan rumus sebagai berikut:

$$Q_s \text{ Produk} = m \cdot C \cdot \Delta T \dots\dots\dots 4.4.)$$

Dan panas laten pada produk dihitung menggunakan rumus:

$$Q_l \text{ Produk} = m \cdot L \dots\dots\dots 4.5.)$$

Pada beban motor dan orang dalam perhitungan dapat menggunakan tabel *heat gain from typical electric motor*, dimana besaran dari heat gain dalam watt, begitu pula dengan beban penghuni, dengan melihat tabel *heat gain person*.

4.3. Perhitungan COP dan Beban Pendinginan *Cold Storage*

Dengan rumusan diatas dapat digunakan untuk menghitung berapa nilai dari COP dan beban pendinginan dari data *existing* yang telah didapatkan, adapun perhitungan dan analisa akan dibahas pada subbab berikut.

4.3.1. Perhitungan COP

Berdasarkan data yang telah didapat diatas maka dapat dilakukan perhitungan untuk COP, dengan menghitung \dot{m} (massa aliran refrigeran) terlebih dahulu untuk mengetahui panas yang terjadi pada evaporator.

$$\begin{aligned} \dot{m} &= P \text{ kompresor} / h_2 - h_1 \\ &= 25,74 / (385 - 353) \\ &= 0,804 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Maka dengan diketahui dari massa aliran refrigeran dapat dihitung berapa besaran Q_e evaporator.

$$\begin{aligned} Q_e &= \dot{m} (h_1 - h_4) \\ &= 0,83 (353 - 275) \\ &= 62,74 \text{ kW} \end{aligned}$$

Untuk menghitung nilai dari COP dari sistem setelah di ketahui Q_e dan P kompresor, maka didapatkan perhitungan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{COP} &= Q_e / P \text{ kompresor} \\ &= 62,74 / 25,74 \\ &= 2,437 \end{aligned}$$

4.3.2. Perhitungan Beban Pendinginan *Cold Storage*

Selah mendapatkan nilai COP maka akan dilakukan perhitungan beban pendinginan pada *cold storage* dengan dimensi yang telah diketahui pada data diatas dapat dilakukan perhitungan beban pendinginan yang melewati dinding yaitu:

$$Q_{\text{wall}} = \frac{A (\Delta T)}{\frac{1}{h_a} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_b}}$$

Luas Dinding = 198,5 m²

Luas Atap = 107,52 m²

Koef. Perpindahan Konveksi dinding = 8,3 W/m² °C

Koef. Perpindahan Konveksi atap = 6,1 W/m² °C

Material Dinding

- 0,5 mm baja jenis galvanum, dengan nilai k = 25 W/m °C
- 150 mm polyurethane, dengan nilai k = 0,023 W/m °C
- 0,5 mm baja jenis galvanum, dengan nilai k = 25 W/m °C

Dalam perhitungan panas yang melewati dinding dengan tiga bagian lapisan, jadi perhitungan dapat menggunakan rumus:

$$\begin{aligned} Q_{\text{dinding}} &= \frac{A (\Delta T)}{\frac{1}{h_a} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_b}} \\ &= \frac{198,5 (58)}{\left(\frac{1}{8,3}\right) + \left(\frac{0,0005}{25}\right) + \left(\frac{0,15}{0,023}\right) + \left(\frac{0,0005}{25}\right) + \left(\frac{1}{8,3}\right)} \\ &= \frac{11513}{6,76274} \\ &= 1,7024 \text{ kW} \end{aligned}$$

Kemudian untuk bagian atap, masih sama menggunakan rumusan seperti sebelumnya

$$\begin{aligned} Q_{\text{atap}} &= \frac{A (\Delta T)}{\frac{1}{h_a} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_b}} \\ &= \frac{107,52 (58)}{\left(\frac{1}{6,1}\right) + \left(\frac{0,0005}{25}\right) + \left(\frac{0,15}{0,023}\right) + \left(\frac{0,0005}{25}\right) + \left(\frac{1}{6,1}\right)} \\ &= 0,91044 \text{ kW} \end{aligned}$$

Kemudian setelah beban pada dinding sudah dihitung, maka beban pada produk perlu dihitung karena ini merupakan dari beban yang cukup besar dari pada beban yang lain, dengan ini panas yang terjadi pada produk yaitu terjadi panas

sensible, dengan properties kalor spesifik ikan yaitu 1,674 kJ/kg C, massa ikan 30000 kg/hari, temperatur awal -18 °C lalu didalam ruang pendingin hingga -25 °C, sehingga perbedaan suhu ΔT ialah 7 °C dengan rumus:

$$\begin{aligned} Q_s \text{ Produk} &= m \times c \times \Delta T \\ &= 30 \times 1,67 \times 7 \\ &= 351,6912 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Dikarenakan lama waktu untuk mendinginkan 1 ton ikan dengan 24 jam maka jika dikonversikan dalam watt:

$$\begin{aligned} Q_s. \text{ Produk} &= 351,6912 \text{ kJ} \\ &= 4,0705 \text{ kW} \end{aligned}$$

Untuk perhitungan beban pendingin pada motor evaporator, maka diperlukan data dari heat gain motor listrik, diperoleh nilai 776 w (untuk daya motor 600 w)ada 2 kipas, maka bebannya yaitu:

$$\begin{aligned} Q \text{ motor} &= 0,776 \text{ kW} \times 2 \\ &= 1,552 \text{ kW} \end{aligned}$$

Sehingga diperoleh beban total pada sistem refrigerasi ialah, $Q \text{ total} = 8,235 \text{ kW}$

4.4. Perhitungan COP dan Beban Pendinginan *Air Blast Freezer* (ABF)

Pada perhitungan kali ini yang akan dihitung adalah ruangan ABF, dimana temperatur yang ingin dicapai yaitu -35°C, dengan temperatur tersebut dapat membuat produk akan cepat membeku, ABF mempunyai dimensi ruangan yang lebih kecil dibandingkan dengan dimensi ruangan *cold storage*. Berikut ini perhitungan COP dan beban pendinginan yang akan dibahas.

4.4.1. Perhitungan COP

Sama seperti perhitungan pada COP *cold storage* dimana untuk mengetahui niainya maka diperlukan data enthalphi pada tiap masing-masing titik.

$$\begin{aligned} \dot{m} &= P \text{ kompresor} / h_2 - h_1 \\ &= 18,38 / (374 - 347) \\ &= 0,681 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Setelah diketahui nilai dari massa refrigeran maka panas pada evaporator dapat dihitung untuk mencari besaran COP pada ABF.

$$\begin{aligned} Q \text{ evaporator} &= \dot{m} (h_1 - h_4) \\ &= 0,681 (347 - 218) \\ &= 87,851 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{COP} &= Q \text{ evaporator} / P \text{ kompresor} \\ &= 87,85 / 18,38 \\ &= 4,78\end{aligned}$$

4.4.2. Perhitungan Beban Pendingin ABF

Pada beban pendingin yang akan dihitung untuk ruangan ABF menggunakan rumusan yang sama seperti rumus digunakan pada *cold storage*, diatas sudah diberikan besaran luasan dimensi dari ruangan ABF, dimana beban pendinginan yang akan diperhitungkan meliputi beban panas dinding, beban panas produk, dan beban panas dari motor. Berikut perhitungannya:

$$Q_{\text{wall}} = \frac{A (\Delta T)}{\frac{1}{h_a} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_b}}$$

Luas Dinding = 137,65 m²

Luas Atap = 51,86 m²

Koef. Perpindahan Konveksi dinding = 8,3 W/m² °C

Koef. Perpindahan Konveksi atap = 6,1 W/m² °C

Material Dinding

- 0,5 mm baja jenis galvanum, dengan nilai k = 25 W/m °C
- 150 mm polyurethane, dengan nilai k = 0,023 W/m °C
- 0,5 mm baja jenis galvanum, dengan nilai k = 25 W/m °C

Pada beban panas dinding menggunakan rumus

$$\begin{aligned}Q \text{ dinding} &= \frac{A (\Delta T)}{\frac{1}{h_a} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_b}} \\ &= \frac{137,65 (68)}{\left(\frac{1}{8,3}\right) + \left(\frac{0,0005}{25}\right) + \left(\frac{0,15}{0,023}\right) + \left(\frac{0,0005}{25}\right) + \left(\frac{1}{8,3}\right)} \\ &= \frac{9360,2}{6,76274} \\ &= 1,3840 \text{ kW}\end{aligned}$$

Beban panas di atap dapat dihitung menggunakan rumusan

$$\begin{aligned}Q \text{ atap} &= \frac{A (\Delta T)}{\frac{1}{h_a} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_b}} \\ &= \frac{51,861 (68)}{\left(\frac{1}{6,1}\right) + \left(\frac{0,0005}{25}\right) + \left(\frac{0,15}{0,023}\right) + \left(\frac{0,0005}{25}\right) + \left(\frac{1}{6,1}\right)}\end{aligned}$$

$$= \frac{3007,938}{6,76274}$$

$$= 0,4391 \text{ kW}$$

Adapun beban yang lain yaitu beban pada produk berupa ikan, beban produk pada cold storage cukup besar biasanya, dikarenakan adanya produk yang dimana mengeluarkan panas, maka beban produk perlu diperhitungkan, adanya panas sensible pada produk dengan ruangan dimana biasanya ikan sebelum masuk kedalam ruang penyimpanan sudah dalam keadaan beku pada temperatur $-18 \text{ }^{\circ}\text{C}$, dan kemudian jika dimasukkan dalam kondisi ruangan yang bertemperatur $-35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ untuk mengurangi kadar air dalam produk, maka dapat dihitung dengan rumusan seperti dibawah:

$$Q_s \text{ produk} = m \times c \times \Delta T$$

$$= 30 \times 1,67 \times 17$$

$$= 854,1072 \text{ kJ}$$

Dikarenakan pada pendinginan didalam ABF 24 jam maka untuk beban 30 ton produk (ikan) dalam keadaan beku dapat dihitung nilai kW nya dengan perhitungan:

$$Q_s \text{ produk} = 854,1072 \text{ kJ} / (24 \text{ jam} / 3600\text{s})$$

$$= 9,8855 \text{ kW}$$

Pada motor terdapat panas juga, yang dimana motor evaporator disini didalam ruang pendinginan, terdapat 2 motor (kipas) evaporator, maka panas dai motor dihitung:

$$\text{Motor heat gain} = 776 \text{ w (untuk daya motor 600 w) ada 2 kipas}$$

$$Q \text{ motor} = 0,776 \text{ kW} \times 2$$

$$= 1,552 \text{ kW}$$

Maka dari beban pendinginan yang telah dihitung keseluruhan diperoleh hasil dari beban panas total sebesar $13,26 \text{ kW}$ pada sistem pendingin untuk ruang ABF.

4.5. Perhitungan COP dan Beban Pendinginan Anteroom

Ruang Anteroom ini merupakan ruangan untuk proses *loading* dan *unloading* produk, dimana produk (ikan) yang dibawa oleh truk kontainer dimasukkan kedalam ruang pendinginan ataupun ketika dari ruang pendinginan di keluarkan produknya, dengan temperatur $5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ proses *loading* dan *unloading* produk dapat menjaga temperatur dari produknya terjadi dari kenaikan temperatur yang drastis,

Pada subbab ini akan dibahas bagaimana perhitungan COP dan beban pendinginan dari Anteroom ini.

4.5.1. Perhitungan COP

Untuk menghitung nilai dari COP dibutuhkan besaran enthalphi pada tiap titik, dimana pada subbab 4.1 sudah diberikan berapa besaran enthalphi ditiap ruangan, setelah diketahui berapa enthalphinya, dicari massa dari refrigeran yang mengalir pada sistem untuk menghitung besaran kalor yang ada di evaporator, kemudian untuk nilai COP didapat dari hasil pembagian antara kalor evaporator dengan daya kompresor, maka dapat dihitung nilai dari COP pada Anteroom, berikut perhitungannya:

$$\begin{aligned}\dot{m} &= P \text{ kompresor} / h_2 - h_1 \\ &= 18,38 / (374 - 347) \\ &= 0,681 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Q \text{ evaporator} &= \dot{m} (h_1 - h_4) \\ &= 0,681 (347 - 218) \\ &= 87,851 \text{ kW}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{COP} &= Q \text{ evaporator} / P \text{ kompresor} \\ &= 87,85 / 18,38 \\ &= 4,78\end{aligned}$$

4.5.2. Perhitungan Beban Pendingin Anteroom

Dalam subbab ini akan dibahas untuk beban pendinginan di ruang Anteroom, untuk perhitungan meliputi beban dari dinding, produk, dan motor. Berikut perhitungan beban pendingin pada ruang Anteroom.

$$Q_{\text{wall}} = \frac{A (\Delta T)}{\frac{1}{h_a} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_b}}$$

Luas Dinding = 144,4 m²

Luas Atap = 52,56 m²

Koef. Perpindahan Konveksi dinding = 8,3 W/m² °C

Koef. Perpindahan Konveksi atap = 6,1 W/m² °C

Material Dinding

- 0,5 mm baja jenis galvanum, dengan nilai k = 25 W/m °C
- 150 mm polyurethane, dengan nilai k = 0,023 W/m °C
- 0,5 mm baja jenis galvanum, dengan nilai k = 25 W/m °C

Pada beban panas dinding menggunakan rumus

$$Q \text{ dinding} = \frac{A (\Delta T)}{\frac{1}{h_a} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_b}}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{144,4 (28)}{\left(\frac{1}{8,3}\right) + \left(\frac{0,0005}{25}\right) + \left(\frac{0,15}{0,023}\right) + \left(\frac{0,0005}{25}\right) + \left(\frac{1}{8,3}\right)} \\
 &= \frac{4043,2}{6,76274} \\
 &= 0,597 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Beban panas di atap dapat dihitung menggunakan rumusan

$$\begin{aligned}
 Q \text{ atap} &= \frac{A (\Delta T)}{\frac{1}{h_a} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_b}} \\
 &= \frac{52,56 (28)}{\left(\frac{1}{6,1}\right) + \left(\frac{0,0005}{25}\right) + \left(\frac{0,15}{0,023}\right) + \left(\frac{0,0005}{25}\right) + \left(\frac{1}{6,1}\right)} \\
 &= \frac{1471,82}{6,76274} \\
 &= 0,2148 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Untuk baban pada produk (ikan) dapat dihitung menggunakan rumus

$$\begin{aligned}
 Q_s \text{ produk} &= m \times c \times \Delta T \\
 &= 30 \times 1,67 \times 23 \\
 &= 1155,557 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

Dikarenakan pada pendinginan didalam Anteroom sewaktu waktu maka dapat diasumsikan waktunya selama 24 jam maka untuk beban 30 ton produk (ikan) dalam keadaan beku dapat dihitung nilai kW nya dengan perhitungan:

$$\begin{aligned}
 Q_s \text{ produk} &= 1155,557 \text{ kJ} / (24 \text{ jam} / 3600\text{s}) \\
 &= 13,3745 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Panas yang ada pada motor (evaporator) dan panas dari orang, juga diperhitungkan, karena Anteroom ini diperlukan banyak aktifitas bongkar muat didalamnya, berikut perhitungannya.

$$\begin{aligned}
 \text{Motor heat gain} &= 993 \text{ w (untuk daya motor 800 w) ada 2 kipas} \\
 Q \text{ motor} &= 0,993 \text{ kW} \times 2 \\
 &= 1,9866 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{Person}} &= (\text{heat gain/person}) \times \text{jumlah orang} \times (24 \text{ jam}) \\
 &= 330 \text{ w/orang} \times 4 \text{ orang} \times 24 \text{ jam} \\
 &= 1,32 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Sehingga beban total keseluruhan pada ruang Anteroom sebesar 17,4938 kW.

4.6. Perancangan Desain Sistem Refrigerasi

Pada subbab ini akan dilakukan perhitungan untuk menentukan parameter dalam merancang sistem dan mencari nilai dari performa dengan berbagai perumusan formula.

Di dalam perancangan perhitungan sistem refrigerasi diperlukan parameter seperti temperatur, tekanan, dan laju aliran massa, pada kondensor dan evaporator.

Tabel 4.3 Parameter Data Sistem Refrigerasi

Komponen	Temp (°C)
Evaporator Cold Storage	-25
Evaporator ABF	-35
Kondensor HS	40
Kondensor Cascade	5

Pada kondisi masing-masing titik terdapat refrigeran yang berbeda, pada sistem HS (*high stage*) menggunakan refrigeran R404a sedangkan pada sistem LS (*low stage*) menggunakan refrigeran CO₂ (R744), kondisi saat keluar dari kompresor refrigeran berupa uap jenuh, dan pada saat keluar dari kondensor refrigeran berupa cair jenuh.

Dari data yang diperoleh maka didapatkan beban pendinginan yang disamakan pada beban pendinginan sistem data *existing* dikarenakan akan digunakan sebagai pembandingan sistem yang dirancang dengan sistem *existing*, berikut hasil dari beban pendinginan masing-masing ruangan.

Tabel 4.4 Beban Pendinginan Tiap Ruangan

Ruangan	Temperatur (°C)	Beban Pendinginan (kW)
<i>Anteroom</i>	5	17,493
<i>Cold Storage</i>	-25	8,345
ABF	-35	13,260

Dengan data diatas dapat menghitung beban yang harus diserap refrigeran untuk mendinginkan ruangan, dengan asumsi tidak ada heat loss yang terjadi maka Q pada evaporator sama dengan beban pendinginan, maka dapat ditentukan laju aliran massa tiap-tiap sistem.

Dengan mengetahui nilai temperatur pada tiap kondisi, dapat diketahui nilai enthalpi, setelah didapatkan nilai enthalpi maka didapatkan nilai dari laju aliran massa.

4.6.1. Perhitungan Laju Aliran Massa Refrigeran

Dari data yang didapatkan pada beban pendinginan yang ada pada setiap ruangan dan nilai enthalpi pada tiap kondisi dapat ditentukan nilai laju aliran massa.

A. Laju aliran massa LS (*low stage*)

Tabel 4.5 Properti CO2 (R744) untuk Evaporator LS ABF

Lokasi	Temperatur	Tekanan	Entalpi	Kondisi
h ₅	-35	12	436	Uap Jenuh
h ₈	-35	12	212	Cair-Uap

$$Q \text{ evaporator} = m \text{ ls abf} (h_5 - h_8)$$

$$m \text{ ls abf} = \frac{Q \text{ Evaporator}}{(h_5 - h_8)}$$

$$m \text{ ls abf} = \frac{13,26}{(436 - 212)}$$

$$m \text{ ls abf} = 0,060 \text{ kg/s}$$

Tabel 4.6 Properti CO2 (R744) untuk Evaporator LS cold storage

Lokasi	Temperatur	Tekanan	Entalpi	Kondisi
h ₉	-25	16	437	Uap Jenuh
h ₁₂	-25	16	212	Cair-Uap

$$Q \text{ evaporator} = m \text{ ls cs} (h_9 - h_{12})$$

$$m \text{ ls cs} = \frac{Q \text{ Evaporator}}{(h_9 - h_{12})}$$

$$m \text{ ls cs} = \frac{8,345}{(437 - 212)}$$

$$m \text{ ls cs} = 0,037 \text{ kg/s}$$

B. Laju aliran massa HS (*high stage*)

Pada bagian high stage laju aliran massa dihitung menggunakan asumsi proses perpindahan panas yang terjadi pada kondensator cascade tidak terdapat heat loss sehingga nilai kalor pada kondensator LS dan evaporator HS seimbang, pada evaporator HS dirancang dengan keluaran 5 °C.

$$Q \text{ evaporator HS} = Q \text{ kondensator LS}$$

$$m_{hs} (h_1 - h_4) = m_{ls} abf (h_5 - h_8) + m_{ls} cs (h_9 - h_{12})$$

$$m_{hs} = \frac{m_{ls} abf (h_5 - h_8) + m_{ls} cs (h_9 - h_{12})}{(h_1 - h_4)}$$

$$m_{hs} = \frac{0,060 (436 - 212) + 0,037 (437 - 212)}{(371 - 263)}$$

$$m_{hs} = 0,203 \text{ kg/s}$$

4.6.2. Perhitungan Panas pada Kondensator HS

Perpindahan panas pada kondensator HS dihitung dengan besaran laju aliran massa refrigeran pada bagian HS, dengan mengetahui temperatur masukan pada kondensator HS dengan tekanan keluaran kompresor pada 18 bar, kondisi refrigeran saat masuk kondensator berupa uap superheated, dan pada keluaran kondensator refrigeran berubah menjadi cair jenuh, data enthalpi dan temperatur dilihat pada grafik diagram P-h pada refrigeran R404a.

Tabel 4.7 Properti R404a untuk kondensator HS

Lokasi	Temperatur	Tekanan	Entalpi	Kondisi
h_2	44	18	389	Uap <i>Superheated</i>
h_3	40	18	263	Cair Jenuh

$$\begin{aligned} Q \text{ kondensator} &= m_{hs} (h_2 - h_3) \\ &= 0,203 (389 - 263) \\ &= 25,6 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.6.3. Perhitungan Daya Kompresor

Dengan nilai laju aliran massa refrigeran dan nilai enthalpi pada kondisi dimana refrigeran mengalami kompresi, pada masukan kompresor refrigeran berwujud fasa uap jenuh, sedangkan pada sisi keluaran kompresor fasa refrigeran menjadi uap superheated.

Berikut perhitungan daya kompresor pada masing- masing kondisi

A. Low Stage ABF

Pada sis LS ABF daya kompresor dihitung menggunakan laju aliran massa refrigeran CO₂ (R744) dengan nilai enthalpi di kondisi uap jenuh dan uap superheated.

$$\begin{aligned} W_{ls\ abf} &= m_{ls\ abf} (h_6 - h_5) \\ &= 0,060 (488 - 436) \\ &= 3,15\ kW \end{aligned}$$

B. Low Stage Cold Storage

$$\begin{aligned} W_{ls\ cs} &= m_{ls\ cs} (h_{10} - h_9) \\ &= 0,037 (473 - 437) \\ &= 1,335\ kW \end{aligned}$$

C. High Stage

$$\begin{aligned} W_{hs} &= m_{hs} (h_2 - h_1) \\ &= 0,20 (389 - 371) \\ &= 3,65\ kW \end{aligned}$$

4.6.4. Perhitungan COP Aktual

Perhitungan untuk menentukan besarnya COP pada sistem refrigerasi didapatkan dengan membagi nilai total Q evaporator dengan daya total kompresor.

$$\begin{aligned} \text{COP aktual} &= Q_{\text{evaporator}} / (W_{ls\ abf} + W_{ls\ cs} + W_{hs}) \\ &= (13,2 + 8,3) / (6,3 + 1,3 + 8,8) \\ &= 1,31 \end{aligned}$$

Perhitungan Komponen Sistem

Pada Sub-bab ini akan dihitung nilai dari kebutuhan dan heat balance pada komponen sistem refrigerasi yang dirancang.

4.6.5. Perhitungan Evaporator LS ABF

Parameter perancangan dalam evaporator LS abf diantaranya yaitu:

-Refrigeran	CO ₂
-Tin Udara Evaporator (T _{ia})	-5 °C
-Tout Udara Evaporator (T _{oa})	-20 °C
-Temperatur Refrigeran (T _{ref})	-35 °C

-dout pipa (do)	0,0109 m
-din pipa (di)	0,0127 m
-Tebal pipa (x)	0,00089 m
-Konduktifitas termal tembaga (kt)	385 W/m °C
-Jumlah baris pipa (N _{bp})	10
-Jumlah pipa tiap baris (N _{pb})	20

Logarithmic Mean Temperature Differential (LMTD)

$$\begin{aligned}
 \text{LMTD} &= \frac{(\text{Tia-Tref}) - (\text{Toa-Tref})}{\ln \left(\frac{(\text{Tia-Tref})}{(\text{Toa-Tref})} \right)} \\
 &= \frac{(-5 - (-35)) - (-20 - (-35))}{\ln \left(\frac{(-5 - (-35))}{(-20 - (-35))} \right)} \\
 &= 24,46 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Perpindahan panas pada pipa evaporator

- Perpindahan panas dari sisi luar evaporator :

Properti udara

Viskositas kinematik (v)	14,2*10 ⁽⁻⁶⁾	m ² /s ²
Viskositas dinamik (μ)	1,77*10 ⁽⁻⁵⁾	kg/m.s
Prandtl number (Pr)	0,742	
Konduktivitas termal (kf)	0,024	W/m
Massa jenis (ρ)	1,247	kg/m ³
kecepatan udara	4	m/s

Reynold number untuk udara (Re_u)

$$\begin{aligned}
 \text{Re}_u &= (\text{Um} \times \text{d1}) / \nu \quad (\text{Holman, 1994}) \\
 &= (4 \times 0,0109) / 14,2 \times 10^{(-6)} \\
 &= 3073,869
 \end{aligned}$$

Nilai Re > 2300 dapat diklasifikasikan sebagai aliran turbulen, sehingga persamaan Nusselt number adalah :

$$\begin{aligned}
 \text{Nu} &= 0,023 \times \text{Re}^{0,8} \times \\
 &\quad \text{Pr}^{0,4} \\
 &= 0,023 \times 3073,869^{0,8} \times 0,742^{0,4} \\
 &= 12,59
 \end{aligned}$$

Koefisien Perpindahan panas diluar pipa

$$\begin{aligned}
 h_u &= \frac{k_f \times Nu}{d_0} && \text{(Stoecker dan Jones, 1983)} \\
 &= \frac{0,024 \times 12,59}{0,0127} \\
 &= 23,80 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

- Perpindahan panas dari sisi luar evaporator

Viskositas dinamik (ν)	$1,21 \times 10^{(-5)}$	kg/m.s
Konduktivitas panas (k_f)	0,0128	W/m $^\circ\text{C}$
Kalor spesifik refrigeran (C_p)	1,082	kJ/kg $^\circ\text{C}$
Massa jenis cairan (ρ_f)	31,14	kg/m ³
Massa jenis uap (ρ_g)	80,24	kg/m ³
Laju aliran massa refrigeran (\dot{m}_s)	0,06	kg/s

Kecepatan massa refrigeran persatuan luas penampang pipa :

$$G_{ref} = \frac{\dot{m}_{ref}}{N_{bp} \times A_{d1}} \quad \text{(Holman, 1994)}$$

$$\begin{aligned}
 A_{d1} &= \pi/4 \times d_1^2 \\
 &= \pi/4 \times 0,0109^2 \\
 &= 0,0000936 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 G_{ref} &= \frac{0,06}{10 \times 0,00125} \\
 &= 64,09 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}
 \end{aligned}$$

Reynold number untuk refrigeran (Re_{ref})

$$\begin{aligned}
 Re_{ref} &= \frac{G_{ref} \times A_{d1}}{U_{ref}} \\
 &= \frac{4,77 \times 0,0000936}{1,21 \times 10^{(-5)}} \\
 &= 493,42
 \end{aligned}$$

Prandtl number :

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{k}$$

$$= \frac{1,082 \times 1,84 \times 10^{(-5)}}{0,0128}$$

$$= 0,0010$$

Koefisien perpindahan panas konveksi bagian dalam pipa

$$h_{ref} = \frac{0,06 \times k_f \times (pl/p)^{0,28} \times (d_1 \times G_{ref} \times X / \mu)^{0,87} \times Pr^{0,4}}{d_1}$$

$$= \frac{0,06 \times 0,0128 \times (1305/5,3)^{0,28} \times (0,04 \times 4,77 \times 0,0016 / 0,000012)^{0,87} \times 0,00102^{0,4}}{0,4}$$

$$= 0,838$$

- Perancangan sirip evaporator

Tinggi sirip	0,01223	m
Lebar sirip	0,03716	m
panjang sirip	0,03716	m
Tebal sirip	0,0002	m
Jumlah sirip per-meter	300	
Jarak antar pipa	0,06395	m

Luas permukaan sirip per-meter pipa (A_s)

$$A_s = 2 \times i \times L_s \times P_s - (\pi/4 \times d_0^2)$$

$$= 2 \times 300 \times 0,03716 \times 0,03716 - (\pi/4 \times 0,0127^2)$$

$$= 0,811 \text{ m}^2$$

Luas permukaan luar pipa per-meter pipa (A_p)

$$A_p = (\pi \times d_0) - (\pi \times d_0 \times T_s \times i)$$

$$= (\pi \times 0,04) - (\pi \times 0,0127 \times 0,0002 \times 300)$$

$$= 0,037 \text{ m}^2$$

Luas total luar dan sirip pipa per-meter pipa (A_{pt})

$$A_{pt} = A_s + A_p$$

$$= 0,811 + 0,037$$

$$= 0,848 \text{ m}^2$$

Konstanta

$$M = \frac{h_u}{k_i \times 0,5 \times T_s} \quad (\text{Stoecker dan Jones, 1983})$$

$$= \frac{23,80}{385 \times 0,5 \times 0,0002}$$

$$= 618,24$$

Efisiensi sirip

$$\eta_s = \frac{\tan M \times H_s}{M \times H_s} \quad (\text{Stoecker dan Jones, 1983})$$

$$= \frac{\tan 618,24 \times 0,0122}{618,24 \times 0,0122}$$

$$= 0,0614$$

Luas penampang dalam pipa (A_{pi})

$$A_{pi} = \pi/4 \times d_1^2$$

$$= \pi/4 \times 0,0127^2$$

$$= 0,0000936 \text{ m}^2$$

Luas rata-rata penampang pipa

$$(A_{pr}) A_{pr} = 0,5 \times (A_{pi} + A_{pt})$$

$$= 0,5 \times (0,00125 + 0,935)$$

$$= 0,4681 \text{ m}^2$$

Koefisien perpindahan panas menyeluruh per-meter pipa (U_o)

$$1 / U_o = (1 / h_u) + (X_p \times A_{pt}) / (k_t \times A_{pr}) + (A_{pt}) / (h_{ff} \times A_{pi}) + (A_{pt}) / (h_{ref} \times A_{pi})$$

Dimana : $1/h_{ff} =$ Faktor pengotoran bagian dalam pipa

$$= 0,0002 \text{ m}^2 \cdot \text{°C}/\text{W}$$

$$1 / U_o = (1/23,8) + (0,00165 \times 0,53) / (385 \times 0,344) + (0,53)/(0,002 \times 0,08) + (0,53) / (12,8 \times 0,08)$$

$$U_o = 45,40 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$$

Luas permukaan total luar pipa (A_{plt})

$$\begin{aligned}
 A_{plt} &= \frac{Q_{evap}}{U_o \times LMTD} && \text{(Stoecker dan Jones, 1983)} \\
 &= \frac{13,26}{45,40 \times 24,46} \\
 &= 11,94 \quad \text{m}^2
 \end{aligned}$$

Panjang pipa evaporator (L_e)

$$\begin{aligned}
 L_e &= A_{plt} / A_{pr} \\
 &= 11,94 / 0,0468 \\
 &= 28,13 \quad \text{m}
 \end{aligned}$$

- Perancangan kipas evaporator

Jumlah kipas	2	
Kalor jenis udara pada 25° C	1,007	kJ/kg °C
Massa jenis udara pada 25° C	1,184	kg/m ³
Beban pendinginan	13,2	kW
ΔT udara masuk dan keluar	$((-5) - (-20)) = 15$	°C

Laju aliran massa udara untuk evaporator

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_u \text{ evapls} &= \frac{Q_{evap}}{C_p \times \Delta T} \\
 &= \frac{13,6}{1,007 \times 15} \\
 &= 0,53 \quad \text{kg/s}
 \end{aligned}$$

Laju aliran volumetrik udara untuk evaporator

$$\begin{aligned}
 V_u \text{ evapls} &= \frac{\dot{m}_u \text{ evapls}}{\rho_u} \\
 &= \frac{0,53}{1,18} \\
 &= 0,45 \quad \text{m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

Laju aliran volumetrik udara untuk evaporator

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_{f \text{ evapls}} &= \frac{\dot{V}_{u \text{ evapls}}}{N_{fan}} \\
 &= \frac{0,46}{2} \\
 &= 0,226 \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

4.6.6. Katup Ekspansi LS

Parameter perancangan

-Tekanan kompresor	40	bar
-Beban pendinginan	13,2	kW
-Massa jenis refrigeran	1105	kg/m ³
-Konduktivitas refrigeran	0,1554	W/m °C
-Viskositas kinematik refrigeran	0,000183	m ² /s
-Diameter luar pipa	0,0127	m
-Diameter dalam pipa	0,01092	m
-Laju aliran massa refrigeran	0,06	kg/s

Laju aliran volumetrik refrigeran yang melalui katup ekspansi

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_{ref} &= \dot{m}_{ls} / \rho_{ref} \\
 &= 0,06 / 1152,3 \\
 &= 0,000054 \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

Luas penampang dalam pipa (A_i)

$$\begin{aligned}
 A_i &= \pi/4 \times \\
 &\quad (d_1)^2 \\
 &= \pi/4 \times (0,01092)^2 \\
 &= 0,000093 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Laju aliran massa refrigeran tiap satuan luas penampang dalam pipa

$$\begin{aligned}
 G_{ref} &= \frac{\dot{m}_{ls}}{A_i} \\
 &= \frac{0,06}{0,000093} \\
 &= 640,967 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}
 \end{aligned}$$

Reynold number untuk refrigeran (Re)

$$\begin{aligned} Re_{ref} &= \frac{G_{ref} \times d_1}{\mu_{ref}} \\ &= \frac{640,967 \times 0,01092}{0,000183} \\ &= 38081,44 \end{aligned}$$

Perbedaan tekanan

$$\begin{aligned} \Delta P &= P_{cond} - P_{evap} \\ &= 40 - 18 \\ &= 22 \text{ bar} \\ &= 2200 \text{ kPa} \\ &= 224337.52 \text{ kg/m}^2 \end{aligned}$$

Luas penampang orifice

$$\begin{aligned} (A_{ori}) A_{ori} &= \frac{V_{ref}}{c \times (2 \times (\Delta p / \rho))^{0,5}} \\ &= \frac{0,000054}{0,7 \times (2 \times (224337/1105))^{0,5}} \\ &= 3,8 \times 10^{(-5)} \end{aligned}$$

Diameter orifice (Dori)

$$\begin{aligned} D_{ori} &= (4/\pi \times A_{ori})^{0,5} \\ &= (4/\pi \times 3,8 \times 10^{(-5)})^{0,5} \\ &= 0,00221 \text{ m} \\ &= 2,21 \text{ mm} \end{aligned}$$

4.6.7. Perhitungan Kondensor HS

$$V_{udara} = \frac{Q_{kond}}{0,28 \times (T_{ia} - T_{oa})} \quad (\text{Arismunandar dan Saito, 1991})$$

Dimana : $Q_{kond} =$ Kalor penguapan (kcal/jam)

$$\begin{aligned} V_{\text{udara}} &= \frac{22012}{0,28 \times (40 - 5)} \quad \left(\frac{\text{kcal/jam}}{\text{kcal/m}^3} \right) \\ &= 2246,11 \Rightarrow 0,62 \quad \text{m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

4.6.8. Katup Ekspansi HS

Parameter perancangan

Tekanan kompresor	15 bar
Beban pendinginan	17,5
kW Massa jenis refrigeran	1138
kg/m ³	
Konduktivitas refrigeran	0,0757 W/m °C
Viskositas kinematik refrigeran	0,000016 m ² /s
Diameter luar pipa	0,0267 m
Diameter dalam pipa	0,0025 m
Laju aliran massa refrigeran	0,203 kg/s

Laju aliran volumetrik refrigeran yang melalui katup ekspansi

$$\begin{aligned} V_{\text{ref}} &= \dot{m}_{\text{hs}} / \rho_{\text{ref}} \\ &= 0,203 / 1138 \\ &= 0,000178 \quad \text{m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Luas penampang dalam pipa

$$\begin{aligned} (A_i) A_i &= \pi/4 \times (d_1)^2 \\ &= \pi/4 \times (0,0251)^2 \\ &= 0,00049 \quad \text{m}^2 \end{aligned}$$

Laju aliran massa refrigeran tiap satuan luas penampang dalam pipa

$$\begin{aligned} G_{\text{ref}} &= \frac{\dot{m}_{\text{hs}}}{A_i} \\ &= \frac{0,203}{0,00049} \\ &= 410,46 \quad \text{kg/m}^2 \cdot \text{s} \end{aligned}$$

Reynold number (Re)

$$\begin{aligned}
 R_{\text{ref}} &= \frac{G_{\text{ref}} \times d_1}{\mu_{\text{ref}}} \\
 &= \frac{246,5 \times 0,0251}{0,001408} \\
 &= 608908,87
 \end{aligned}$$

Perbedaan tekanan

$$\begin{aligned}
 \Delta P &= P_{\text{cond}} - P_{\text{evap}} \\
 &= 18 - 7 \\
 &= 11 \quad \text{bar} \\
 &= 1100 \quad \text{kPa} \\
 &= 112168 \quad \text{kg/m}^2
 \end{aligned}$$

Luas penampang orifice (Aori)

$$\begin{aligned}
 A_{\text{ori}} &= \frac{V_{\text{ref}}}{c \times (2 \times (\Delta p / \rho))^{0,5}} \\
 &= \frac{0,000178}{0,7 \times (2 \times (112168/1138))^{0,5}} \\
 &= 1,81 \times 10^{-5}
 \end{aligned}$$

Diameter orifice (Dori)

$$\begin{aligned}
 D_{\text{ori}} &= (4/\pi \times A_{\text{ori}})^{0,5} \\
 &= (4/\pi \times 1,81 \times 10^{-5})^{0,5} \\
 &= 0,004808 \quad \text{m} \\
 &= 4,808 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

4.7. Perhitungan Penukar Panas

Perhitungan pada sub bab ini akan mencari nilai dari kebutuhan luas penampang yang dibutuhkan untuk mendinginkan refrigeran pada sirkuit *low temperature*.

Penukar panas ini menukar panas refrigeran pada *low temperature* dengan refrigeran *high temperature*, pada sisi *low* penukar panas ini akan menjadi sebagai kondensator, sedangkan pada sisi *high* penukar panas digunakan sebagai evaporator, sehingga terjadi perpindahan panas, dan alat penukar panas yang akan digunakan bertipe *Shell and Tube Heat Exchanger*, perancangan ini menggunakan perhitungan yang akan menghasilkan luasan dari penampang alat penukar panas.

○ Menghitung logaritmic mean temperature difference :

$$T1 = 20 \quad ^\circ\text{C} \quad (\text{Temperature masuk bagian } tube)$$

$$T2 = 17 \quad ^\circ\text{C} \quad (\text{Temperature keluar bagian } tube)$$

$$t1 = 5 \quad ^\circ\text{C} \quad (\text{Temperature masuk bagian } shell)$$

$$t2 = 10 \quad ^\circ\text{C} \quad (\text{Temperature keluar bagian } shell)$$

$$\begin{aligned} \text{LMTD} &= \frac{(T1 - t2) - (T2 - t1)}{\ln \frac{(T1 - t2)}{(T2 - t1)}} \\ &= \frac{(20 - 10) - (7 - 5)}{\ln \frac{(20 - 10)}{(7 - 5)}} \\ &= 11,14 \quad ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

○ Menghitung koefisien panas menyeluruh :

- Tahanan termal di dalam pipa
- *Reynold number*

$$\text{Re} = \frac{U \sim x X}{\nu}$$

Dimana ;

$$U = \text{Kecepatan fluida} = 6,574 \quad \text{m/s}$$

$$X = \text{Diameter dalam pipa} = 0,01092 \quad \text{m}$$

$$\nu = \text{Viskositas kinematis} = 1.61 \times 10^{-8} \quad \text{m}^2/\text{s}$$

$$\text{Re} = \frac{U \sim x X}{\nu}$$

$$\text{Re} = 444122,46$$

- *Prandtl number*

$$\text{Pr} = \frac{Cp \times \mu}{K}$$

Dimana ;

$$\begin{aligned} C_p &= \text{Kalor spesifik} &= & 1006 \text{ J/kg } ^\circ\text{C} \\ \mu &= \text{Viskositas dinamis} &= & 0,0002 \text{ kg/m.s} \\ k &= \text{Konduktivitas termal} &= & 0,0198 \text{ W/m } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{k}$$

$$Pr = 1,195$$

- Stanton number

$$\begin{aligned} St &= \frac{0,0296 Re^{(-0,2)}}{Pr^{(2/3)}} \\ &= 0,00195 \end{aligned}$$

- Perpindahan panas rata-rata di dalam pipa

$$\begin{aligned} h_i &= St \times C_p \times \rho \times U \\ h_i &= 1878,503 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Dimana ;

$$\rho = \text{Massa jenis} = 97,49 \text{ kg/m}^3$$

- Tahanan termal di dalam pipa

$$\begin{aligned} Ri &= \frac{1}{h_i \times A_i} \\ &= \frac{1}{4990 \times (3,14 \times 0,01092)} \\ Ri &= 0,01552 \end{aligned}$$

• Tahanan termal dinding

Material pipa yang akan digunakan diasumsikan terbuat dari campuran antara tembaga dan nikel dengan komposisi 9:1.

$$R_s = \frac{\ln(ro/ri)}{2 \times \pi \times k}$$

Dimana ;

$$ro = \text{Diameter luar pipa} = 0,0127 \text{ m}$$

$$ri = \text{Diameter dalam pipa} = 0,0192 \text{ m}$$

$$k = \text{Keof. perpindahan panas material} = 70,2 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$$

$$R_s = \frac{\ln(r_0/r_1)}{2 \times \pi \times k}$$

$$R_s = 0,00034361$$

• Tahanan termal di luar pipa

- *Reynold number*

$$Re = \frac{U \sim \times X}{\nu}$$

Dimana ;

$$\begin{aligned} U \sim &= \text{Kecepatan fluida} &= 0,3609 \text{ m/s} \\ X &= \text{Diameter dalam pipa} &= 0,0127 \text{ m} \\ \nu &= \text{Viskositas kinematis} &= 1,48 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

$$Re = \frac{11,54 \times 0,0127}{3,29 \times 10^{-7}}$$

$$Re = 30824$$

- *Prandtl number*

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{k}$$

Dimana ;

$$\begin{aligned} C_p &= \text{Kalor spesifik} &= 1032 \text{ J/kg}^\circ\text{C} \\ \mu &= \text{Viskositas dinamis} &= 0,0001692 \text{ kg/m.s} \\ k &= \text{Konduktivitas termal} &= 0,631 \text{ W/m}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$Pr = \frac{1032 \times 1,17 \times 10^{-5}}{0,631}$$

$$Pr = 0,374$$

- *Nusselt number*

$$Nu = 0,332 \times Re^{(1/2)} \times Pr^{(1/3)}$$

$$Nu = 42,02$$

- Perpindahan panas rata-rata di luar pipa

$$h_o = \frac{Nu \times k}{X}$$

$$= \frac{42,025 \times 0,631}{0,0127}$$

$$h_o = 20888,542$$

- Tahanan termal di luar pipa

$$\begin{aligned} R_o &= \frac{1}{h_o \times A_o} \\ &= \frac{1}{2088,542 \times (3,14 \times 0,0127)} \end{aligned}$$

$$R_o = 0,0120$$

• Koefisien perpindahan panas menyeluruh

$$\begin{aligned} U_i &= \frac{1}{\frac{R_i A_o}{A_i} + A_o R_s + R_o} \\ &= \frac{1}{\frac{0,00851 \times 0,0398}{0,0342} + 0,0398 \times 0,000343 + 0,00851} \\ &= 33,249 \text{ W/m}^2\text{C} \end{aligned}$$

Dengan memasukkan nilai luasan penampang pipa maka dapat diperoleh nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh untuk tiap satuan luas.

$$\begin{aligned} U &= \frac{U_i}{A_o} \\ &= \frac{33,239}{0,0398} \\ U &= 833,79 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ \end{aligned}$$

○ Menghitung kebutuhan luas perpindahan panas :

$$\begin{aligned} A &= \frac{Q}{U \times \text{LMTD}} \\ &= \frac{34159}{833,790 \times 11,1259} \\ A &= 3,68 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Dimana ; $Q =$ Perpindahan panas pada kond. LS = 34,15 kW
Perhitungan *Heat Balance*

Untuk mengetahui *heat balance* pada komponen *heat exchanger* maka di gunakan perumusan kesetimbangan pada *heat exchanger* dimana $Q_{\text{lepas}} = Q_{\text{terima}}$, dengan menggunakan beberapa parameter dari kedua refrigeran yang melalui pada komponen *heat exchanger*.

Pada alat penukar kalor yang akan digunakan bertipe *shell and tube*, dimana refrigeran pada sisi panas menggunakan CO2 (R744) sedangkan pada sisi dingin menggunakan refrigeran R404a. Dimana temperatur CO2 yang masuk kedalam alat penukar kalor pada 20° C dan keluaran dari CO2 yang akan dicari dari selisih temperatur pada perhitungan *heat balance*, sedangkan pada sisi panas yaitu dengan refrigeran R404a temperatur masuknya 5° C dan dirancang keluar dari penukar kalor pada temperatur 10° C. dengan parameter yang ada maka akan dicari kesetimbangan energi dari alat penukar kalor.

$$Q \text{ terima (high stage)} = Q \text{ lepas (low stage)}$$

$$\dot{m}_c C_c \Delta T_c + \dot{m}_{c1} C_U = \dot{m}_h C_h \Delta T_h + \dot{m}_h C_U$$

$$(0,203 \times 1398 \times (10-5)) + (0,203 \times 161200) = (0,06 \times 1503 \times \Delta T_h) + (0,06 \times (-21500))$$

$$\Delta T_h = 2,67^\circ \text{C}$$

Maka keluaran pada temperatur pada sisi *low stage* adalah

$$T_{h \text{ out}} = T_{h \text{ in}} - \Delta T_h$$

$$T_{h \text{ out}} = 20 - 2,67$$

$$T_{h \text{ out}} = 17^\circ \text{C}$$

4.8. Hasil Perhitungan

Hasil dari perhitungan diatas dapat dibaca pada tabel dibawah ini dengan masing – masing beban pendinginan di tiap-tiap ruangan.

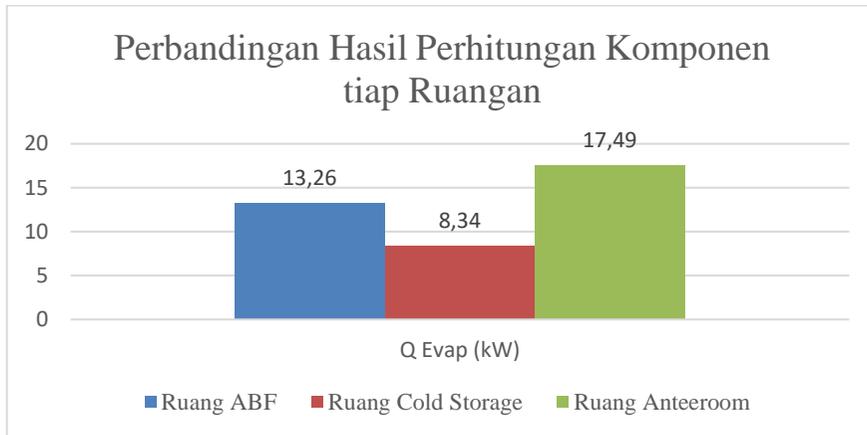
Tabel 4.8 Hasil Perhitungan Komponen

no	Komponen	Ruang ABF	Ruang <i>Cold Storage</i>	Ruang <i>Anteeroom</i>
1	Evaporator	Q evap = 13,26 kW	Q evap = 8,34 kW	Q evap = 17,49 kW
		$\dot{m} = 0,0607 \text{ kg/s}$	$\dot{m} = 0,0370 \text{ kg/s}$	$\dot{m} = 0,203 \text{ kg/s}$
2	Fan Evaporator	$\dot{m} = 0,53 \text{ kg/s}$	$\dot{m} = 0,53 \text{ kg/s}$	$\dot{m} = 0,71 \text{ kg/s}$
		$\forall \text{ fan} = 0,22 \text{ m}^3/\text{s}$	$\forall \text{ fan} = 0,22 \text{ m}^3/\text{s}$	$\forall \text{ fan} = 0,29 \text{ m}^3/\text{s}$
3	Katup Ekspansi	$\forall \text{ refrigeran} = 5,43 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$	$\forall \text{ refrigeran} = 3,48 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$	$\forall \text{ refrigeran} = 1,785 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$
		D permukaan = 2,22 mm	D permukaan = 1,75 mm	D permukaan = 4,04 mm
4	<i>Heat Exchanger</i>	Q <i>heat exchanger</i> = 34,159 kW	Q <i>heat exchanger</i> = 34,159 kW	Q kondensor = 7,65 kW
		A <i>heat exchanger</i> = 3,68 m ²	A <i>heat exchanger</i> = 3,68 m ²	V udara = 0,623

Dari hasil komponen yang telah didapatkan, langkah selanjutnya yaitu untuk mengetahui perhitungan ekonomis yang dibutuhkan pada sistem yang dirancang. Dan sebagai perbandingan, maka akan di berikan pembanding dari sistem yang telah ada (*Data Existing*).

Diatas terlihat pada bagian evaporator terdapat perbedaan beban pendinginan pada masing-masing evaporator ruangan, terdapat tiga ruangan yaitu ruang ABF (*Air Blast Freezer*), *cold storage*, dan *anteeroom*.

Dengan hasil perhitungan diatas dapat digambarkan pada grafik, dimana hasil dari kebutuhan pada perancangan desain sistem refrigerasi pada tiap – tiap ruangan.



Grafik 4.1 Hasil Perhitungan komponen tiap Ruangan

4.9. Perhitungan Ekonomi

Pada sub-bab ini akan dilakukan perhitungan kebutuhan ekonomi yang menjadi salah satu tujuan dari penulisan tugas akhir ini, dimana perhitungan ini merupakan biaya yang harus dikeluarkan pada perancangan desain sistem refrigerasi, dengan perbandingan kebutuhan energi listrik yang digunakan pada sistem *cold storage* konvensional dengan perancangan sistem yang telah dibuat.

Tabel 4.9 Perhitungan Biaya Energi untuk Kompresor

Tipe	Bagian	Daya Kompresor (kW)	Biaya Listrik Perbulan
Konvensional	ABF	17,59	Rp. 30.448.294
	<i>Cold Storage</i>	21,1	
	<i>Anteeroom</i>	5,72	
Perancangan	<i>High Stage (Anteeroom)</i>	8,53	Rp. 10.771.934
	<i>Low Stage (ABF dan Cold Storage)</i>	4,9	

Catatan : tarif dasar listrik (TDL) Rp.1114,-

Dari hasil yang ada pada tabel diatas maka didapatkan perbandingan pada sistem konvensional yang ada pada data existing dan sistem yang dirancang dengan menggunakan perbedaan refrigeran CO₂, didapatkan input energi tiap ruangan, dengan daya input tersebut didapatkan biaya listrik perbulan selisih yang cukup signifikan.

4.9.1. Perhitungan Capital Cost

Analisa yang digunakan untuk menghitung berapa biaya modal untuk membuat sistem refrigerasi yang akan didesain dengan merubah sistem refrigerasi konvensional dengan desain sistem *cascade* untuk dua siklus refrigerasi dimana menggunakan 2 buah kompresor dengan 1 buah *heat exchanger* pada sistem refrigerasi yang didesain.

Pertimbangan dari estimasi biaya yang dibutuhkan adalah dengan menghitung harga masing-masing komponen, dengan tambahan biaya pengerjaan dan biaya lain-lain (biaya margin) dari total capital cost diasumsikan sekitar 5%-10%. Untuk perhitungan dari biaya capital cost sistem existing tidak dimasukkan dalam perhitungan analisa, dengan itu maka hanya biaya pada komponen yang ada pada sistem refrigerasi yang didesain. Berikut hasil perhitungan capital costnya:

Tabel 4.10 Perhitungan Capital Cost

No	Barang	Jumlah	Satuan	Harga satuan	Total
1	Kompresor	2	unit	8000000	Rp16.000.000
3	Unit Ekspansi	3	unit	2500000	Rp7.500.000
4	Penukar Panas	1	unit	13000000	Rp13.000.000
5	Pipa Tembaga	30	meter	100000	Rp3.000.000
$\Sigma =$					Rp.39.500.000
$\Sigma + 7\% =$					Rp.42.265.000

Tabel 4.11 Perhitungan Kebutuhan biaya listrik

No	Wkomp (kW)	kWh /			Biaya tahun
		hari	bulan	tahun	
1	8,53	204,72	6141,6	73699,2	Rp.82.100.909
2	4,9	117,6	3528	42336	Rp.47.162.304
Total					Rp129.263.527

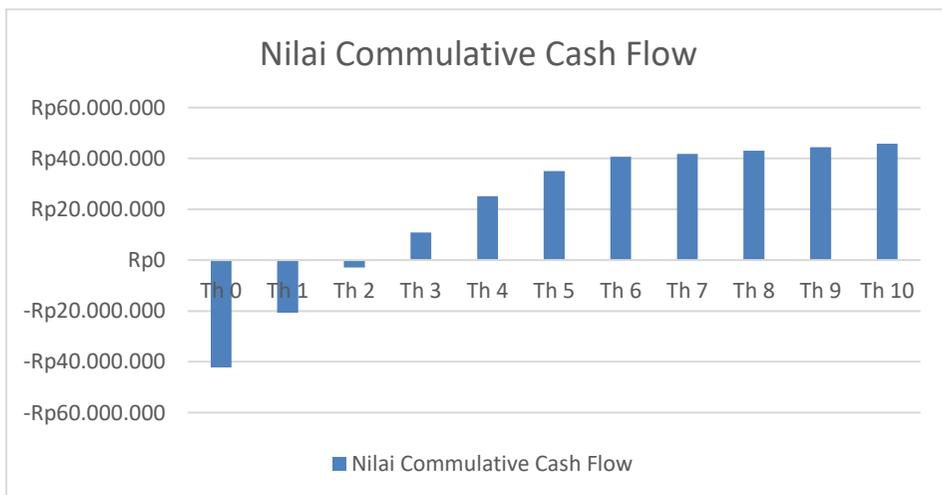
Tabel 4.12 Perhitungan Kebutuhan Perawatan

No	Barang	Jumlah	Satuan	Harga satuan	Total
1	Perawatan	1	/ tahun	5% <i>Capital Cost</i>	Rp.2.113.250

Tabel 4.13 Hasil perhitungan cash flow dari desain sistem refrigerasi

No	Tahun ke	Cash Flow	Commulative Cash Flow
1	0	-Rp42.265.000	-Rp42.265.000
2	1	Rp21.623.223	-Rp20.641.777
3	2	Rp17.745.317	-Rp2.896.460
4	3	Rp13.751.074	Rp10.854.614
5	4	Rp14.227.004	Rp25.081.618
6	5	Rp9.989.512	Rp35.071.130
7	6	Rp5.624.894	Rp40.696.024
8	7	Rp1.129.339	Rp41.825.363
9	8	Rp1.226.616	Rp43.051.979
10	9	Rp1.326.812	Rp44.378.792
11	10	Rp1.430.014	Rp45.808.806

Dengan hasil yang didapatkan pada tabel diatas, dengan *revenue* dari hasil usaha pada tahun ketiga perusahaan mendapatkan keuntungan sebesar Rp10.854.614. dengan penambahan keuntungan yang didapatkan setiap tahun maka nilai *commulative cash flow* pada desain sistem yang dirancang dapat digambarkan pada grafik dibawah ini.

**Grafik 4.2** Commulative Cash Flow

Dengan adanya grafik diatas menggambarkan bahwa dimana nilai dari *revenue* yang didapat mampu untuk menutup biaya awal dan operasional pada dua tahun pertama, kemudian pada tahun ketiga didapatkan laba dari harga sewa pada *cold storage*.

Hasil perhitungan *commulative cash flow* diatas didapatkan dari nilai modal sebesar Rp.42.265.000,00 dan dengan biaya pertahun sebesar Rp.153.000.000,- dengan penjumlahan setiap empat tahun sekali untuk biaya sewa dari *cold storage* sebesar 10%, dengan mengikuti harga nilai tukar rupiah dengan dollar.

4.9.2. Perbandingan Harga Refrigeran

Perbandingan harga Refrigeran CO2 (R744) dengan R404A.

Tabel 4.14 Harga Refrigeran

No	Refrigeran	Harga (/kg)
1	R404a	Rp. 167.400
2	CO2 (R744)	Rp. 10.000

Dengan harga yang didapatkan pada tabel diatas dapat dianalisa, bahwa untuk sistem refrigerasi dengan menggunakan refrigeran CO2 dibandingkan dengan R404 akan jauh lebih ekonomis, namun peralatan dan komponen yang terdapat pada sistem refrigerasi dengan menggunakan sistem *cascade* dan menggunakan CO2 akan membutuhkan banyak komponen yang diawal pembangunan akan membuat modal awal lebih besar dibandingkan dengan sistem refrigerasi konvensional.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Kesimpulan dari hasil perhitungan dalam desain sistem yang dirancang dan dibandingkan dengan desain sistem pada *cold storage* dengan kebutuhan beban pendinginan pada setiap ruangan yang sama yaitu pada ruang ABF yang mempunyai temperatur keluaran dari evaporator -35°C mempunyai beban pendinginan sebesar 13,26 kW dan pada *cold storage* sebesar 8,34 kW pada temperatur -25°C , sedangkan pada *anteeroom* yang mempunyai temperatur 5°C total beban pendinginan 17,49 kW, dengan perbedaan desain sistem dan bahan refrigeran pada sistem refrigerasi yang dirancang dapat menekan kebutuhan daya pada kompresor.

R404a pada sisi *high stage* dan CO2 (R744) pada sisi *low stage*, performa dari desain sistem yang dirancang didapatkan nilai COP pada sistem refrigerasi sebesar 4,20, dan COP pada *cold storage* sebesar 4,77 pada ruang ABF, 2,43 pada ruang *cold storage*, dan 6,2 pada ruang *anteeroom* dengan kebutuhan pendinginan pada ruang ABF sebesar 13,6 kW, pada ruang *cold storage* 8,34 kW, dan pada sisi *high stage* terdapat ruang *anteeroom* beban pendinginan sebesar 17,49 kW dan 34,15 kW untuk Q pada komponen *heat exchanger*.

Pada perhitungan biaya listrik yang dibutuhkan pada kompresor masing-masing sistem terdapat selisih Rp.19.676.359,- dari sistem konvensional dengan sistem *cascade*, sehingga selisih biaya operasional dapat digunakan untuk biaya perawatan komponen lainnya.

5.2. Saran

Untuk langkah yang dapat diambil selanjutnya ialah dengan pengaplikasian sistem refrigerasi kompresi uap *cascade* ini pada bidang marine untuk kebutuhan *provision room* dikapal dimana pada ruangan tersebut membutuhkan ruang yang dapat menampung beberapa jenis bahan makanan yang tentunya butuh temperatur yang berbeda, dari tingkat udara segar, dingin hingga beku, dengan daya listrik yang kecil kebutuhan bahan bakar pada kapal dapat ditekan.

Dalam pengaplikasian dan bagaimana performa dari sistem refrigerasi *cascade* ini dapat di teliti dan analisa lebih dalam, dapat dilakukan pemilihan komponen yang tepat untuk desain sistem refrigerasi kompresi uap *cascade* yang sesuai.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- Dellino, Clive V.J.1997. Cold and Chilled Storage Technology. Blackie Academic and Professional
- Refrigeration and Air Conditioning. 2008. IIT Khargapur.
- Stoecker,W.F. dan Jerold, J.W. 1994. Refrigerasi dan Pengkondisian Udara Edisi kedua. PT. Erlangga, Jakarta.
- Sumanto. 2001. Dasar - dasar Mesin Pendingin. Andi, Yogyakarta.
- Trott,A.R. and Welch. 2000, T. Refrigeration and Air-Conditioning, Edisi Ketiga Butterworth-Heinemann.
- Bimantara, Yusuf. 2017, Perancangan Sistem Refrigerasi Kompresi Uap *Cascade* untuk Aplikasi *Hybrid Reefer Container*. Surabaya. Departemen Teknik Sistem Perkapalan, FTK-ITS.
- Tim Teknisi Coldstorage. 2016. Guidebook of Coldstorage Warehouse (Buku Panduan Gudang Coldstorage). PT. Perikanan Nusantara.
- Siagan, Saut. 2017. Perhitungan Beban Pendinginan pada Cold Storage untuk Penyimpanan Ikan Tuna pada PT.X. Program Studi Teknik Mesin, UPN Veterean Jakarta, Jakarta Selatan.
- Holman F., Jasjfi, E., 1997, Perpindahan Kalor, Edisi keenam, Erlangga, Jakarta
- Ilyas S. Teknologi Refrigerasi Hasil Perikanan, Jilid I Teknik Pendinginan Ikan. Pusat. Penelitian dan Pengembangan Perikanan. Jakarta. Ilyas, S. 1983.
- Arismunandar, W., Saito, H., 2005, Penyegaran Udara, Cetakan ketujuh, Pradnya Paramita, Jakarta.
- Dasar-Dasar Refrigerasi. [online] Tersedia di: <http://www.bppp-tegal.com/v1/index.php?option=com_content&view=article&id=229:dasar-dasar-refrigerasi&catid=44:artikel&Itemid=85> [Diakses pada 10 Februari 2018]

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS



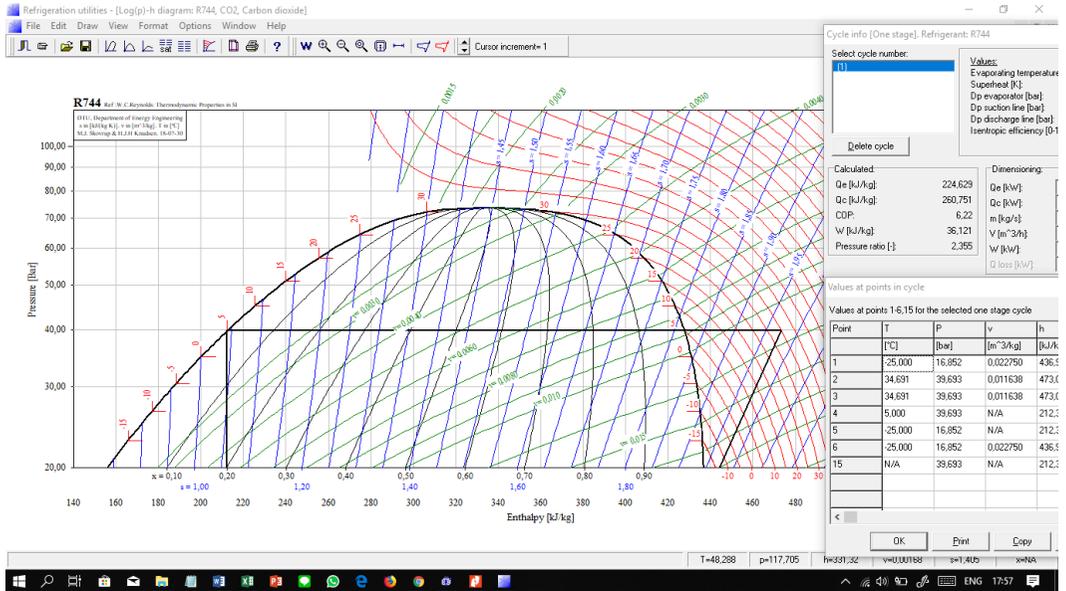
Ivan Nabil Arighi lahir di Blora, Jawa Tengah pada tanggal 28 April 1995. Penulis menempuh pendidikan formal dari tingkat dasar hingga menengah atas di Cepu yang diawali pada TK ABA 1 Cepu, SDN Kentong, SMP Muhammadiyah Cepu, hingga menyelesaikan pendidikan terakhir di SMAN 1 Cepu. Pada jenjang perguruan tinggi penulis melanjutkan pendidikan dengan mendaftar di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dan mengambil Jurusan Teknik Sistem Perkapalan melalui jalur SNMPTN atas dasar ketertarikan pada dunia teknologi yang terus berkembang, khususnya teknik sistem perkapalan dimana negara Indonesia menjadi negara maritim. Penulis terdaftar sebagai mahasiswa ITS dengan NRP 0421134000055.

Dimulai dari semester pertama, penulis aktif mengikuti keikutsertaan dalam anggota dan kepengurusan Lembaga Dakwah Jurusan hingga semester enam. Pada tahun terakhir penulis bergabung menjadi anggota Laboratorium MMS (*Marine Machinery System*) Jurusan Teknik Sistem Perkapalan untuk mengerjakan tugasakhir dengan fokus sistem refrigerasi.

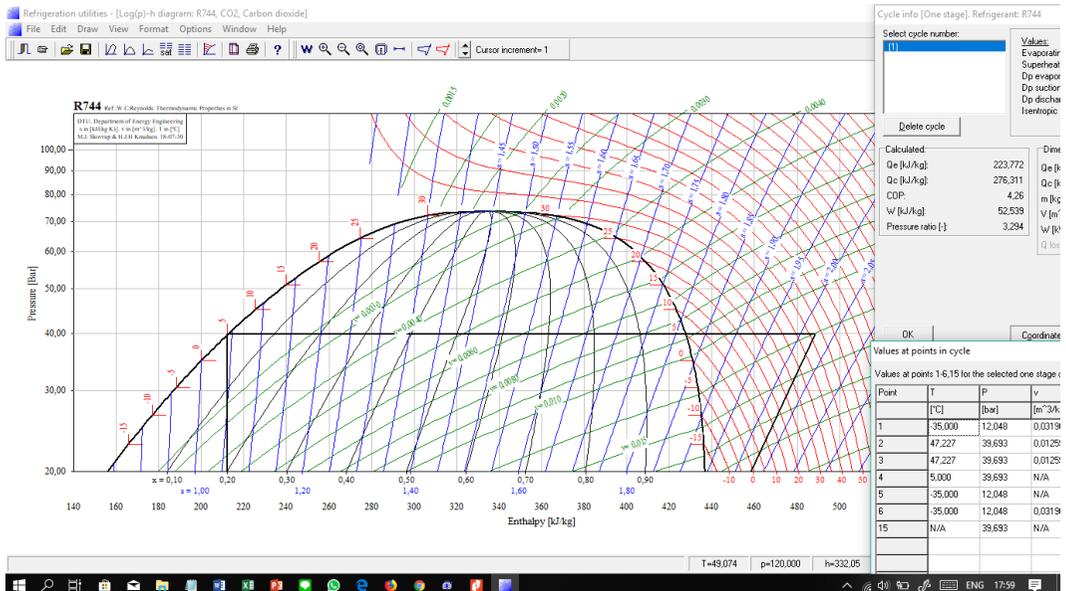
Lampiran A

Diagram P-h CO₂ (R744)

Lampiran Grafik P-h diagram CO2 (R744)



Gambar P-h diagram CO2 pada T evap (-25°C)



Gambar P-h diagram CO2 pada T evap (-35°C)

Lampiran B

Perhitungan *Capital Cost*

1. Biaya Listrik Per Tahun					
No	Wkomp (kW)	hari	kWh / bulan	tahun	Biaya tahun
1	13,43	322,32	9669,6	11603 5,2	Rp129.263.527
<i>Catatan : Tarif tenaga listrik PLN per Bulan . Sebesar Rp 1.114,- / kWh</i>					
2. Biaya Pengeluaran (CAPEX)					
No	Barang	Jumlah	Satuan	Harga satuan	Total
1	Kompresor	2	unit	120000000	Rp16.000.000
2	Cascade	1	unit	25000000	Rp20.500.000
3	Modifikasi	3		1000000	Rp3.000.000
				$\Sigma =$	39500000
				$\Sigma + 7\% =$	Rp42.265.000
3. Biaya Operasional (OPEX)					
- Biaya perawatan					
No	Barang	Jumlah	Satuan	Harga satuan	Total
1	Perawatan	1	/ tahun	5% <i>Capital Cost</i>	Rp2.113.250
-Total Biaya operasional					
No	Tahun	Perawatan	Operasional	Total	
1	1	Rp2.113.250	Rp129.263.527	Rp131.376.777	
2	2	Rp2.113.250	Rp133.141.433	Rp135.254.683	
3	3	Rp2.113.250	Rp137.135.676	Rp139.248.926	
4	4	Rp2.113.250	Rp141.249.746	Rp143.362.996	
5	5	Rp2.113.250	Rp145.487.238	Rp147.600.488	
6	6	Rp2.113.250	Rp149.851.856	Rp151.965.106	
7	7	Rp2.113.250	Rp154.347.411	Rp156.460.661	
8	8	Rp2.113.250	Rp158.977.834	Rp161.091.084	

9	9	Rp2.113.250		Rp163.747.169	Rp165.860.419
10	10	Rp2.113.250		Rp168.659.584	Rp170.772.834
4. Revenue Expenditure					
N o	Barang	waktu	satuan	harga / bulan	Total
1	20 ft	12	bulan	Rp12.750.000	Rp153.000.000
5. Cash Flow					
N o	Tahun berjalan	<i>Capital cost</i>		Operasional	Revenue
1	0	Rp42.265.000		-	-
2	1	-		Rp131.376.777	Rp153.000.000
3	2	-		Rp135.254.683	Rp153.000.000
4	3	-		Rp139.248.926	Rp153.000.000
5	4	-		Rp143.362.996	Rp157.590.000
6	5	-		Rp147.600.488	Rp157.590.000
7	6	-		Rp151.965.106	Rp157.590.000
8	7	-		Rp156.460.661	Rp157.590.000
9	8	-		Rp161.091.084	Rp162.317.700
10	9	-		Rp165.860.419	Rp167.187.231
11	10	-		Rp170.772.834	Rp172.202.848
N o	Tahun ke	<i>Cash Flow</i>		<i>Commulative Cash Flow</i>	
1	0	-Rp42.265.000		-Rp42.265.000	
2	1	Rp21.623.223		-Rp20.641.777	
3	2	Rp17.745.317		-Rp2.896.460	
4	3	Rp13.751.074		Rp10.854.614	
5	4	Rp14.227.004		Rp25.081.618	
6	5	Rp9.989.512		Rp35.071.130	
7	6	Rp5.624.894		Rp40.696.024	
8	7	Rp1.129.339		Rp41.825.363	

9	8	Rp1.226.616	Rp43.051.979	
1 0	9	Rp1.326.812	Rp44.378.792	
1 1	10	Rp1.430.014	Rp45.808.806	